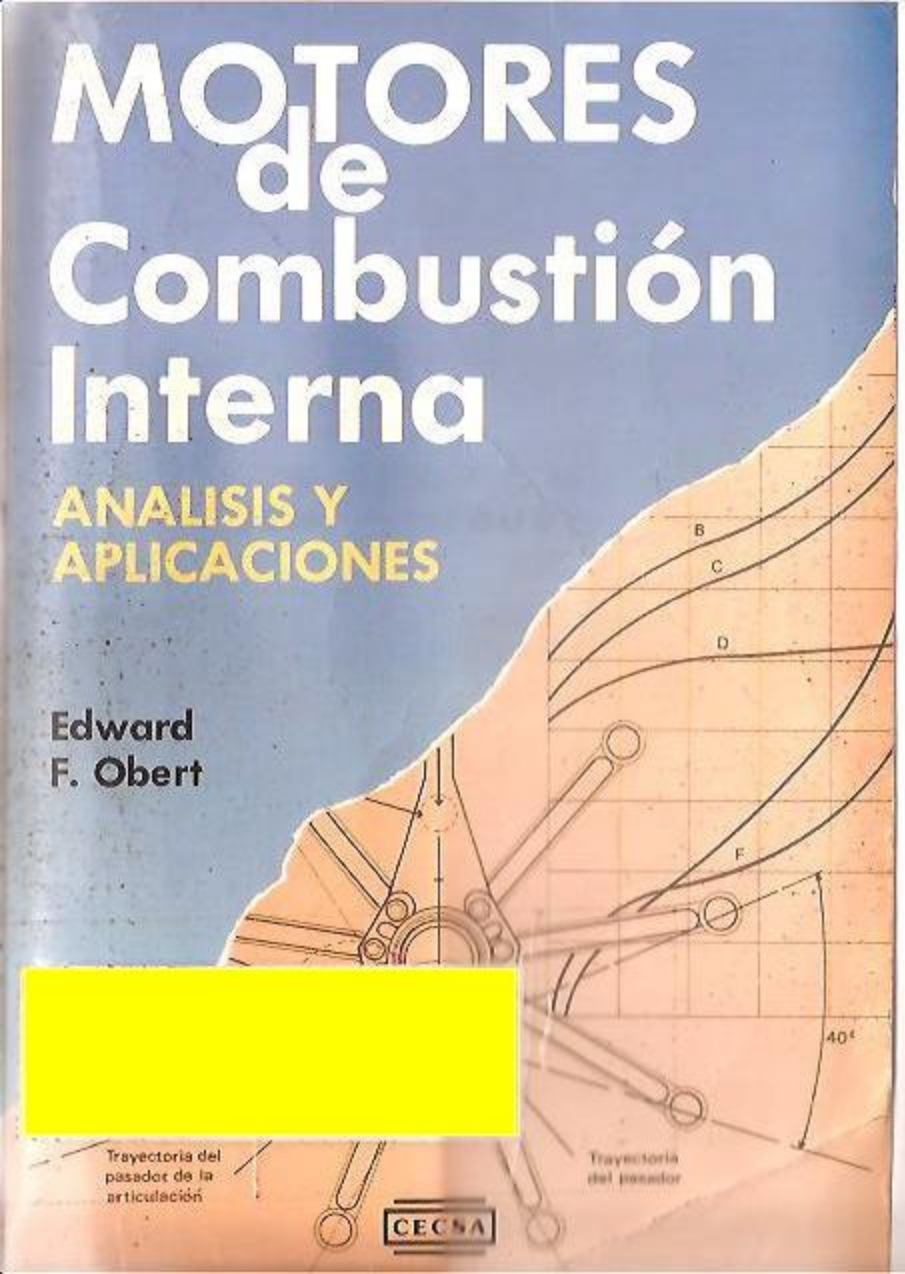
MOTORES de Combustión Interna

ANALISIS Y APLICACIONES

Edward
F. Obert



MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

ANALISIS Y APLICACIONES

POR
EDWARD F. OBERT
Profesor de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Wisconsin

Traducción de la Segunda Edición en Inglés

VIGÉSIMA QUINTA REIMPRESIÓN
MÉXICO, 1999

COMPAÑÍA EDITORIAL CONTINENTAL, S.A. DE C.V.
MÉXICO

L. Daugherty, del Instituto Tecnológico de California, se le agradece haber permitido la impresión de sus gráficas suplementarias para el empleo de los diagramas de combustión y al Profesor H. L. Solberg, de la Universidad de Purdue, por sus varios comentarios y juicios críticos del manuscrito original.

Ambos tipos de motor, los de encendido por chispa y los de encendido por compresión, son estudiados cuidadosamente sin hacer un énfasis indebido sobre alguno de los tipos. Se presenta suficiente material descriptivo de modo que aun aquellos estudiantes completamente no familiarizados con los motores, pueden obtener un conocimiento satisfactorio sobre el funcionamiento del motor y sobre detalles de construcción.

Se han formado ejemplos ilustrativos y se han presentado numerosas tablas de datos básicos y resultados de pruebas para proporcionar material para referencia y ayudar en la solución de los problemas. Se han intercalado numerosas referencias a través del libro anhelando que el estudiante se anime a consultar la literatura técnica.

BURGESS H. JENNINGS

Evanston, Illinois EDWARD F. OBERT

FACULTAD DE INGENIERIA BIBLIOTECA UNLPA

CONTENIDO

PREFACIO A LA SEGUNDA EDICION 5

PREFACIO A LA PRIMERA EDICION 7

SIMBOLOS Y ABREVIATURAS 15

CAPITULO 1. TIPOS BASICOS DE MOTORES Y SU FUNCIONAMIENTO 21

1-1. El motor de cuatro carreras encendido por chispa (ECH). 1-2. Control de la velocidad y de la carga en los motores ECH. 1-3. El motor de cuatro carreras encendido por compresión (EC). 1-4. Control de la velocidad y de la carga en el motor EC. 1-5. El ciclo de dos carreras. 1-6. Tipos de motores. 1-7. Clasificación por la posición de las válvulas. 1-8. Sobrealimentación. 1-9. Partes y detalles del motor. 1-10. La turbina de gas de combustión continua. *Problemas.*

CAPITULO 2. PRUEBAS DE LOS MOTORES 47

2-1. El freno de Prony. 2-2. Frenos de agua. 2-3. El ventilador como freno. 2-4. El dinamómetro de corrientes parásitas. 2-5. El dinamómetro eléctrico. 2-6. Selección del dinamómetro. 2-7. Determinaciones de la velocidad. 2-8. Consumo de combustible. 2-9. Consumo de aire. 2-10. Potencia y rendimiento mecánico. 2-11. Presión media efectiva. 2-12. Par torsional y mep. 2-13. Consumo específico de combustible y rendimiento térmico. 2-14. Relaciones aire-combustible y combustible-aire. 2-15. Rendimiento volumétrico. 2-16. Apreciaciones del rendimiento. 2-17. Factores de corrección. 2-18. Tipos de pruebas. 2-19. Prueba de velocidad variable con el motor ECH. 2-20. Prueba de velocidad variable con el motor EC. 2-21. Prueba de velocidad constante. 2-22. Titulación de los motores. *Problemas.*

CAPITULO 3. TERMODINAMICA 83

3-1. Energía. 3-2. El sistema. 3-3. Propiedad, estado y proceso. 3-4. Calor y trabajo 3-5. Unidades y medición

del trabajo y el calor. 3-6. La ecuación general de la energía. 3-7. Ecuaciones simplificadas de la energía. 3-8. La ecuación de continuidad. 3-9. El ciclo de potencia y el rendimiento térmico. 3-10. La energía disponible y el proceso reversible. 3-11. El trabajo y el sistema cerrado. 3-12. El trabajo y el sistema abierto. 3-13. La segunda ley. 3-14. Entropía. 3-15. El diagrama *Ts* y el proceso irreversible. 3-16. La mol. 3-17. Capacidades de calor. 3-18. El gas ideal: ecuación del estado. 3-19. Relaciones para el gas ideal. 3-20. Ecuaciones de los procesos para los gases perfectos. 3-21. Mezcla de gases perfectos. 3-22. La tobera y el venturi. 3-23. La velocidad de impacto (choque). 3-24. La tercera ley. 3-25. La energía libre. 3-26. La reacción reversible y la constante de equilibrio. 3-27. El motor de combustión reversible. *Problemas.*

CAPITULO 4. TEORIAS DE LA COMBUSTION Y LA DETONACION 119

4-1. Ecuaciones de la combustión. 4-2. Propiedades del aire. 4-3. Elementos combustibles en los carburantes. 4-4. Combustión con aire. 4-5. Calor de combustión. 4-6. Poderes caloríficos superiores e inferiores. 4-7. Rendimiento térmico de un motor de combustión. 4-8. Temperaturas teóricas de la llama. 4-9. Combustión en el motor ECH. 4-10. Autoencendido y reacción química. 4-11. El fenómeno de la combustión en el motor ECH. 4-12. Combustión en el motor EC. 4-13. Golpeteo en el motor EC. 4-14. Combustión en la turbina de gas. 4-15. Detalles de la química de la combustión. 4-16. Teorías de la combustión. 4-17. La reacción en cadena y el motor de combustión. 4-18. Detonación y golpeteo. 4-19. Encendido por chispa. 4-20. Equilibrio químico y disociación. *Problemas.*

CAPITULO 5. PRESION Y MEDICIONES DE LA PRESION 175

5-1. Indicadores mecánicos. 5-2. Empleo del diagrama del indicador. 5-3. Indicadores de presión máxima. 5-4. Indicadores de presión media. 5-5. Indicadores eléctricos de la presión. 5-6. Diagramas de la presión para motores ECH completamente (estrangulados) acelerados. 5-7. Sacudidas del motor. 5-8. El diagrama *pV* para el motor ECH, parcialmente acelerado. 5-9. Diagramas de presión para el motor EC. 5-10. La detonación y el diagrama, *pt*. *Problemas.*

CAPITULO 6. CICLOS IDEALES Y SUS PROCESOS 199

6-1. El ciclo Otto. 6-2. El ciclo Diesel. 6-3. El ciclo Duplex. 6-4. Comparación de los ciclos de aire normal. 6-5. Los efectos del equilibrio químico y los calores específicos variables. 6-6. El motor de alimentación estratificada. 6-7. El motor de expansión completa. 6-8. El ciclo Brayton (Joule). 6-9. El motor de aire. 6-10. El proceso de escape. 6-11. El proceso de admisión ideal. 6-12. Otros procesos de admisión. 6-13. El proceso de escape del motor real. *Problemas.*

CAPITULO 7. DIAGRAMAS DE COMBUSTION 235

7-1. Diagramas para mezclas no quemadas. 7-2. Diagramas para mezclas quemadas. 7-3. El proceso de combustión. 7-4. El motor Otto sin estrangular. 7-5. El motor Otto estrangulado. 7-6. El motor Otto sobrealimentado. 7-7. Gradientes de combustión y detonación. 7-8. El motor encendido por compresión (diesel). *Problemas.*

CAPITULO 8. COMBUSTIBLES 271

8-1. Los combustibles naturales. 8-2. Petróleo crudo. 8-3. División del aceite crudo en productos de petróleo. 8-4. Descomposición térmica y catálisis pirogénica (cracking). 8-5. La familia de las parafinas. 8-6. La familia de las olefinas. 8-7. La familia de las diolefinas. 8-8. La familia nafteno o cicloparafina. 8-9. La familia de los aromáticos. 8-10. Los alcoholes. 8-11. Otros procesos de refinación. 8-12. Gasolina. 8-13. Volatilidad de las mezclas multicompuestas. 8-14. Volatilidad de los combustibles con un solo componente. 8-15. Aplicaciones de las curvas de volatilidad. 8-16. Sumario de las características de volatilidad. 8-17. Especificaciones para la presión de vapor, goma y azufre de la gasolina. 8-18. Sumario de las características de la gasolina. 8-19. Aceite combustible. 8-20. Especificaciones para aceite combustible.

8-21. Clasificaciones de los aceites combustibles. 8-22. Combustibles gaseosos. *Problemas.*

CAPITULO 9. EL GOLPETEO Y LAS VARIABLES DEL MOTOR 339

9-1. Autoencendido en los motores ECH y EC. 9-2. El golpeteo y el motor ECH. 9-3. El golpeteo y el motor EC. 9-4. Grados de golpeteo de los combustibles ECH. 9-5. Números de comportamiento. 9-6. Sensibilidad de los combustibles. 9-7. Agentes antigolpeantes. 9-8. El golpeteo y el comportamiento del motor ECH. 9-9. Grados de golpeteo de los combustibles EC. 9-10. Número cetano, rendimiento y aditivos. 9-11. La estructura del combustible y el golpeteo. *Problemas.*

CAPITULO 10. LOS GASES DEL ESCAPE Y LA RELACION AIRE-COMBUSTIBLE 385

10-1. El rendimiento del motor y la relación aire-combustible. 10-2. Análisis de los productos de la combustión. 10-3. Los componentes del aire y de los combustibles. 10-4. Cálculo de las relaciones aire-combustible. 10-5. Relaciones de las mezclas a partir de las tablas. 10-6. Otros métodos aproximados. *Problemas.*

CAPITULO 11. CARBURACION 413

11-1. Las necesidades del motor. 11-2. El sistema de carburación del combustible. 11-3. El tubo venturi. 11-4. El flujo de combustible. 11-5. El carburador simple. 11-6. Los elementos de un carburador completo. 11-7. El carburador con purga restringida de aire. 11-8. El carburador de inyector compensador. 11-9. El carburador de válvula auxiliar para aire. 11-10. Dispositivos de enriquecimiento temporal. 11-11. Ahogador automático. 11-12. Carburación para dos combustibles. 11-13. Carburación por inyección. 11-14. La distribución del combustible. 11-15. El múltiple. *Problemas.*

CAPITULO 12. INYECCION 463

12-1. Objetivos. 12-2. El sistema de inyección EC. 12-3. El sistema de bomba individual: la bomba Bosch. 12-4. El sistema de bomba individual: la bomba Ex-Cell-O. 12-5.

El sistema de bomba individual: el inyector unitario. 12-6. El sistema de distribuidor: International Harvester. 12-7. El sistema de distribuidor: Cummins. 12-8. El sistema de distribuidor: Bosch. 12-9. El sistema de inyección de depósito común. 12-10. La formación del rocío. 12-11. Toberas rociadoras y sus guarniciones para motores EC. 12-12. Sistemas de inyección para los motores ECH. 12-13. Hidráulica de las líneas de combustible. 12-14. Análisis gráfico del proceso de inyección. 12-15. El diagrama histórico del proceso de inyección. 12-16. Comparación de los diagramas históricos. 12-17. Características de las toberas cerradas. *Problemas.*

CAPITULO 13. CARACTERISTICAS DEL MOTOR Y REGULACION DE LAS VALVULAS 525

13-1. Transferencia de calor. 13-2. El motor hipotético. 13-3. La transmisión de calor y el motor. 13-4. Alimentación unitaria de aire. 13-5. Par de la fricción, potencia de la fricción y rendimiento mecánico. 13-6. El par y la presión media efectiva. 13-7. Consumo de aire y potencia indicada. 13-8. Consumo específico de combustible. 13-9. Regulación de las válvulas. 13-10. La relación de reducción de los engranes. *Problemas.*

CAPITULO 14. MOTORES ENCENDIDOS POR CHISPA .. 559

14-1. Combustión en una cámara cerrada. 14-2. Distribución del volumen. 14-3. Cámaras de combustión, ECH. 14-4. Motores de gas. 14-5. Motores de alimentación estratificada. 14-6. Sistemas de encendido con acumulador. 14-7. Encendido mediante magneto. 14-8. Las bujías y el encendido. 14-9. Otros aspectos del encendido. *Problemas.*

CAPITULO 15. MOTORES ENCENDIDOS POR COMPRESION 601

15-1. Cámaras abiertas. 15-2. Cámaras de precombustión. 15-3. Cámara de turbulencia. 15-4. Celda de aire. 15-5. Celda de energía. 15-6. Comparación de las características de las cámaras. 15-7. Motores para dos combustibles y motores para gas diesel. 15-8. Dispositivos de arranque. 15-9. Propiedades del combustible y el humo.

15-10. Variables de funcionamiento. 15-11. Inyección piloto. 15-12. Detalles de diseño. *Problemas.*

CAPITULO 16. LUBRICACION 657

16-1. El problema de la lubricación. 16-2. Lubricantes. 16-3. Refinación. 16-4. Propiedades de los lubricantes. 16-5. Aditivos para los lubricantes. 16-6. Pruebas de los lubricantes. 16-7. Capacidad de carga de los cojinetes. 16-8. Materiales para los cojinetes. 16-9. Rendimiento del motor y la lubricación. 16-10. Sistemas de lubricación en los motores. 16-11. Recubrimientos resistentes al desgaste. *Problemas.*

CAPITULO 17. COMPRESORES, TURBINAS DE GAS Y PROPULSION A CHORRO 701

17-1. Compresores de desplazamiento positivo. 17-2. Compresor centrífugo. 17-3. Relaciones del rendimiento. 17-4. Instalación del sobrealimentador en los aviones. 17-5. Instalación en el piso. 17-6. Compresores de flujo axial. 17-7. Turbinas de gas. 17-8. Plantas de fuerza combinadas. 17-9. Motores de chorro. *Problemas.*

APENDICE 737

INDICE 755

SIMBOLOS Y ABREVIATURAS

A	Area (pie^2 y plg^2) m^2 y cm^2
AF	Relación en peso de aire-combustible
AN	Army-Navy performance number
API	American Petroleum Institute
ASTM	American Society for Testing Materials
AV	Relación en peso aire-vapor
BDC	Punto muerto inferior (PMI)
Bé	Escala Baumé
bhp	Potencia al freno en caballos
bmep	Presión media efectiva al freno [lb/plg^2 (kg/cm^2)]
BP	Punto de burbuja
bsfc	Consumo específico de combustible, al freno [lb/hp-hr (kg/hp-hr)]
Btu	British thermal unit
°C	Temperatura en grados centígrados
C	Constante; coeficiente
c	Calor específico [Btu/lb o Mol R (kcal/kg o Mol R)]; volumen de compresión [plg^3 (cm^3)]
cc	Centímetros cúbicos
CCR	Relación de compresión crítica
CF	Factor de corrección
CFR	Cooperative Fuel Research
CI	Encendido por Compresión (EC)
CRC	Coordinating Research Council
D	Volumen de desplazamiento [plg^3 (cm^3)]
d	Diámetro [plg (cm)]
DP	Punto de rocío
E	Energía de cualquier clase [Btu y Btu/lb o mole (kcal y kcal/kg)] o mol
EAD	Destilación del aire en equilibrio
°F	Temperatura en grados Fahrenheit
f	Relación en peso de los residuos del escape con respecto a la mezcla total; fricción y coeficiente de fricción
F	Consumo específico de combustible [lb/hp-hr (kg/hp-hr)]; fuerza [lb (kg)]
FA	Relación en peso aire-combustible
fhp	Potencia usada en la fricción
G	Gravedad específica; energía libre [Btu y Btu/lb o mole (kcal y kcal/kg o mol)]
g	Aceleración de la gravedad [pies/seg^2 (m/seg^2)]
g_c	Constante dimensional [32.2 lb_a-pie/lb_f-seg^2 (981.6 kg_a-cm/kg_f-seg^2)]
GM	General Motors
H	Altura [pies o plg (m o cm)]
H	Entalpía [Btu (kcal)]
h	Entalpía específica [Btu-lb o mole (kcal/kg o mol)]
Hg	Mercurio
hp	Potencia en caballos
ihp	Potencia indicada en caballos
imep	Presión media efectiva indicada [lb/plg^2 (kg/cm^2)]
isfc	Consumo específico indicado de combustible [lb/ihp-hr (kg/ihp-hr)]
J	Constante de Joule [778.2 pie-lb/Btu (427 kg-m/kcal)]
K	Módulo volumétrico del líquido
k	Relación de c_p a c_v
K_p	Constante de equilibrio
KE	Energía cinética
kw	Kilowatt
L	Carrera o longitud [pie o plg (m o cm)]

ln	Logaritmo de base e
M	Peso molecular
m	Peso (masa) [lb y lb/min (kg y kg/min)]
mep	Presión media efectiva
mg	Miligramos
ml	Mililitros
N	Revoluciones por minuto (rpm) (ocasionalmente por segundo, rps)
n	Entero (constante); número de cilindros; número de moles; exponente politrópico
P	Fuerza [lb (kg)]
p	Presión [lb/pie² y lb/plg² (kg/m² y kg/cm²)]
p'	Presión parcial (atm)
p_b	Presión media efectiva al freno [lb/plg² (kg/cm²)]
p_i	Presión media efectiva indicada [lb/plg² (kg/cm²)]
psf	Libras por pie cuadrado
psi	Libras por pulgada cuadrada
Q	Calor [Btu y Btu/min (kcal y kcal/min)]; calor de combustión
Q_{pA}	Calor superior de combustión a presión constante [Btu/lb o mole (kcal/kg o mol)]
Q_{pI}	Calor inferior de combustión a a presión constante [Btu/lb o mole (kcal/kg o mol)]
°R	Temperatura en grados Rankine
R	Constante especifica del gas [pie-lb/lb o mole R (kg-m/kg o mol R)]
r, R	Radio [pie (m)]
R_o	Constante universal de los gases [1 545 pie lb/mole R (1 545 kg-m/mol R)]
r_p	Relación de presiones
r_v	Relación de volúmenes (relación de compresión o de expansión)
rpm	Revoluciones por minuto
rps	Revoluciones por segundo
S	Entropía [Btu (kcal)]
s	Entropía específica [Btu/lb o mole (kcal/kg o mol)]
SAE	Society of Automotive Engineers
sfc	Consumo específico de combustible [lb/bp-hr (kg/hp-hr)]
shp	Potencia en la flecha en caballos
SI	Encendido por chispa (ECH)
T	Temperatura absoluta [°R (°K)]
	Par torcional (torque) [lb-pie (kg-m)]; empuje [lb (kg)]
t	Tiempo (min y seg). Temperatura Fahrenheit (°F)
TDC	Punto muerto superior (PMS)
TEL	Tetraetilo de plomo
Thp	Potencia de empuje lateral
U	Energía interna [Btu (kcal)]
u	Energía interna específica [Btu /lb o mole (kcal/kg o mol)]
V	Volumen [pies³ (m³)]; velocidad [pies/seg (m/seg)]
v	Volumen específico [pies³/lb o mole (m³/kg o mol)]
VI	Indice de viscosidad
W	Trabajo y energía. [pie-lb y pie-lb/min (también en Btu) (kg-m y kg-m/seg) (también en kcal)]; velocidad relativa pies/seg (m/seg)
x	Número de revoluciones por carrera de potencia; fracción en moles; fracción disociada; relación isoentrópica de temperaturas
y	Fracción disociada
Z	Viscosidad [lb-seg/pie² y centipoises (kg-seg/m² y centipoises)]
z	Altura [pies (m)]
$\lvert \ \rvert$	Valor absoluto independiente del signo
$>$	Mayor que; como $a > b$, que se lee a es mayor que b
$<$	Menor que; como $a < b$, que se lee a es menor que b

SUBINDICES

a,b,c	Componentes y números
A	Sumado
a	Aire, carga de aire y combustible entrando
b	Freno
c	Químico, compresión
D	Desplazamiento
d	Temperatura de bulbo seco
e	Residuos de gases de escape
f	Combustible; líquido saturado
fg	Cambio de líquido saturado a vapor saturado
g	Vapor saturado
i	Indicado, cualquier componente
m	Mezcla en el cilindro; valor medio
máx	Máximo
n	Número o entero
o	Alrededores o condiciones iniciales (de temperatura, presión, etc.); atmosféricas
p	Presión constante; bomba; relación de presiones
R	Rechazado
r	Reducido (en tablas de aire)
rev	Reversible
s	Sensible (energía interna, entalpía y entropía)
T	Temperatura constante
t	Teórico; atmosférico; turbina
v	Volumen constante; vapor de agua; relación volumétrica
w	Temperatura de bulbo húmedo; presión máxima del vapor de agua

EXPONENTES

k	Proceso isoentrópico
n	Proceso politrópico

SIMBOLOS GRIEGOS

η	Rendimiento total
η_a	Rendimiento adiabático
η_c	Rendimiento de la compresión isoentrópica
η_e	Rendimiento de la expansión isoentrópica
η_m	Rendimiento mecánico
η_p	Rendimiento propulsivo
η_r	Rendimiento regenerador
η_s	Rendimiento en la flecha
η_t	Rendimiento térmico
η_v	Rendimiento volumétrico
ρ	Densidad lb/pie³ (kg/m³)
Δ	Cambio en
Σ	Suma de

CAPITULO 1

TIPOS BASICOS DE MOTORES Y SU FUNCIONAMIENTO

Han transcurrido unos setenta años, desde que el motor de combustión interna hizo su primera proclama como una fuente de energía. Durante estos años, el motor de combustión[1] ha reemplazado con largueza al motor de vapor y en la actualidad, solamente la turbina de vapor es comparable con él, por lo que respecta a la cantidad de energía producida. El progreso del mundo ha sido influido, en gran parte, por este tipo de motor y en un campo, en la aviación, no se ha encontrado todavía un sustituto satisfactorio. Actualmente, la construcción de motores de combustión para automóviles, lanchas, aeroplanos y trenes, lo mismo que para pequeñas plantas de energía, constituye una de las más grandes industrias en el mundo.

En un motor de combustión externa, los productos de la combustión del aire y el combustible, le transfieren calor a un segundo fluido, el cual se convierte en el fluido motriz o elemento productor del trabajo. En un motor de combustión interna, los productos de la combustión son, directamente, el fluido motriz. Debido a este rasgo simplificador y al alto rendimiento térmico resultante, el motor de combustión es una de las unidades generadoras de trabajo más ligeras (en peso) que se conocen y, por lo mismo, su mayor campo de aplicación es, en la transportación.

Este primer capítulo describe los tipos, la construcción y el funcionamiento de los motores de combustión; en los subsiguientes, se examinarán los procesos y componentes de los diferentes motores.

1-1. El motor de cuatro carreras encendido por chispa[2] (ECH). La mayoría de los motores de combustión interna, utilizan el principio del *émbolo reciprocante*, mostrado en la Fig. 1-1, según el cual, un *émbolo* se desliza dentro de un *cilindro*, hacia atrás y hacia ade-

[1] El término motor de combustión, se usará indistintamente con o sin la palabra *interna* en todo este libro.

[2] Cap. 14.

lante y transmite fuerza a la flecha motriz, por lo general, mediante un simple mecanismo de *biela* y *manivela*. En 1862, Beau de Rochas propuso la secuencia de funcionamiento para el motor de émbolo reciprocante, que aún hoy en día es típica de la generalidad de los motores encendidos por chispa (abreviados ECH) y que es:

1. Una *carrera de admisión* para inducir una mezcla combustible hacia el interior del cilindro del motor, Fig. 1-1*a* (válvula de admisión abierta).
2. Una *carrera de compresión*, para elevar la temperatura de la mezcla Fig. 1-1*b* (ambas válvulas cerradas).

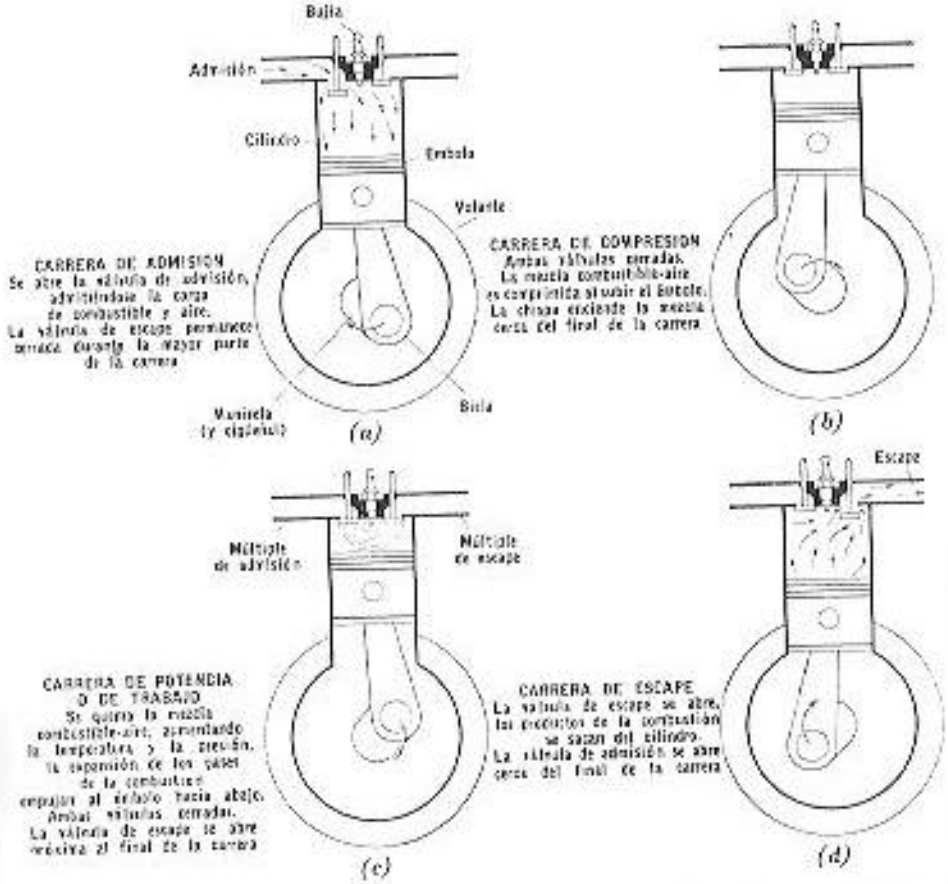


FIG. 1-1. El ciclo de cuatro carreras encendido por chispa (ECH). Cuatro carreras, girando el cigüeñal 180 grados por cada una, o 720 grados por ciclo

3. Al final de la carrera de compresión, ocurre la chispa y el incendio consecuente de la mezcla homogénea, liberando energía que aumenta la temperatura y la presión de los gases; en seguida desciende el émbolo en la *carrera de expansión* o de *potencia*, Fig. 1-1*c* (ambas válvulas cerradas).
4. Una *carrera de escape*, para barrer al cilindro, dejándolo libre de los gases quemados, Fig. 1-1*d* (válvula de escape abierta).

En 1876, Otto, un ingeniero alemán, aprovechando el principio de Beau de Rochas, construyó un motor con ciclo de trabajo de cuatro carreras que resultó muy afortunado, habiéndose conocido el ciclo de sucesos, como *ciclo Otto*.

Al tratar sobre el motor de émbolo reciprocante, se emplean frecuentemente los términos: *desplazamiento, volumen de compresión* y *relación* de *compresión* o de *expansión*. El desplazamiento (D), es el volumen (en cm³) (plg³) barrido por el émbolo en

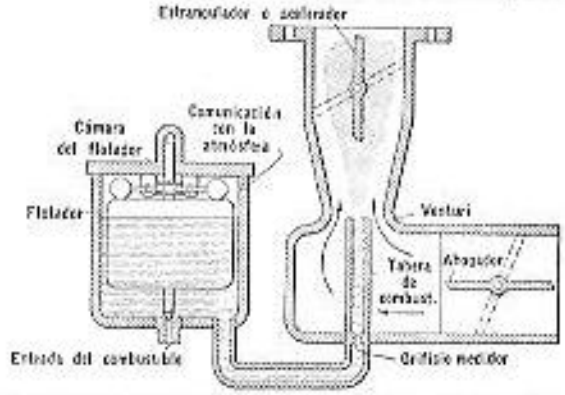


FIG. 1-2. Elementos de un carburador simple, de succión ascendente

una carrera (n veces este valor para un motor con n cilindros); el volumen de compresión (c), es el volumen de los gases comprimidos y es también el volumen de la *cámara de combustión;* la *relación de compresión* o *de expansión* (r_v) es igual a:

$$r_v = \frac{c + D}{c} \qquad (1\text{-}1)$$

La mayoría de los motores ECH tienen relaciones de compresión muy próximas de 7 a 1.*

* Ya son comunes los motores con relaciones de compresión de 8 a 1. (N. del T.)

En todos los motores de émbolo reciprocante, éste llega necesariamente a una completa inmovilidad, en dos posiciones particulares del cigüeñal antes de invertir la dirección de su movimiento. En la Fig. 1-1*d*, el émbolo ha pasado precisamente del límite inferior de su carrera; a esta posición se le llama *punto muerto inferior* (abreviado PMI). Existe una posición "muerta" semejante, o etapa sin movimiento del émbolo, en el instante en que éste llega al *punto muerto superior* (abreviado PMS). Debido a esta posición "muerta", la combustión de la mezcla en el motor Otto ocurre prácticamente a volumen constante. En vista de que la carrera de potencia sólo existe en una parte del tiempo total del ciclo, se emplea un *volante* para hacer uniformes dichos impulsos, obteniendo así, esencialmente, una rotación uniforme del cigüeñal (Fig. 1-1).

1-2. Control de la velocidad y de la carga en los motores ECH.[3] Como una chispa puede encender solamente a una mezcla combustible, si se desea que la llama se propague a través de ella, deberán estar presentes en toda la cámara de combustión, las cantidades de aire y combustible en una proporción razonablemente definida (y homogénea) (aproximadamente 15 partes de aire por una de combustible, en peso). Un *carburador*, es el medio usual para obtener la relación *aire-combustible*. En la Fig. 1-2 se ilustran las partes básicas de un carburador simple: un *venturi*, una *tobera para combustible* con *orificio medidor*, un recipiente para combustible en la *cámara del flotador*, un *acelerador* y un *ahogador*. Cuando el émbolo desciende en la carrera de admisión, aspira aire a través del venturi, aire que está a la presión atmosférica, aproximadamente. Debido al pequeño diámetro en la garganta del venturi, aumenta la velocidad del aire y por lo mismo disminuye su presión. Pero la presión en el extremo de la tobera, también es menor que la presión (atmosférica) dentro de la cámara del flotador. Por esta diferencia de presiones, el combustible es pulverizado dentro de la corriente de aire, en una cantidad tal, que es determinada por el tamaño del orificio medidor. Nótese que si aumenta la velocidad del motor, aumenta la cantidad de aire aspirado a través del venturi y, por lo mismo, se crea mayor caída de presión y proporcionalmente se pulveriza mayor cantidad de combustible, en el seno de la corriente de aire. En consecuencia, un carburador es hábil para mantener una relación aproximadamente constante, entre el aire y el combustible, en toda la amplitud de velocidades posibles del motor.

[3] Cap. 11.

El esfuerzo de giro aplicado al cigüeñal, depende de la masa de la mezcla quemada en cada cilindro, por ciclo, y se controla, restringiendo la cantidad de mezcla (pero no necesariamente la relación aire-combustible), que entra al cilindro en la carrera de admisión. Esto se consigue mediante el empleo, en el carburador, de una válvula llamada *estranguIador* o *acelerador*, para obstruir el paso hacia el múltiple de admisión (Fig. 1-2). En la carrera de admisión, si el acelerador está casi cerrado, entrará al cilindro solamente una pequeña cantidad de mezcla y la presión dentro de él estará muy por debajo de la atmosférica, con las correspondientes presiones de compresión y combustión, también bajas. La velocidad resultante del motor será lenta y si el cigüeñal no está acoplado a una carga externa, se dice que el motor está *en vacío*. Cuando el acelerador se abre gradualmente, la velocidad del motor irá aumentando, hasta un valor determinado por la carga externa acoplada a la flecha motriz. (La carga es un freno opuesto a la rotación de la flecha y puede ser suministrada, por ejemplo, por la resistencia de las ruedas motrices de un vehículo sobre la carretera o bien, por la resistencia de una hélice girando en el agua o en el aire.) Por lo tanto, la velocidad del motor se controla mediante las posiciones del estrangulador o acelerador, y también, por la magnitud de la carga. Puede mantenerse una velocidad definida, variando la posición del estrangulador con relación a la carga; o pueden obtenerse diferentes velocidades manteniendo constante la posición del estrangulador y haciendo variaciones en la carga.

El *ahogador* permite al motor recibir una cantidad adicional de combustible (mezcla "rica") para el arranque, cuando está frío. Nótese que al cerrar el ahogador, la succión del motor se ejerce directamente en la tobera del combustible, mientras que se restringe la entrada del aire.

1-3. El motor de cuatro carreras encendido por compresión (EC).[4] En 1892, Rudolph Diesel, diseñó un nuevo tipo de motor capaz de quemar polvo de carbón. El ciclo Diesel era similar al ciclo Otto, excepto que debía tenerse una alta relación de compresión, admitiendo solamente aire, en lugar de la mezcla combustible, en la carrera de admisión. Era bien sabido que la rápida compresión del aire hasta presiones elevadas, podía elevar su temperatura hasta un valor tal, que si se surtía dentro de la cámara de combustión un combustible, éste se incendiaba espontáneamente sin depender de

[4] Cap. 15.

una chispa para iniciar la combustión o de una mezcla homogénea para propagar la llama. Diesel propuso al principio, regular la inyección del combustible para tener la combustión a temperatura constante, pero encontró que esto no era práctico. Posteriormente, trató de regular la inyección del combustible para conseguir una combustión a presión constante, siendo más afortunado este arreglo. Muy pronto encontró Diesel, que el polvo de carbón no era un combustible satisfactorio y que los combustibles líquidos darían mejores resultados.

Se puede emplear la Fig. 1-1, para visualizar el motor Diesel o de encendido por compresión (abreviado EC), reemplazando la bujía por una válvula inyectora de combustible y aumentando la relación de compresión hasta más o menos 15 a 1. El afortunado motor Diesel incorpora los siguientes ciclos de sucesos:

1. Una *carrera de admisión* para inducir dentro del cilindro, solamente aire Fig. 1-1*a* (válvula de admisión, abierta).
2. Una *carrera de compresión* para llevar al aire hasta una temperatura superior a la del punto de encendido del combustible (actualmente se tienen relaciones de compresión de 12-1 hasta 18-1), Fig. 1-1*b* (ambas válvulas cerradas).
3. Inyección del combustible durante la primera parte de la *carrera de expansión* con una rapidez tal, que la presión se mantenga en un valor constante, siguiendo la expansión, hasta el volumen inicial del cilindro Fig. 1-1*c* (ambas válvulas cerradas).
4. Una *carrera de escape* para purgar del cilindro los gases quemados Fig. 1-1*d* (válvula de escape, abierta).

Uno de los primeros métodos empleados para inyectar combustible, fue el de valerse de una corriente de aire a presión, para arrastrarlo al interior de la cámara de combustión. Este método produjo buena atomización y buen control del proceso de combustión. No obstante, en la actualidad raramente se emplea la *inyección por aire*, porque es necesario disponer de un gran compresor que resulta un auxiliar costoso.

1-4. Control de la velocidad y de la carga en el motor EC.[1] El método moderno de inyección es, el de comprimir y pulverizar solamente combustible dentro del cilindro; dependiendo de la alta presión de inyección [140.62-2 109 kg/cm² (2 000 a 30 000 lb/plg² abs)] para la atomización del mismo. La Fig. 1-3 es un dibujo esquemático de un sistema de inyección mecánico o sólido. Cuando el émbolo inyector está en la parte más baja de su carrera (no mostrada), el combustible es forzado hacia el interior de la cámara del émbolo

[1] Cap. 12.

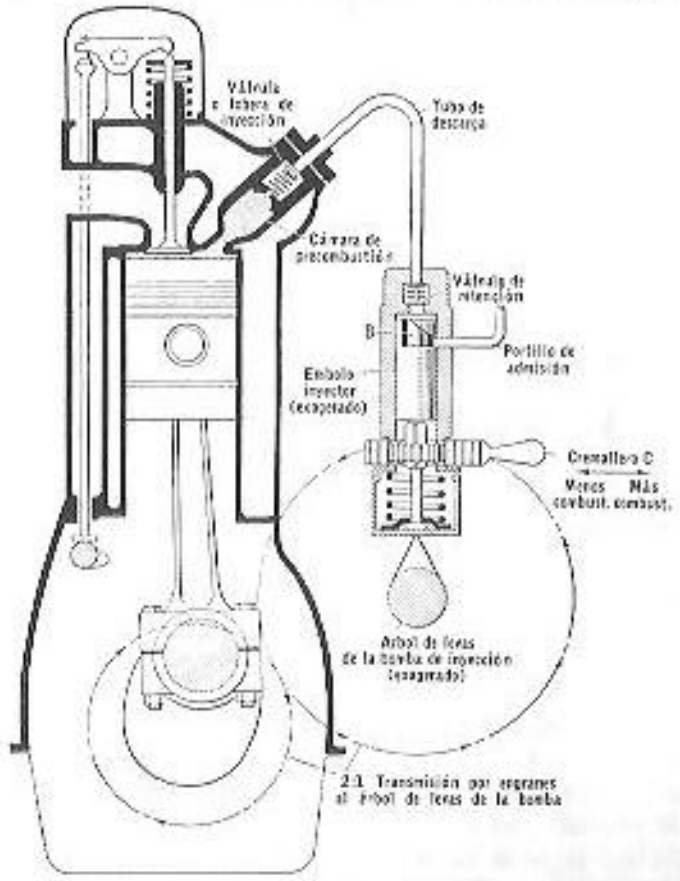


FIG. 1-3. Sistema de inyección mecánico o sólido, en un motor de cuatro carreras, EC

por el conducto de entrada *A*. En un instante conveniente del ciclo, se elevará el émbolo inyector, cerrando el conducto de entrada con la consecuente compresión del combustible. Este abrirá la válvula de retención, comunicando su presión al residuo de combustible detenido en la tubería de descarga. La misma acción se repite en la

válvula de retención próxima a la salida de la *tobera*, siendo pulverizado el combustible desde el orificio de ella al interior de la cámara de combustión. El final del periodo de inyección, ocurrirá después que el conducto de entrada es descubierto por la ranura helicoidal del émbolo de la bomba, porque, la alta presión arriba del émbolo se descarga por la ranura *B*, en comunicación con el conducto *A*.

La *duración* del periodo de inyección se determina mediante el diseño de la leva, del árbol de levas de la bomba de inyección; árbol que es movido por el motor mismo.

Si se presenta una carga menor, la cremallera *C* se mueve hacia la izquierda, haciendo girar al émbolo inyector con su ranura helicoidal. A continuación, al elevarse el émbolo, se inicia la inyección igual que antes, pero la descarga de presión se anticipa debido a que la ranura helicoidal coincide más pronto con el conducto *A*. Por lo tanto, la duración de la inyección se reduce para cargas parciales junto con la cantidad de combustible inyectado.

Cuando la cremallera *C* se mueve hasta su posición límite, la ranura *B* quedará alineada con el conducto *A*. En esta posición, que es la de parada, el combustible no será ni comprimido ni inyectado.

Debido a que la cremallera de control *C* gobierna la velocidad y la habilidad del motor para conducir cargas, se le llama el *estrangulador* o *acelerador*. Nótese que en el motor EC, no se estrangula el aire de entrada como un medio de control, a pesar del nombre del dispositivo. Con un motor multicilíndrico, cada cilindro tiene usualmente asociada una bomba de inyección, no obstante que se emplea una sola cremallera para todas las unidades.

Se recordará que en el motor ECH, ha de mantenerse una relación definida entre las cantidades de aire y combustible para asegurar que la llama se propague a través de la mezcla. En el motor EC, no se requiere esa relación fija de aire-combustible, porque éste se inyecta en el seno de un aire extremadamente caliente, incendiándose en cualquier punto en el cual se forme la mezcla combustible. Con objeto de que se produzca la combustión, tampoco es necesaria la propagación de la flama. Por tal motivo, a plena carga, es deseable inyectar una cantidad de combustible tal como para que se queme todo el aire (oxígeno) que hay en el cilindro. Prácticamente no se puede alcanzar este límite porque no es posible para el chorro localizado de combustible, encontrar a todo el aire, habiendo abundantes regiones ricas y pobres; razón por la cual, los gases de escape pueden tener coloración y ser de olor picante. En las

cargas parciales, se inyecta solamente una fracción de la cantidad de combustible que es necesario a plena carga; en ciertas regiones de la cámara, la combustión se realiza con relaciones de aire a combustible entre 15 a 1, aun cuando la relación global sea mucho mayor (digamos 90 a 1). En la producción máxima del motor, la mayor parte del aire se emplea en la reacción química; en tanto que en las cargas parciales es necesario combinar tan sólo una fracción del aire con el combustible y por la combustión localizada, el proceso de admisión de aire no requiere estrangulamiento en ningún caso.

Un sistema de inyección como el descrito anteriormente, es costoso por las pequeñas tolerancias que deben mantenerse en la fabricación de las piezas y los altos costos de producción, inherentes a las partes de acero endurecido.

1-5. El ciclo de dos carreras.[*] El ciclo de cuatro carreras requiere dos revoluciones del cigüeñal por cada carrera de potencia. Con objeto de tener un mayor rendimiento con el mismo tamaño de motor y también una simplificación en las válvulas, fue diseñado por Dugald Clerk, en 1878, el ciclo de dos carreras. Este ciclo es aplicable tanto al motor encendido por compresión como al encendido por chispa, pero al principio, solamente tuvo éxito con el primero.

Refiriéndonos a la Fig. 1-4, en el PMS se tiene el atomizado del combustible en el seno del aire caliente comprimido, o bien, el encendido por chispa de una mezcla de vapores que inician la combustión y liberan la energía para la carrera de potencia que es la siguiente. Próximo al final de esta carrera, el émbolo descubre una lumbrera o abertura en las paredes del cilindro en *B*, pasando la mayoría de los productos de la combustión al múltiple de escape. Inmediatamente después, en la carrera, es descubierta por el émbolo una segunda lumbrera en *A* siendo forzado hacia el interior del cilindro, ya sea aire o la mezcla gasolina-aire. Esto es un ejemplo del *barrido cruzado*. Se incorporan al émbolo unos deflectores para evitar que la carga admitida pase de largo a través del cilindro hasta el múltiple de escape a medida que el resto de los gases quemados están siendo barridos (extraídos) del cilindro. La carrera de regreso del émbolo es la carrera de compresión del ciclo. Debe notarse que todo el ciclo se completa en una sola revolución del cigüeñal.

Si las lumbreras de admisión se colocan próximas, en lugar de opuestas a las de escape, el aire admitido deberá describir un "lazo"

[*] Cap. 15

completo, antes de llegar al conducto de escape; esto se llama *barrido de lazo*. En la Fig. 1-5, la combinación de válvulas de escape en la cabeza y lumbreras de admisión en el cilindro, permite obtener el *barrido continuo* o de *flujo unidireccional*.

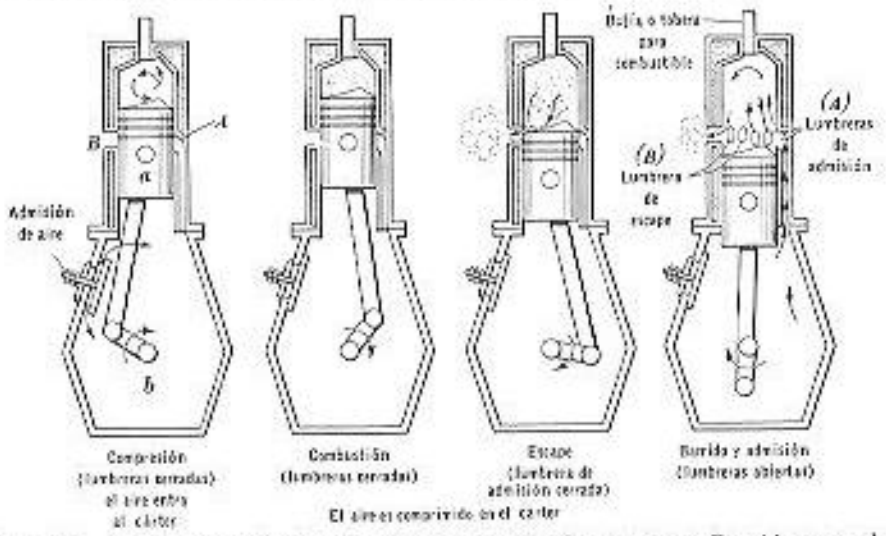


FIG. 1-4. Sucesos en el cilindro para el ciclo de dos carreras. Barrido cruzado

Si se emplea el ciclo de dos carreras para un motor carburado con gasolina, parte de la mezcla fresca será desalojada junto con los gases de escape.[1] Es difícil conseguir una carga eficiente del cilindro sin grandes pérdidas de combustible. Por esta razón, los motores de dos carreras ECH son poco usados, excepto para motores pequeños de gasolina en los que la economía no es un factor vital; como en los motores fuera de borda para lanchas. En los motores EC o diesel, no existe la desventaja de la pérdida de combustible, porque se emplea solamente aire, y, por lo tanto, sólo se pierde aire en el barrido del cilindro.

Considérese que un motor, por razones de su gran tamaño, deba ser limitado a trabajar a velocidades bajas. Por ejemplo, un motor con émbolos grandes y, en consecuencia, pesados, no deberá funcionar a velocidades altas por los esfuerzos que desarrollan las fuerzas de inercia creadas al acelerar y retardar las partes reciprocantes. En tales casos, puede usarse ventajosamente el ciclo de dos

[1] A menos que se inyecte gasolina al interior del cilindro, poco antes de que la carrera de compresión llegue a su límite (usando un sistema de inyección similar en principio al de la Fig. 1-3).

carreras para aumentar la producción de la potencia. Por otra parte, la tendencia de un motor para fallar por esfuerzos térmicos, está relacionada directamente con el número de carreras de potencia que se verifican en un intervalo de tiempo definido. Bajo este punto de vista, un motor con ciclo de cuatro carreras puede trabajarse a altas velocidades sin que experimente temperaturas excesivas, que ocasionen discontinuidad en la lubricación y rotura de las partes me-

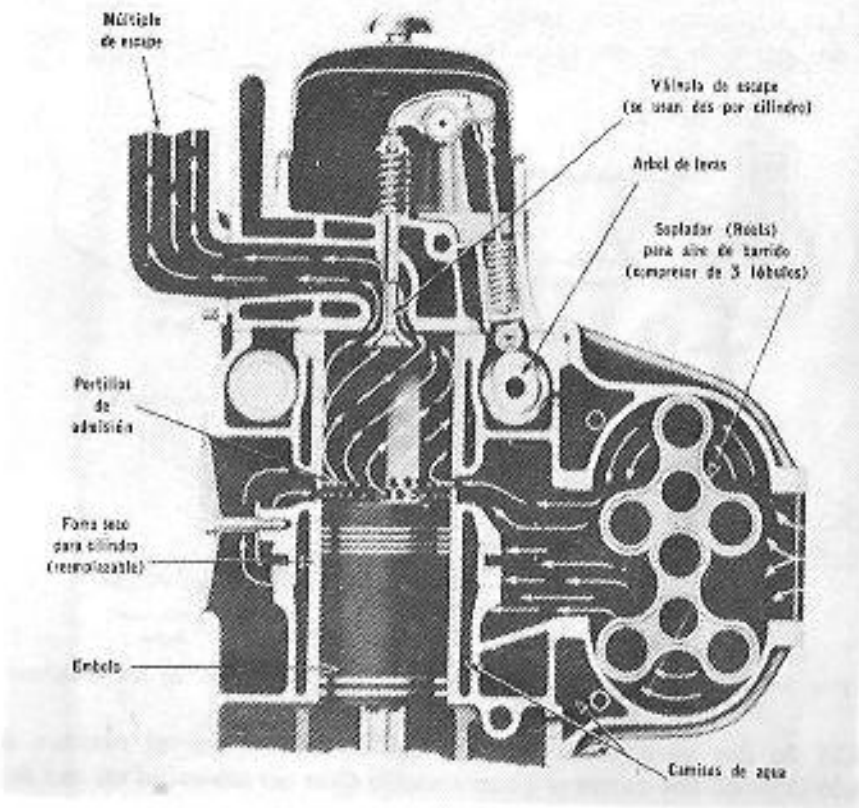


FIG. 1-5. Motor EC con ciclo de dos carreras. (Cortesía de la *General Motors Corp.*)

tálicas. Además, el motor con ciclo de dos carreras cuyos escape y proceso de barrido tienen rendimientos relativamente bajos, no puede normalmente inducir en la carrera de admisión tanto aire, como lo hace el motor con ciclo de cuatro carreras, a menos que se em-

plee una bomba suplementaria para el aire. Los más modernos diseños de motores EC, con ciclo de dos carreras, no emplean el método de comprimir la carga de aire en el cárter como se muestra en la Fig. 1-4; en cambio, se emplean compresores movidos por la flecha principal del motor, para llevar el aire a una presión de 0.1406 a 0.3515 kg/cm² (2 a 5 lb/plg²)* para el barrido y para surtir al cilindro del motor (Fig. 1-5). Empero, la potencia para mover tales sopladores debe ser suministrada por el motor mismo.

Las denominaciones *motor diesel de dos carreras* y *motor EC de dos carreras* se emplean como sinónimos, igualmente el motor

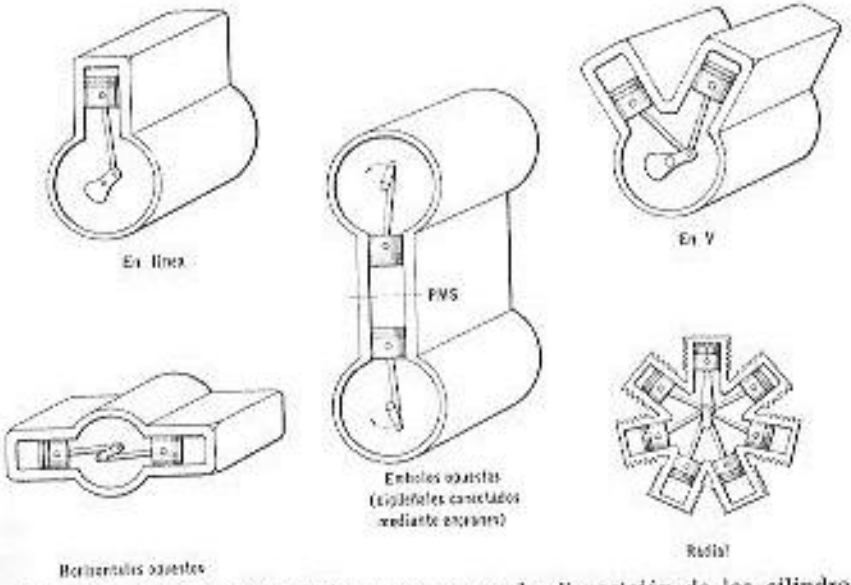


FIG. 1-6. Clasificación de los motores por la disposición de los cilindros

ECH de dos carreras se designa generalmente con el nombre de ciclo Otto de dos carreras (aun cuando Otto no intervino en ese descubrimiento).

1-6. Tipos de motores. En vista de que la velocidad y consecuentemente la potencia de un motor son limitadas por las fuerzas de inercia originadas al acelerar y desacelerar algunas de sus partes, es

* En la traducción de este texto se pensó en la necesidad de la conversión de las unidades del sistema inglés a las métricas. Sin embargo, por ser otro motivo de estudio y práctica para el estudiante de ingeniería, se ha preferido exponer los datos y fórmulas en ambos sistemas, y en algunos casos para facilitar la consulta de las tablas se ha preferido dejar el sistema original. (N. del T.)

conveniente dividir el motor en un cierto número de cilindros individuales. Mediante este recurso, se reducen las fuerzas de inercia por cilindro; incluso, las fuerzas en uno de ellos pueden contrarrestarse o "balancearse", con un acomodo conveniente de los otros. En la Fig 1-6 se muestran diferentes arreglos. El motor *en línea* es el diseño usual para aplicaciones tanto estacionarias como de transportación, porque ofrece la solución más simple de construcción y mantenimiento. Un motor con menor longitud que el del tipo en línea y de la misma potencia, es el motor en V, que consiste en dos bancadas de cilindros en línea, colocadas una con respecto a la otra un cierto ángulo (generalmente 90°) para formar la letra V. En

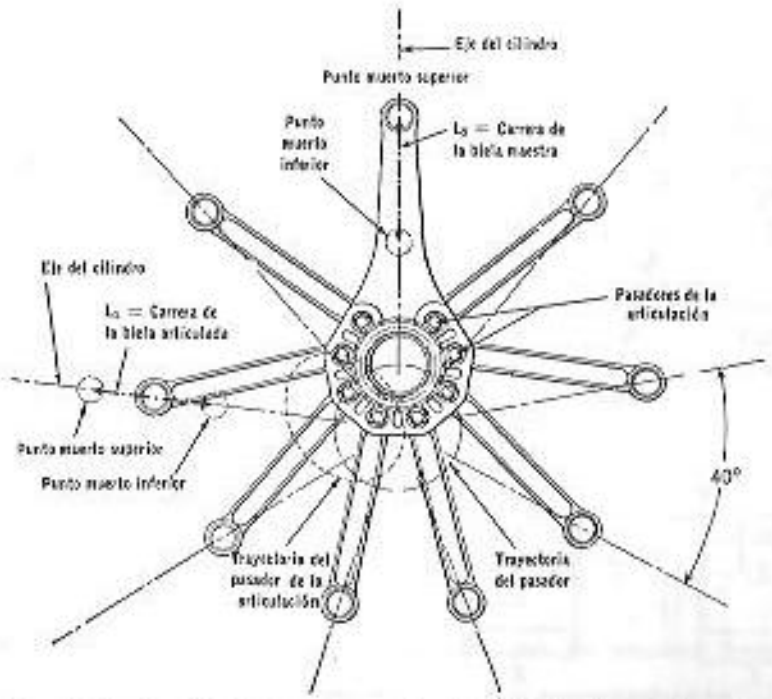


FIG. 1-7. Conjunto de bielas en un motor radial, de nueve cilindros. (Cortesía de *Wright Aeronautical Corp.*)

este caso se sujetan dos bielas a un muñón del cigüeñal. Cuando se presenta el problema de falta de espacio, como es el caso de los motores colocados en la parte posterior para accionar vehículos, puede ser preferible un motor plano con cilindros horizontales. En

el motor *horizontal opuesto* de la Fig. 1-6, los émbolos están desalineados y se requiere un muñón por separado para cada cilindro.

También se muestra un motor de *émbolos opuestos* y que consiste en un cilindro conteniendo dos émbolos. El émbolo superior, controla la lumbrera de admisión en tanto que el émbolo inferior, controla la lumbrera de escape. En esta forma se obtiene el barrido de flujo unidireccional o lineal. La disposición de cilindros *radiales*, con todos los cilindros en un plano y con igual separación angular entre sus ejes, es muy común para motores de aviación enfriados por aire.

El motor radial presenta el problema de sujetar 3, 5, 7 o 9 bielas a un solo muñón. Se emplea una *biela principal* para un cilindro, siendo acopladas a ella, otras bielas *articuladas* (Fig. 1-7). Debe notarse que la biela principal ejecuta el mismo movimiento que el que ejecuta la biela de la mayoría de los motores, en tanto que una biela articulada sigue una trayectoria ligeramente diferente debido a que el punto de fijación no queda en el centro del muñón del cigüeñal. Cuando el cigüeñal de la Fig. 1-7 gira 40 grados desde el PMS del cilindro principal, el émbolo número 2 no estará en el PMS, pero estará aproximadamente a 3 grados de él. Esta diferencia se ha de tomar en cuenta para el tiempo de encendido.

Los motores en línea y en V pueden diseñarse para trabajar con el cigüeñal arriba de los cilindros, en cuyo caso se dice que el motor es *invertido*.

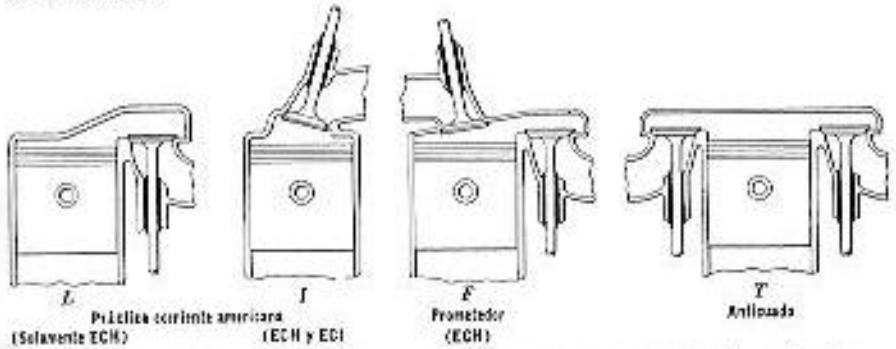


FIG. 1-8. Clasificación de los motores por la posición de las válvulas

Todos los diseños anteriores pueden ser igualmente *enfriados por aire* o *por agua*. El enfriamiento por agua es el método más común, pero cuando se desea simplicidad (motores de motocicleta) o se requiere poco peso (motores de aviación), lo usual es el enfriamiento por aire. Todos los motores de transporte de carga y de pasajeros hoy en día en este país,* son enfriados con agua.

1-7. Clasificación por la posición de las válvulas.† Se hace otra clasificación de los motores de combustión considerando la posición de las válvulas, Fig. 1-8. El diseño más común es el del motor con válvulas en la parte superior y que se llama *motor de cabeza en I* o de *válvulas en la cabeza;* en las Figs. 1-5, 1-10 y 1-12 se muestran algunos ejemplos. Las válvulas debajo de la cabeza o *cabeza en L* se ilustra en la Fig. 1-11. Ocasionalmente se hace una combinación de estas dos posiciones para obtener una *cabeza en F*. En este caso, la válvula de admisión se coloca en la cabeza (arriba) en tanto que la válvula de escape se coloca en el bloque (abajo).

1-8. Sobrealimentación.‡ En el motor ECH, se puede mover la carga máxima cuando se quita del conducto de admisión la restricción impuesta por el estrangulador o acelerador. Teniendo el acelerador completamente abierto, se llena el cilindro con una mezcla

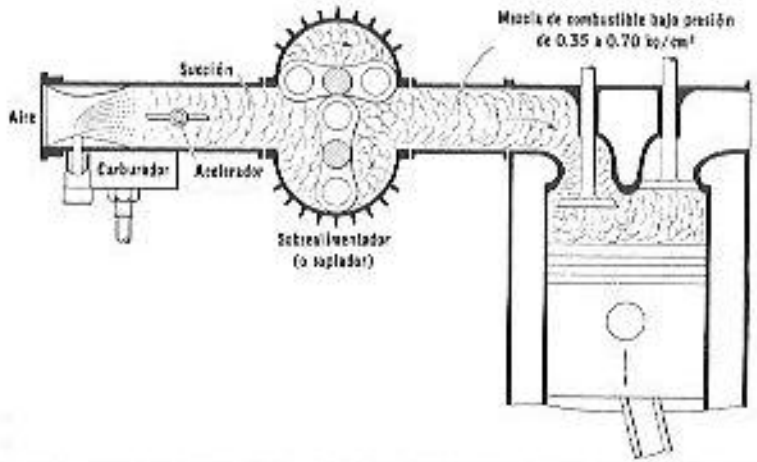


FIG. 1-9. Sobrealimentación del motor ECH con un soplador Roots

que estará aproximadamente a la presión atmosférica y el rendimiento del motor será proporcional a la energía liberada al quemarse ese peso particular de combustible y aire. Para aumentar la producción de energía deberá forzarse al cilindro un peso mayor de mezcla. Cuando esto se realiza mediante el empleo de un soplador o de cual-

* U.S.A. (N. del T.)
† Art. 14-3.
‡ Cap. 17.

quier otra forma de compresor, el proceso se llama *sobrealimentación*, Fig. 1-9. Teóricamente, la potencia podrá aumentarse indefinidamente forzando más y más mezcla dentro del motor con una bomba auxiliar para aire (mezcla), pero el recalentamiento del motor limita la cantidad de sobrealimentación que realmente se puede intentar. Deberá notarse que un motor no sobrealimentado, teniendo el acelerador parcialmente abierto, tendrá en el múltiple una presión inferior a la atmosférica. En cambio, el motor sobrealimentado tendrá en el múltiple una presión ya sea positiva o negativa dependiendo de la posición del acelerador y de la capacidad de la bomba de aire.

El motor EC induce una cantidad constante de aire y se alcanza la carga máxima cuando la cantidad de combustible inyectado es demasiada para que sea quemada efectivamente por la cantidad de oxígeno en la cámara. Esto se evidencia por el humo (combustible no quemado) que aparece en los gases de escape. Un motor sobrecargado muestra humo negro desvaneciéndose el color hacia el gris a medida que disminuye la carga. Para sobrealimentar un motor EC debe forzarse dentro del cilindro una mayor cantidad de aire y, en correspondencia, una mayor cantidad de combustible en el seno del aire. El motor no sobrealimentado tiene, aproximadamente, la misma presión (atmosférica) en el múltiple en tanto que un motor sobrealimentado tendrá una presión positiva mayor, creciente a medida que aumente la proporción de sobrealimentación.

1-9. Partes y detalles del motor. Las partes componentes del motor de combustión se construyen de diferentes materiales, en esta sección serán analizadas brevemente las funciones que realizan (las letras de identificación se muestran en las Figs. 1-10 y 1-11).

CONJUNTO DE LOS CILINDROS. Los cilindros se mantienen en posición fija mediante el *bloque de cilindros g* el cual, en los motores pequeños, forma una sola pieza con el *cárter k* para obtener mayor rigidez. Esta estructura se hace generalmente de hierro fundido aun cuando en algunos casos se forma mediante placas de acero soldadas. Los *ductos j* (Fig. 1-10) pueden ser hechos mediante corazones en el bloque al fundirlo y sirven para distribuir la lubricación a presión hasta los *cojinetes principales y*. Para vehículos de placer, o de bajo costo, los cilindros se taladran y asientan (rectifican) directamente en el bloque (Fig. 1-11), siendo seguido este método en los motores de aviación (Fig. 1-12) con objeto de reducir peso (y también se reduce peso en este caso, empleando cilindros delgados de acero endurecido o nitrurado, un procedimiento muy costoso para otros motores). Para motores de trabajo pesado se instalan forros que pueden reemplazarse cuando se desgastan. Dichos forros pueden ser *húmedos w* (Fig. 1-10) o secos (Fig. 1-5). Los forros

secos son menos susceptibles a las fallas que los forros húmedos, los cuales deben independizar las *camisas de agua de enfriamiento v* (Fig. 1-10) del *depósito de aceite z*. Por otra parte, el pequeñísimo espacio entre el forro seco y las paredes del bloque obliga a tener una alta resistencia a la transmisión del calor, lo cual puede reducirse un tanto, cobrizando la parte exterior del forro.

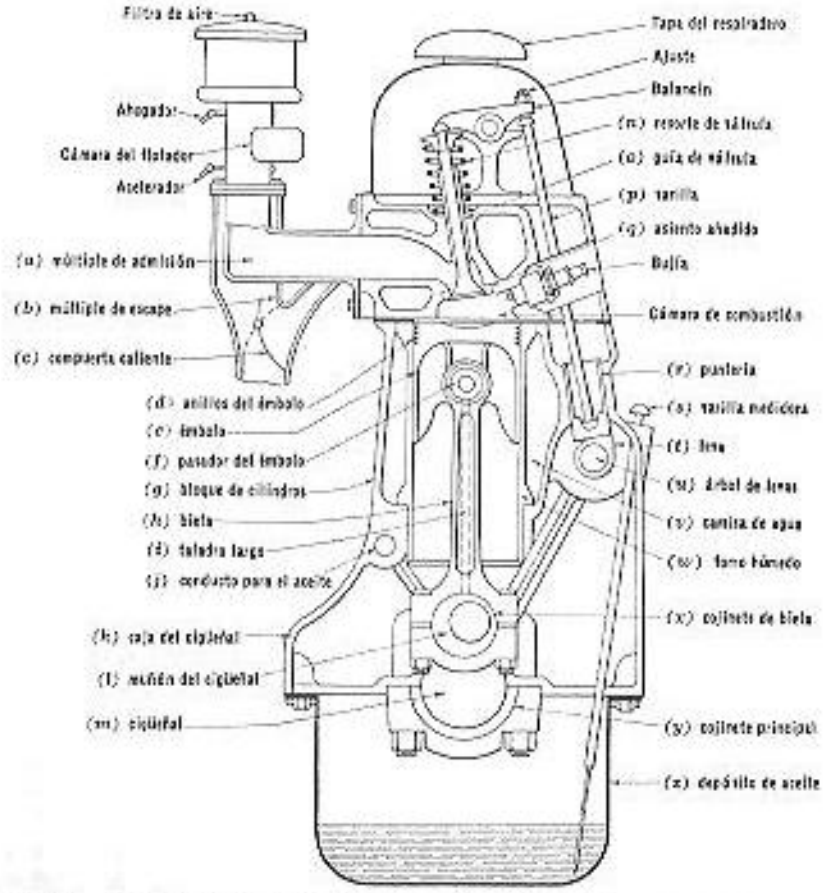


FIG. 1-10. Sección transversal de un motor ECH, ciclo de cuatro carreras con válvulas en la cabeza

Tanto para los forros, como para los cilindros, el material usual es la fundición gris por su buena resistencia al desgaste (que puede mejorarse mediante la adición de pequeñas cantidades de níquel, cromo y molibdeno). Aparentemente, esta resistencia al desgaste se alcanza por la habilidad del hierro fundido para formar una superficie tersa, durísima, cuando es sometido a fricción por deslizamiento. Así, cuando el motor es armado por primera vez, se sugiere correrlo a bajas velocidades y con cargas ligeras, para facilitar la

formación de esa capa protectora. La duración de este periodo de "asentamiento" aumenta cuando las superficies en contacto son ásperas, pues con superficies ásperas sobreviene la soldadura superficial del metal (rayaduras). Para evitar las rayaduras y facilitar el periodo de asentamiento, se les da a los cilindros, levantaválvulas, émbolos y anillos para émbolo, un tratamiento químico[10] y se recubren superficialmente con estaño, cadmio o cromo.

El *cigüeñal m* es, generalmente, una pieza de acero forjado, sin embargo, el advenimiento de cigüeñales largos y rígidos en motores multicilíndricos con esfuerzos relativamente bajos, permiten emplear el hierro fundido como sustituto, con objeto de reducir costos. El cigüeñal se apoya en los *cojinetes principales y*; en los motores de servicio pesado, el número de cojinetes principales es igual al número de cilindros más uno. Después de la *parte concéntrica del cigüeñal* sigue el *muñón l* que conecta al *cojinete x de la biela*. Los cojinetes de las bielas y los principales son suplementos reemplazables con la parte posterior de acero o de bronce y con babbitt, cobre-plomo o aleaciones de cadmio usadas frecuentemente como materiales antifricción (Cap. 16).

Un *depósito para aceite z* de acero estampado sella el conjunto del bloque y sirve como *colector de aceite* o recipiente para el aceite lubricante. Una *varilla medidora s* resulta un buen recurso para comprobar el nivel del aceite.

CONJUNTO DE LOS ÉMBOLOS Y LAS BIELAS. El *émbolo e* se construye de aluminio, acero fundido o hierro siendo su función principal la de transmitir a la *biela h* la fuerza originada en el proceso de combustión. Al realizar esto, las posiciones angulares de la biela permiten que se ejerza un esfuerzo considerable en un lado de las paredes del cilindro y este empuje es creado por el *faldón* del émbolo, esto es, la sección debajo de los anillos. No deja de ser común en los motores para altas velocidades cortar el faldón por debajo del pasador del émbolo obteniendo un émbolo de *patín* (Fig. 1-10).

El émbolo se provee de cuando menos tres *anillos*. Los anillos superiores se llaman anillos de *compresión* porque su función es la de detener los gases a alta presión dentro del cilindro y evitar en esa forma el *escape* de ellos hacia el interior del cárter en las carreras de compresión y de potencia. El anillo inferior generalmente es el *controlador del aceite*. El objeto de este anillo es el de quitar el aceite sobrante de la pared del cilindro y transferirlo a través de ranuras en el anillo hasta los agujeros de drenaje en el émbolo que permitan al aceite regresar al depósito.

Cuando un vehículo automotriz está en movimiento, la corriente de aire que se desliza por el *tubo aspirante* (Fig. 1-11) induce un vacío y así crea un flujo de aire desde la cámara de las válvulas y el cárter. El aire fresco es admitido al motor por el *respiradero* o tubo para surtir aceite (Fig. 1-10). En esta forma se ventila el cárter eliminando los gases y el vapor de agua que invariablemente se colectan en esta región.

La *biela h* de acero forjado, con sección de viga en I, une al émbolo y al cigüeñal. Puede tener un *taladro* a todo lo largo (Fig. 1-10) para conducir el aceite lubricante desde el *cojinete x de la biela* hasta el *perno f del émbolo* o puede tener un pequeño agujero colocado como lo muestra la Fig. 1-11

[10] Art. 16-11.

para atomizar aceite en el pasador del émbolo igualmente que el *árbol de levas u* y a las paredes del cilindro. En los motores de servicio pesado[11] la práctica común es conducir el aceite a través del taladro de la biela y luego atomizarlo contra el lado interior de la cabeza del émbolo. En esta forma se reduce grandemente la temperatura de los anillos y se obtiene una lubricación mejor.

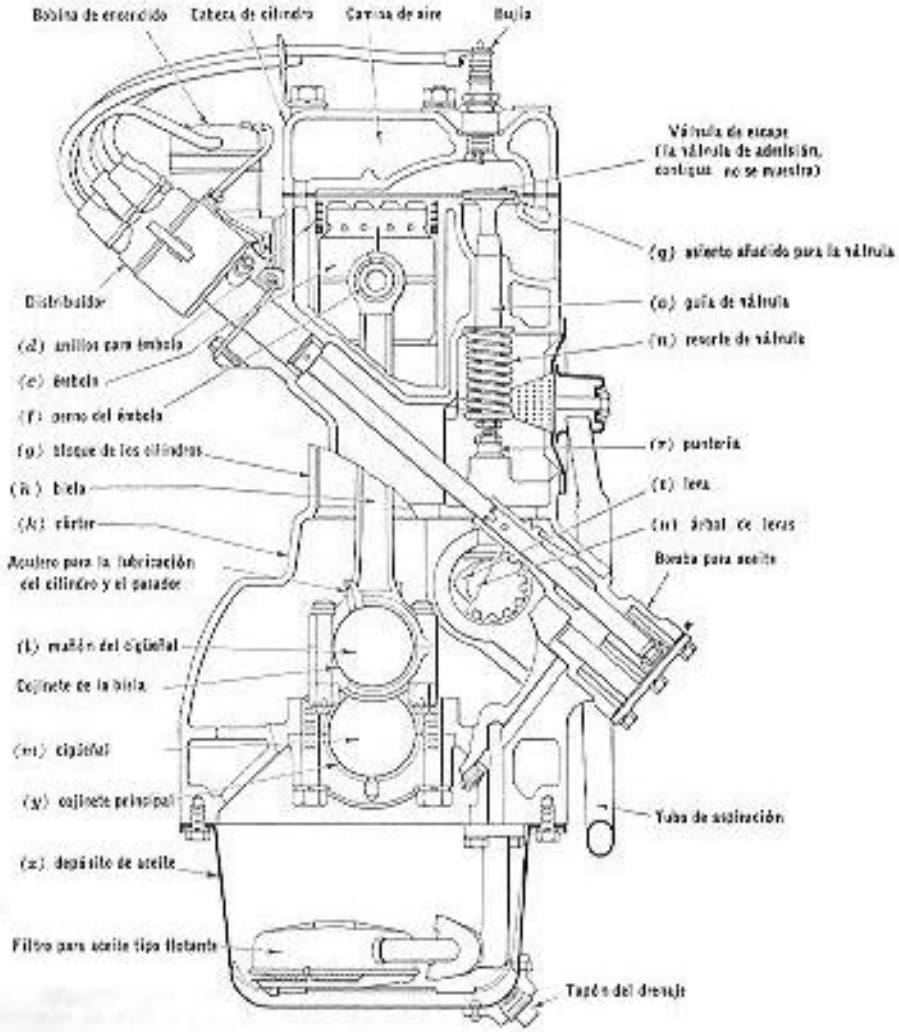


FIG. 1-11. Motor automotriz con válvulas en el bloque (cabeza en L). Ciclo de cuatro carreras

[11] Art. 15-12.

MECANISMO DE LAS VÁLVULAS. Las válvulas ilustradas en las Figs. 1-10 y 1-11 son *válvulas de vástago*, pero algunos motores se construyen con válvulas *deslizantes* o válvulas *rotatorias*. El mecanismo completo consta de un *árbol de levas u* que es movido por el cigüeñal mediante engranes o con una *cadena de tiempo*. Cada válvula en el motor es accionada mediante una *leva t* por separado. La leva levanta a la *puntería r* (que es un miembro importante introducido para absorber el empuje impuesto por la leva) y en los motores con cabeza en L (Fig. 1-11) la puntería queda en contacto directamente con la válvula. La válvula es obligada a seguir el movimiento de la leva mediante el *resorte de válvulas n* (siendo común emplear dos resortes). En los motores de cabeza en I se requieren otros eslabones adicionales (Fig. 1-10), como son: un *levantaválvulas* tubular p y un balancín. Se mantiene un pequeño *juego* en el conjunto de la válvula mediante un ajuste en la puntería (Fig. 1-11) o en el balancín (Fig. 1-10).

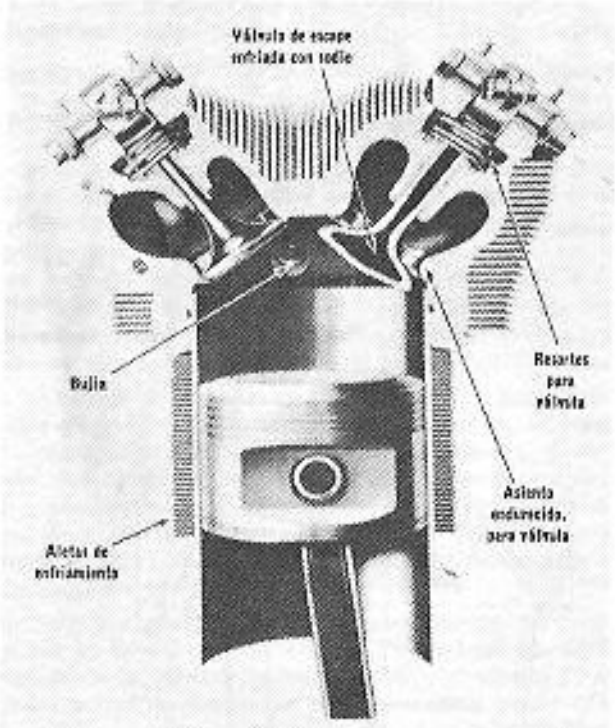


FIG. 1-12. Cámara de combustión de un motor de aviación, Wright

La *válvula de admisión* se hace de una aleación de acero al cromo-níquel, en tanto que la *válvula de escape* que es menor y que trabaja a temperaturas más elevadas (aproximadamente 660°C) (1 200°F) se hace de una aleación de cromosilicio (silchrome). La válvula de escape realiza un trabajo particularmente severo porque se abre cuando los gases de la combustión están arriba de 1 650°C (3 000°F) y esta corriente de gases calientes pasa por su *cara*. Una válvula de escape de motor de aviación, debe tener un recubrimiento especial de cromoníquel (nichrome) en la cabeza y en las caras, para obtener resistencia a la corrosión y a la oxidación; el vástago nitrurado, para resistir la fricción contra la *guía de válvulas o*, que es de hierro fundido; el puntero, de acero para herramientas para acoplar el balancín y una cabeza hueca enfriada con sodio junto con un *inserto q para válvula*, que sirve de asiento, hecho de Stellite. En la Fig. 1-12 la válvula hueca está parcialmente llena con sodio que se lleva a la temperatura de trabajo de la válvula. El rápido movimiento de ésta al abrir y cerrar lanza al sodio metálico hacia el vástago transfiriendo en esa forma calor de la cabeza caliente al vástago frío. El rotador, es una innovación para evitar se quemen y atasquen las válvulas. Es un dispositivo que reemplaza al resorte sujetador. Cada vez que es elevada la válvula se le comunica una ligera rotación, frotando en esa forma al asiento evitándose también los depósitos en las guías.

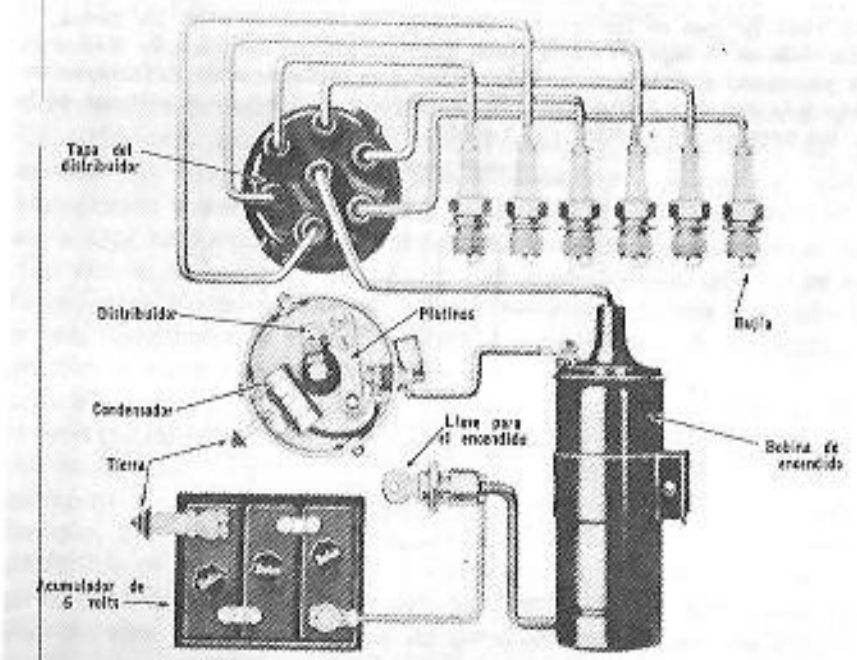


FIG. 1-13. Circuito moderno de encendido para automóviles. (Cortesía de la *General Motors Corp., Delco-Remy Division*)

LUBRICACIÓN.[12] Los motores modernos son lubricados ya sea mediante un sistema de circulación *alimentado a presión* o mediante una combinación

[12] Cap. 16.

de alimentación a presión y *salpicadura*. En un sistema completamente a presión, el aceite se pasa por un filtro (la Fig. 1-11 muestra un tipo flotante) antes de pasar a la bomba del aceite que es movida por el árbol de levas. El aceite proveniente de la bomba se divide en dos o más flujos; uno de ellos entra al filtro y regresa al depósito de aceite, un segundo flujo va hasta los cojinetes principales y mediante conductos taladrados a través de los brazos del cigüeñal hacia los cojinetes de las balas, un tercer flujo continúa hasta los cojinetes del cigüeñal; puede llegar un cuarto flujo a una flecha hueca que soporta a los balancines, de ahí a los cojinetes de ellos y a la junta de los balancines y el levantaválvulas. El aceite que escurre por el levantaválvulas lubrica las punterías y las levas. (Véase en las siguientes secciones lo dicho sobre el conjunto de émbolo y biela.) Las paredes del cilindro reciben suficiente aceite de los sobrantes por exceso provenientes de los cojinetes de las bielas. Por esto, un cojinete de biela flojo puede sobrecargar a los anillos que controlan el aceite, como para que surja una falla de la bujía.

En vista de que es costoso el barrenado del cigüeñal y de las bielas, se pueden colocar debajo de cada biela, artesas que se mantendrán llenas de aceite proveniente de la bomba. Una saliente en el extremo de la biela, se sumerge en la artesa y forma un rocio de aceite para lubricar el cojinete de la biela, las paredes del cilindro y el pasador del émbolo.

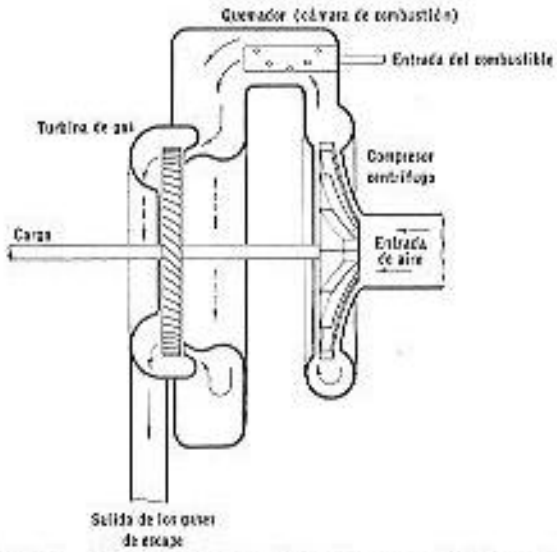


FIG. 1-14. Dibujo esquemático de una turbina de gas

ENCENDIDO.[11] El sistema de encendido consta de un *acumulador*, una *bobina de encendido*, un *distribuidor* con *levas y platinos* y una *bujía para cada cilindro* (Fig. 1-13). En el motor de cuatro carreras se requiere una revolución completa del cigüeñal por cada ciclo. Por esta razón deberá haber un chispazo en cada cilindro a intervalos de 720 grados de giro del

[11] Art. 14-6.

cigüeñal. Para garantizar esta secuencia, el distribuidor se mueve mediante el árbol de levas a la misma velocidad obteniéndose una revolución del distribuidor por cada dos revoluciones del cigüeñal (para un ciclo de dos carreras el distribuidor deberá moverse a la velocidad del motor). En la flecha del distribuidor, debajo de éste se encuentra una leva (no mostrada en la Fig. 1-13) con un lóbulo por separado para cada bujía. A medida que gira la flecha del distribuidor, *los platinos* (Fig. 1-13) son separados por uno de los lóbulos de la leva siendo interrumpida la corriente que proviene del acumulador y pasa por la bobina. Debido a esta interrupción se induce un alto voltaje en la bobina. Este potencial es enviado al contacto central de la tapa del distribuidor y de ahí a la bujía conveniente. Debido a los muchos lóbulos de la leva pueden inducirse una serie de impulsos eléctricos correctamente sincronizados, que son luego dirigidos por el distribuidor hacia los diferentes cilindros.

1-10. La turbina de gas de combustión continua.[11] Una de las formas más antiguas de los motores de combustión, es la *turbina de gas*. Antecede con mucho, al motor de émbolos reciprocantes. Los componentes principales de la turbina de gas que se ilustran en la Fig. 1-14 son: un *compresor*, *una turbina* y *una cámara de combustión*. Al funcionar el aire es inducido al compresor, allí es comprimido y pasado en parte a la cámara de combustión. Los gases a alta temperatura que deja la cámara de combustión se mezclan con el volumen principal de aire que fluye alrededor de ella. Estos gases calientes con su volumen aumentado considerablemente son dirigidos a la tobera en forma de anillo donde disminuye la presión y consecuentemente aumenta la velocidad. El gas a alta velocidad es dirigido contra la rueda de la turbina siendo utilizada la energía cinética del gas en hacer girar la flecha motriz que a su vez mueve al compresor de aire. Es aparente una ventaja de este conjunto al ser eliminadas las partes reciprocantes del motor de émbolo. Por esta razón, no se usa el compresor de émbolo siendo preferible el de flujo continuo. Porque al ser la acción continua y girar el rotor a altas velocidades, se puede inducir una gran cantidad de aire. Hay varios tipos de compresores en uso, la Fig. 1-14 ilustra un compresor *centrífugo* simple.

Es importante notar que la potencia del motor de combustión está relacionada directamente con la cantidad de mezcla quemada en un periodo de tiempo y, por lo mismo, referida directamente a la cantidad de aire (y combustible) inducido en el sistema. La turbina de gas puede trabajar a mayores velocidades que otros motores por la ausencia de partes reciprocantes, y con flujo continuo

[11] Arts. 4-14, 6-8, 6-13, 9-21, 17-7, 17-8 y 17-9.

en vez del flujo intermitente del motor de émbolo, se puede asegurar la obtención de mayor potencia de una máquina pequeña.

Pero el motor de émbolo reciprocante tiene una ventaja que no ha sido superado durante muchos años: la temperatura (y, por lo tanto, la presión) de la combustión pueden ser extremadamente elevadas porque se experimenta sólo durante un pequeño intervalo de tiempo. De aquí que, las temperaturas máximas de las partes del motor son muy bajas, solamente unos cuantos cientos de grados (con algunas excepciones, como es el caso de la válvula de escape). En la turbina de gas la temperatura de combustión es igualmente una temperatura *continua* y por eso los conductos, toberas y aspas están expuestos continuamente a ella. Por esta razón la temperatura máxima en el sistema de la turbina de gas queda limitada a valores entre 540 a 815°C (1 000 a 1 500°F); compárense estos valores con los 2 760°C (5 000°F) que existen momentáneamente en el motor ECH.

El funcionamiento de la turbina de gas bajo cargas parciales puede visualizarse en la forma siguiente: Si se reduce la cantidad de combustible, disminuirá la temperatura de combustión y el gas que fluye a través de las toberas de área fija de la turbina, tendrá un volumen menor y una densidad mayor. Este efecto podrá aumentar momentáneamente la cantidad de gas que abandona al sistema disminuyendo así la presión que existe antes de las toberas. Pero este cambio en la presión *aumenta* el *volumen* y así contrarresta parcialmente el cambio en temperatura que *disminuye* al volumen. Por esta razón, la turbina de gas trabaja con cargas parciales mediante el *control de temperatura* experimentando también una reducción en las relaciones de compresión y expansión.

PROBLEMAS

1. Se construye un motor de émbolo reciprocante con un mecanismo de biela y cigüeñal, más complicado que el que se muestra en este capítulo. ¿Podrá llamársele, motor Beau de Rochas? Explique por qué.

2. Un motor ECH con ciclo de cuatro carreras tiene un cilindro con diámetro de 10.16 cm (4 plg) y carrera de 12.74 cm (5 plg), (es decir, 10.16 por 12.74 cm). Calcular el desplazamiento del émbolo y el volumen de compresión, si la relación de compresión es 6. Repetirlo para un ciclo de dos carreras.

3. ¿Por qué razón un motor de émbolo reciprocante se ajusta idealmente al ciclo Otto (combustión a volumen constante)?

4. Si los estranguladores de dos motores uno ECH y otro EC son parcialmente cerrados por el operador, ¿qué cambios se han operado realmente en el sistema de gobierno?

5. ¿Cuál es la diferencia fundamental entre los motores Otto y diesel? ¿Cuáles son las diferencias físicas entre ambos motores?

6. Explicar la diferencia entre inyección mediante aire e inyección sólida.

7. El motor EC puede trabajar con una relación aire-combustible de 50 a 1, pero el motor ECH común, no puede quemar una mezcla que tiene más de 20 partes de aire por una de combustible. Explicar por qué.

8. Con la respuesta del Prob. 7 compare la acción del carburador con la de una bomba de inyección en un motor EC.

9. El sistema de inyección de la Fig. 1-3 es para usarse en un motor ECH en lugar del carburador. ¿Qué cambio importante, o alteración debe hacerse?

10. Si se usa un sistema de inyección en un motor ECH, ¿deberá hacerse la inyección dentro del cilindro (comparándola con la inyección en el múltiple)? Discútalo. Con relación al PMS ¿Cuándo deberá hacerse la inyección? (Sugestión: la vaporización y la formación de la mezcla requieren tiempo).

11. Hacer una lista de las ventajas y desventajas del ciclo de dos carreras, comparándolas con las correspondientes al de cuatro carreras.

12. Supóngase que fueran construidos dos motores del mismo tamaño y para la misma velocidad, siendo uno similar al de la Fig. 1-4 y el otro al de la Fig. 1-5. ¿Cuál de los dos motores proporcionará mayor potencia? Dé una explicación.

13. Diga la distinción entre el barrido *cruzado*, *el de lazo* y el *contínuo*.

14. Defina y explique el término *escape de gases del cilindro*.

15. En un motor radial de cuatro carreras y nueve cilindros, ¿ocurrirá el encendido a intervalos de 80 grados? Explíquelo.

16. Haga una clasificación mostrando los diferentes nombres que pueden asignarse a los distintos motores de ECH y EC (por ejemplo: Cuatro Carreras, en línea, etc.)

17. Cuando ocurre la combustión en un motor ECH o en uno EC con el émbolo momentáneamente en el PMS ¿se pierde parte de la energía por estar la biela y el cigüeñal alineados uno con respecto al otro? Discútalo.

18. El encendido en un motor ECH se inicia en un punto —la bujía— y se difunde desde él como propagación de llama. ¿Cómo difiere esto de la combustión en el motor EC?

19. ¿Cuál será un nombre mejor para el ciclo Otto de dos carreras?

20. Distinguir entre forros húmedos y secos.

21. ¿Por qué razón los motores nuevos deben trabajarse a velocidades y cargas reducidas?

22. ¿A qué velocidad con respecto al cigüeñal, deben girar el árbol de levas y la flecha del distribuidor, en los motores de cuatro y de dos carreras?

23. De la información dada, determinar por qué el motor con cabeza en L tiene muchos adictos.

24. Partiendo de que la válvula de escape originalmente fue hecha de acero simple, haga una lista de las mejoras que se le han hecho.

25. Mencione dos puntos dentro de la cámara de combustión que probablemente alcancen temperaturas mayores que las de otros puntos y dé las razones de su selección.

26. Explique en qué forma se controla una turbina de gas para trabajar con cargas parciales.

27. Compare las ventajas y desventajas de una turbina de gas en relación con un motor ECH.

CAPITULO 2

PRUEBAS DE LOS MOTORES

Muy al principio de su carrera debe conducirse al ingeniero al laboratorio de pruebas. En esta forma, se obtiene un conocimiento práctico sobre el motor y sus componentes que ayudará en la comprensión de los procesos y temas que serán analizados posteriormente.

2-1. El freno de prony. La medición de la potencia o trabajo realizado en la unidad de tiempo, es de importancia básica al determinar la capacidad de producción de un motor. Uno de los primeros dispositivos empleados para este objeto, es el *freno de prony*, ilustrado en la Fig. 2-1. Se fija a la flecha del motor cuya potencia

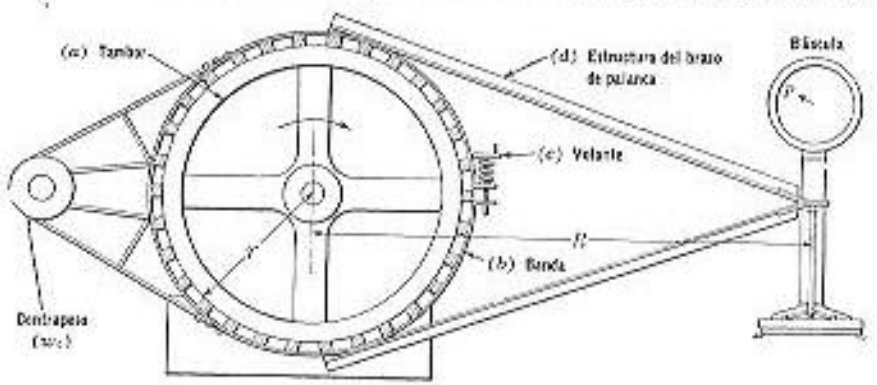


FIG. 2-1. Freno de prony

debe medirse un tambor *a*. Mediante la manivela *c* puede apretarse la banda *b* que envuelve al tambor, el valor de ese ajuste determina la fricción de arrastre *f* (no indicada) que actúa en la periferia del tambor y opone resistencia a la rotación de la flecha. Mediante un brazo de palanca *d* apoyado en la plataforma de la báscula, se impide el movimiento de la banda y sus superficies de fricción excepto en un arco limitado.

El *trabajo* se define como el producto de la fuerza por la distancia. En una revolución de la flecha, la periferia del tambor se

mueve a una distancia $2\pi r$ contra la resistencia de la fricción f. Por lo tanto:

$$\text{Trabajo} = 2\pi rf \qquad (2\text{–}1)$$

El momento externo del freno, que es el producto de la lectura P de la báscula y el brazo R, deberá equivaler al momento de giro que es $r \times f$ o sea:

$$r \times f = PR$$

Entonces, para una revolución,

$$\text{Trabajo} = 2\pi PR$$

Cuando el motor gira a N rpm, el rabajo será:

$$\text{Trabajo por minuto} = 2\pi PRN$$

La *potencia* se define, como la capacidad para realizar trabajo con respecto al tiempo por lo cual, $2\pi PRN$ viene a ser la *potencia*. El caballo métrico (hp métrico) es una unidad de potencia equivalente a 4 500 kg m/min o a 75 kg m/seg. El caballo de fuerza [horsepower (hp)] es una cantidad de potencia definida como 33 000 pie-lb/min, o 550 pie-lb/seg. El *kilowatt* (kw) es una unidad de potencia igual a 1.36 hp métrico (550 ÷ 0.746 o 738 pies-lb/seg). La potencia en caballos, del freno de prony resulta

$$\text{hp métrico} = \frac{2\pi PRN}{4\,500} = \frac{PRN}{716.3} \qquad (2\text{–}1a)$$

En las máquinas comerciales, las estructuras del brazo de palanca se construyen generalmente, para que den un número entero (1 000, 2 000, etc.) en la relación $716.3/R$ ($5\,252/R$) quedando al final

$$\text{hp métrico} = \frac{PN}{n000} \qquad (2\text{–}1b)$$

en la que n es un entero.

De la Ec. (2-1) se desprende, que para un motor que gira a una velocidad dada y produce una potencia fija, el valor del producto PR es fijo y deberá ser igual en magnitud, ya sea que el brazo de palanca sea corto o largo. Cuando se alargue el brazo, disminuye la magnitud de P y cuando el brazo disminuye deberá aumentar P. Al producto PR, se le llama *par de torsión*.* El par de torsión es un momento de torsión o de giro, y es la medida de la tendencia rotatoria de una fuerza. Las unidades del par de torsión son comúnmente kg-m o kg-cm (lb-pie o lb-plg).

El par de torsión es una medida de la habilidad de una máquina para realizar trabajo, en tanto que la potencia es una medida de la razón a la cual se puede efectuar ese trabajo. Expresando esto en otra forma, se puede decir que el par de torsión determina si un motor puede impulsar un vehículo ya sea a través de arena o de otros obstáculos, en tanto que, la potencia determina qué tan rápido puede avanzar el vehículo sobre los obstáculos.

De las Ecs. (2-1) que son generales, el valor del par de torsión PR, abreviado frecuentemente T, resulta:

$$PR = T = \frac{4\,500 \text{ hp métrico}}{2\pi N} = \frac{716.3 \text{ hp métrico}}{N} \text{ kg-m} \qquad (2\text{–}2)$$

$$\left(PR = T = \frac{33\,000 \text{ (hp)}}{2\pi N} = \frac{5\,252 \text{ (hp)}}{N} \text{ lb-pie}\right)$$

Se notará, que si el freno de la Fig. 2-1 no está contrapesado ($w_c = 0$), la fuerza sobre la báscula será ocasionada en parte por el peso del brazo de palanca. El peso no balanceado se llama la *tara* del freno. En los frenos de gran tamaño puede ser difícil determinar su tara, sin embargo, en algunos casos, por lo general, es posible (estando floja la banda del freno) girar al cigüeñal lentamente, primero en una dirección y luego en la otra tomando cada vez las lecturas de la báscula. Cuando el giro es hacia adelante, la lectura de la báscula representa la tara más la fuerza de fricción. Cuando el cigüeñal gira en dirección opuesta a la misma velocidad que anteriormente, la lectura de la báscula representa la tara menos la fuerza de fricción.[1] Sumando ambas lecturas y dividiendo entre dos se obtiene la tara real. Se supone que el freno de la Fig. 2-1 está contrabalanceado y, por lo mismo, la tara es cero; luego P representa la lectura neta de la báscula.

El freno de prony es económico, simple en su funcionamiento y fácil de construir. Por esta razón se usa ampliamente en pruebas de baja velocidad. En altas velocidades ocurren ondulaciones y

* En lengua inglesa hay un término propio para este concepto, el *torque*; incluso se diferencia del concepto trabajo anotando las unidades en forma invertida: *work*, pie-lb; *torque*, lb-pie. (N. del T.)

[1] Este procedimiento supone que la fricción es constante independientemente de la dirección del movimiento (lo cual es, aproximadamente, cierto).

chirridos de la banda que dificultan mantener una carga constante. La desventaja principal del freno de prony es su par de torsión constante con cualquier presión de la banda y, por lo mismo, su inhabilidad para compensarse bajo condiciones de carga variable. En otras palabras, si el motor sometido a prueba se carga hasta un valor que ocasione pérdidas de velocidad, el freno de prony mantendrá su par de torsión, tendiendo a parar al motor.

La energía suministrada por la máquina motriz, al freno, se disipa eventualmente como calor. La mayoría de los frenos están provistos de algún medio para suministrarle agua a la llanta interior del tambor y puede suceder que el calor generado evapore al agua o que un vertedor la tire con rapidez suficiente para mantener el tambor a la temperatura deseada.

EJEMPLO 1. Se probó un motor diesel con un freno de prony con tara de 22 kg (48 lb). El brazo del freno era de 0.606 m de largo (2 pies). Con cierto ajuste de la bomba del combustible, el motor corrió a 1 140 rpm y el peso bruto en la báscula fue de 220 kg (488 lb). Encontrar: (*a*) La potencia desarrollada en el freno y (*b*) el par torsional del motor.

Después de probado el motor se instaló en una embarcación. Al trabajar en las mismas condiciones que las usadas en la prueba, se conectó mediante un reductor de engranes para hacer girar a la hélice a 380 rpm. (*c*) ¿Que par torsional se desarrolló en la flecha de la hélice?

SOLUCIÓN. (*a*) P = peso bruto − tara = 220 − 22 = 198 kg.
Por la Ec. (2-1*a*)

$$\text{hp métrico} = \frac{2\pi \times 198 \times 0.606 \times 1\,140}{75 \times 60} = 191 \qquad \text{(Resp.)}$$

(*b*) Par torsional del motor $= PR = 198 \times 0.606 = 120$ kg-m (Resp.)
Este par torsional es equivalente a una fuerza de 120 kg aplicada a un radio de 1 m.

(*c*) Tómense las revoluciones por minuto de la flecha y supóngase que no hay pérdidas en el reductor de engranes. El par torsional de la flecha de la hélice será por la Ec. (2-2)

$$T = PR = \frac{715 \times 191}{380} = 360 \text{ kg-m} \qquad \text{(Resp.)}$$

2-2. Frenos de agua. La Fig. 2-2 ilustra un freno simple de agua que consiste en un disco montado en una cubierta, la cual contiene un fluido como, por ejemplo, agua. La resistencia que encuentra el disco al girar es igual y opuesta a la reacción que tiende a hacer girar a la funda o cubierta. Montando la funda en los cojinetes *a* que son independientes de los cojinetes *b* de la flecha, puede medirse el esfuerzo de rotación pesando la fuerza ejercida por la cubierta. Para aumentar la carga puede aumentarse la cantidad de agua en la cubierta mediante las válvulas C. Con objeto de que la carga sea constante se mantiene inalterable la viscosidad (temperatura constante) del agua haciéndola fluir continuamente a la entrada y a la salida de la funda. Se notará que la potencia absorbida por el freno se disipa como fricción fluida a medida que el disco hiende al agua resultando una elevación de temperatura en ella. Para aumentar la capacidad, puede emplearse un rotor con aspas o paletas.

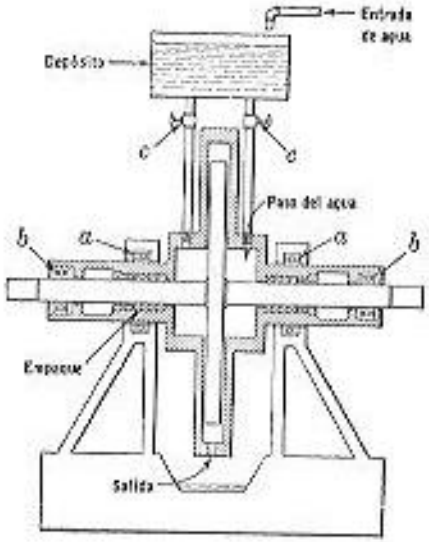


FIG. 2-2. Freno de agua, tipo viscoso

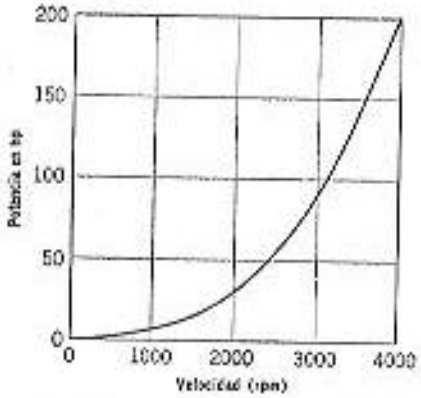


FIG. 2-3. Curva de comportamiento para el freno de agua, tipo viscoso, con rotor de 25.4 cm (10 plg)

Los frenos de agua se emplean cuando se tienen cargas muy pesadas y altas velocidades ya que la capacidad es aproximadamente proporcional al cubo de la velocidad de giro, como está ilustrado en la Fig. 2-3. Sin embargo, a bajas velocidades la capacidad de absorción es relativamente limitada. En contraste con el freno de prony con su par torsional constante, el freno de agua no atasca o para al motor que está bajo estudio. Si el motor se carga hasta su capacidad por lo cual disminuye su velocidad, también disminuirá la carga del freno sobre el motor y el operador tendrá tiempo para reajustar la carga y corregir la velocidad hasta el valor deseado.

En la Fig. 2-4 se muestra una forma de freno de agua empleado para absorber una gran potencia, tanto en altas como en bajas velocidades, y en la Fig. 2-5 se muestra un corte del mismo. El rotor consta de un cierto número de cavidades aproximadamente semielípticas y las cargas interiores de la cubierta contienen cavidades similares. El agua surtida a la cubierta, pasa a través de agujeros en sus cavidades y entra a las del rotor. El movimiento de remolino ocasionado por la fuerza centrífuga, hace que el agua sea regresada a las cavidades de la cubierta repitiéndose asimismo una y otra vez, este proceso de alta turbulencia. Añadido a la acción circulatoria, se tiene el corte a medida que gira el rotor y hiende al agua que se mueve entre las cavidades. Un freno de este tipo es esencialmente estable y sostendrá cargas parciales con poca variación o ligeras posibilidades de descarga.

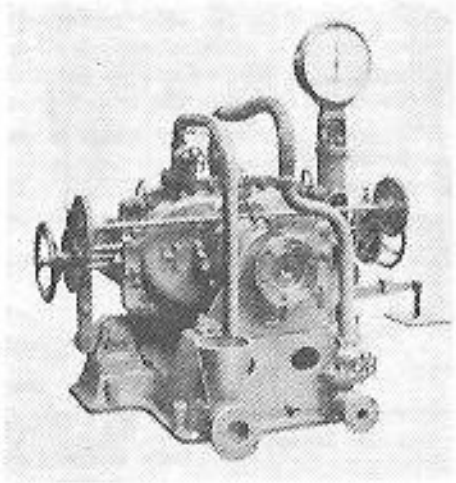


FIG. 2-4. Freno de agua Heenan-Froude

La potencia del motor es absorbida por un flujo continuo de agua a través del freno. La absorción de energía se manifiesta por la elevación de la temperatura del agua, debiendo disponerse de suficiente líquido para absorber la potencia máxima. Se han construido frenos pequeños de este tipo para girar a 10 000 rpm igualmente que frenos mayores para absorber arriba de 4 000 hp de 800 a 1 900 rpm. Se han empleado algunos frenos similares de diseño modificado para absorber 17 500 hp para pruebas de grandes motores diesel marinos.

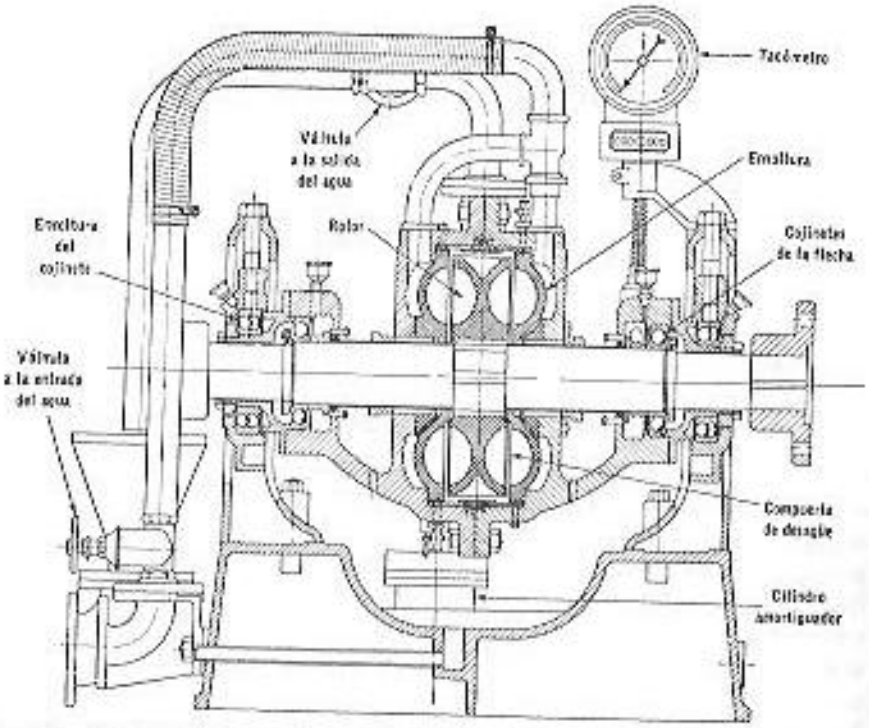


FIG. 2-5. Sección transversal por la cubierta de un dinamómetro Froude (Cortesía de *Heenan-Froude Ltd.*)

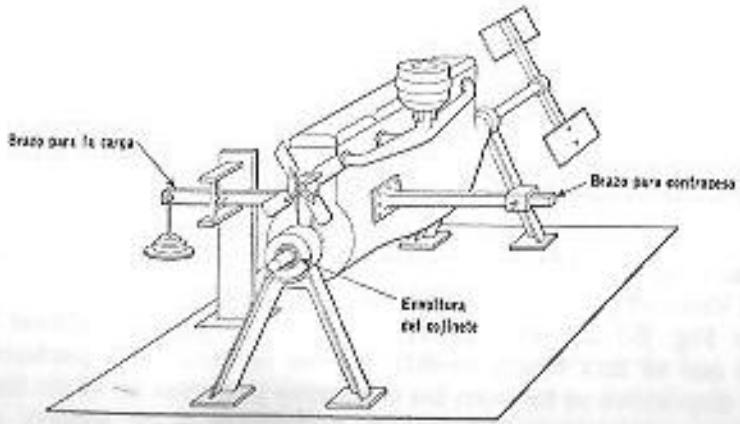


FIG. 2-6. Motor montado en soportes con ventilador usado como freno

2-3. El ventilador como freno. Las hélices o ventiladores se emplean ocasionalmente en pruebas de mucha duración donde la precisión no es primordial y también para los periodos de asentamiento de los motores nuevos. La principal objeción del ventilador como freno es la dificultad o inconveniencia para ajustar la carga. Para eso es necesario cambiar el radio, el tamaño o el ángulo de las aspas. Estas operaciones requieren regularmente que se pare el motor a menos que se empleen hélices de paso variable. Los cambios en la densidad del aire atmosférico durante las pruebas, también pueden ocasionar alteraciones en la carga. Los ventiladores usados como freno, tienen una cubierta en torno del ventilador pudiéndose modificar el gasto variando la restricción a la entrada o a la salida del flujo de aire.

La potencia de un motor que acciona un ventilador usado como freno, puede determinarse calibrando por separado al ventilador. Otro método es el de montar el motor en un "bastidor" como se indica en la Fig. 2-6 y medir el esfuerzo de giro del bastidor, pesando la fuerza externa de reacción del par torsional desarrollado por el motor. Este último método es el único usado comúnmente. El primero requiere calibraciones muy elaboradas para consignar los efectos de la temperatura, la humedad, la densidad y la velocidad y, sin embargo, los resultados son dudosos incluso si el freno se ha calibrado en el local en el cual se utiliza. La curva del comportamiento de un ventilador usado como freno será similar a la de la Fig. 2-3, ya que la potencia varía aproximadamente con el cubo de la velocidad.

2-4. El dinamómetro de corrientes parásitas. Una de las formas más antiguas de dinamómetro es el de corrientes parásitas. La versión más simple consiste en un disco que al ser accionado por el motor sujeto a prueba, gira en un campo magnético. La intensidad del campo se controla variando la corriente que pasa por una serie de bobinas colocadas en ambos lados del disco. Este actúa como un conductor cortando al campo magnético. En el disco se inducen corrientes y por no haber un circuito externo, lo calientan. Para la absorción de una gran potencia, se hace excesivo el calentamiento del disco dificultando el control.

La Fig. 2-7 ilustra dos vistas del dinamómetro Midwest Dynamatic que es una forma modificada del de corrientes parásitas. En aquel dispositivo se inducen las corrientes parásitas en el estator para su fácil enfriamiento. El estator o cubierta *a* se soporta en los cojinetes *b* de modo que cualquier tendencia del estator a girar se

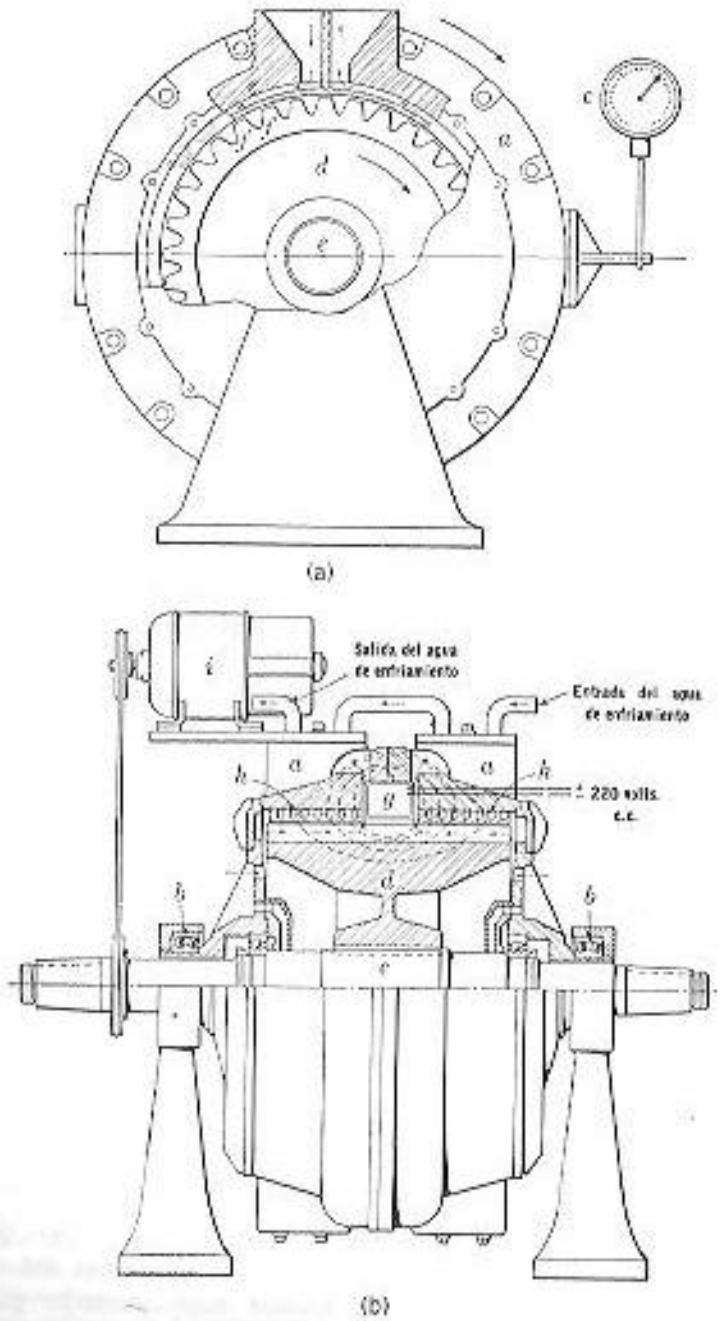


FIG. 2-7. Vistas de cortes en un freno de corrientes parásitas Dynamatic (Cortesía de la *Midwest Dynamometer Co.*)

lee en la balanza acoplada C. A un lado del estator, está el rotor *d* acuñado a la flecha *e* y provisto de dientes *f* que pasan muy cerca de la superficie lisa del estator. Cuando se hace girar al rotor, el flujo penetra dentro de él, principalmente por los extremos de los dientes. A medida que éstos se mueven hacen que las líneas del flujo magnético se curven a lo largo del hierro del estator; el flujo induce las corrientes parásitas en el estator y tienden a hacerlo girar en la misma dirección de la flecha. Cuando se energiza la bobina *g*, Fig. 2-7*b*, con corriente continua se magnetiza el estator y el rotor

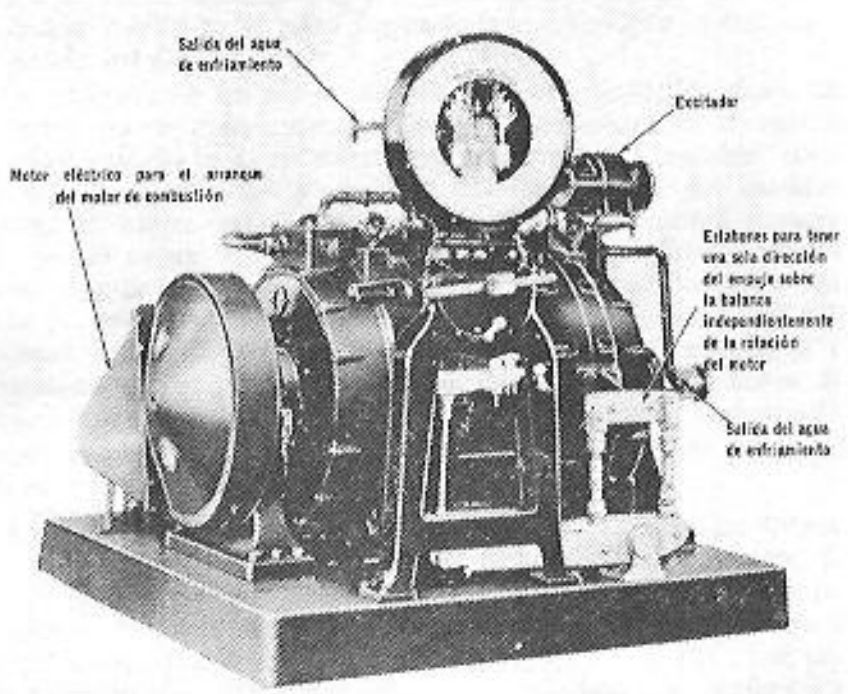


FIG. 2-8. Dinamómetro Midwest Dynamatic para 3 000 hp con motor eléctrico de 30 hp para el arranque de motores de combustión

con las líneas de fuerza que envuelven a la bobina. El flujo de agua por los canales *h* controla la elevación de temperatura del estator. El generador *i* suministra la excitación suplementaria para las bobinas del campo. Usando esta unidad, se tendrá un cambio brusco en la excitación a medida que aumenta la velocidad del motor y en

consecuencia a lo que tiende es a mantener constante esa velocidad. La Fig. 2-8 muestra una unidad a gran capacidad del tipo descrito.

2-5. El dinamómetro eléctrico. Puede emplearse el generador eléctrico para cargar al motor, sin embargo, la producción del generador debe medirse con instrumentos eléctricos y corregirse en magnitud para el rendimiento del generador. Ya que el rendimiento del generador depende de la carga, la velocidad y la temperatura, este dispositivo es más que inconveniente para usarse en un laboratorio y obtener mediciones precisas. Para salvar esta dificultad, deberá soportarse al generador en cojinetes de bolas en la forma ilustrada en la Fig. 2-2 pudiéndose medir el esfuerzo de torsión ejercido por el estator del generador. La tendencia al giro o la reacción del estator será igual y opuesta al par torsional ejercido sobre la armadura que es movida por el motor.

El dinamómetro de la Fig. 2-11 puede emplearse ya sea como motor eléctrico para arrancar y mover al motor de combustión a diferentes velocidades o como un generador para absorber la potencia del motor de combustión. En la Fig. 2-9 se muestra un diagrama eléctrico simplificado.

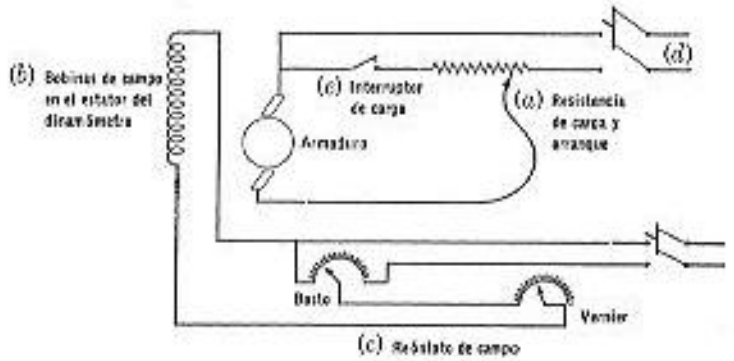


FIG. 2-9. Diagrama simplificado del alambrado para el dinamómetro eléctrico

Para trabajar el dinamómetro como motor se cierra el interruptor de campo ajustando a *b* para la máxima densidad haciendo que la resistencia de campo *c* quede fuera. Esto producirá un momento torsional máximo para el arranque. La resistencia variable *a* para el arranque, se intercala totalmente para limitar la corriente de la armadura. Al cerrar el interruptor de la línea *d*, el dinamómetro hace girar el motor. La velocidad como motor puede aumentarse reduciendo la resistencia de arranque hasta que la armadura quede directamente en la línea, y pueden obtenerse aún velocidades mayores, aumentando la resistencia *c* del campo para reducir la intensidad del mismo.

Con este procedimiento puede determinarse rápidamente la potencia requerida para mover al motor de combustión en cada velocidad, esto es, la potencia consumida en la fricción.

Después que ha sido arrancado el motor, se abre el interruptor de línea *d* quedando los controles para operar el dinamómetro como generador. Primero se pone la resistencia de la carga *a* en su valor máximo (ya que la ley de Ohm establece que:

$$\text{corriente} = \frac{\text{voltaje}}{\text{resistencia}} \qquad (a)$$

una alta resistencia asegurará una baja corriente). Nótese que la posición máxima de la resistencia difiere para las aplicaciones de motor o de generador por la colocación del interruptor de carga *e*. Luego las bobinas de campo son anuladas insertando la resistencia máxima en el reóstato *c* del campo (entonces, por la Ec. [*a*] la corriente de campo se reduce a un mínimo). Cuando el interruptor de carga *e* se cierra se le impone una carga mínima al motor.

Para aumentar la carga, primero se refuerza el campo aumentando así el voltaje generado como lo indica el voltímetro (el límite en este caso es el voltaje nominado para la máquina que va especificado en su placa de características) mientras se ajusta el acelerador para la velocidad deseada. Si es necesario un par torsional adicional, se reduce la resistencia de carga aumentando así la corriente de la armadura, como lo indica el amperímetro (en este caso el límite es la corriente nominada para el motor que también se especifica en su placa). Este método de control, reduce la carga por calentamiento en el dinamómetro porque:

$$\text{potencia} = \text{voltaje} \times \text{corriente}$$

y la potencia puede obtenerse con altos voltajes y bajas corrientes en vez de bajos voltajes y altas corrientes (siendo la corriente el factor que ocasiona el sobrecalentamiento de los conductores y su aislamiento). Para pequeños períodos de sobrecarga puede aumentarse el voltaje del campo para aumentar la capacidad del dinamómetro y en este caso pueden ocurrir "flamazos" o chisporroteos excesivos en el conmutador por el alto voltaje generado.

La curva de comportamiento del dinamómetro como absorbedor se muestra en la Fig. 2-10 (se obtiene un diagrama ligeramente desplazado para el dinamómetro como motor, como consecuencia del rendimiento eléctrico de la unidad). La línea vertical que pasa por *D* es un límite arbitrario para la velocidad, sugerida por el fabricante como medida de seguridad contra la posibilidad de que el devanado de la armadura sea sacada de sus ranuras por la fuerza centrífuga. La línea *BD* de potencia constante es un límite para salvaguardar al dinamómetro contra el sobrecalentamiento ocasionado por la corriente excesiva en la armadura y contra los

"flamazos" en el conmutador ocasionados por voltaje excesivo. Tanto la corriente como el voltaje nominados permanecen constantes a lo largo de la línea *BD* y el producto de estos dos factores es la potencia constante. La línea *AB* es el trazo del voltaje variable y corriente constante (nominal). El límite *CH* de la sobrecarga se obtiene empleando una elevada intensidad de campo para generar un voltaje mayor que el nominado, en tanto que se mantiene la corriente de norma.

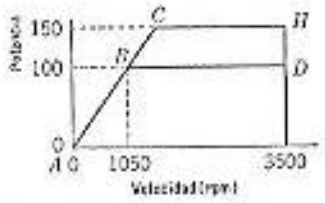


FIG. 2-10. Curvas del comportamiento para un dinamómetro eléctrico

2-6. Selección del dinamómetro. La selección de un dinamómetro depende del empleo para el cual se adquiera la máquina. La más versátil es el dinamómetro eléctrico montado en una estructura como el mostrado en la Fig. 2-11. Esta es la unidad preferida porque puede usarse ya sea como motor para mover ventiladores o bombas o como generador para pruebas de absorción de máquinas motrices.

Cuando el único requisito es la capacidad de absorcion, pueden usarse el dinamómetro de corrientes parásitas o el freno de agua por su costo inicial reducido y la habilidad para funcionar en altas velocidades. La armadura del dinamómetro eléctrico es grande y pesada comparada con la del dinamómetro de corrientes parásitas o con el freno de agua y requiere uniones fuertes y elásticas entre el dinamómetro y el motor de combustión. Cuando se conecta un dinamómetro a un motor mediante una flecha habrá una torsión considerable momentáneamente en ella, especialmente en el período de encendido del motor. Se desarrolla una vibración torsional al ser torcida la flecha en un sentido y en el inverso por la inercia de la armadura. Esta vibración puede ocasionar daños en la transmisión de engranes del motor especialmente en las pruebas de larga duración. Compensando esta desventaja se tiene la influencia regularizadora de la masa de la armadura que actúa como un gran volante para mantener constante la velocidad del motor

El ventilador freno se usa para pruebas de fatiga o resistencia en las que la constancia de la carga no es el factor primordial. El freno de prony queda limitado en sus aplicaciones y se usa solamente cuando no se dispone de alguna de las otras formas de frenos.

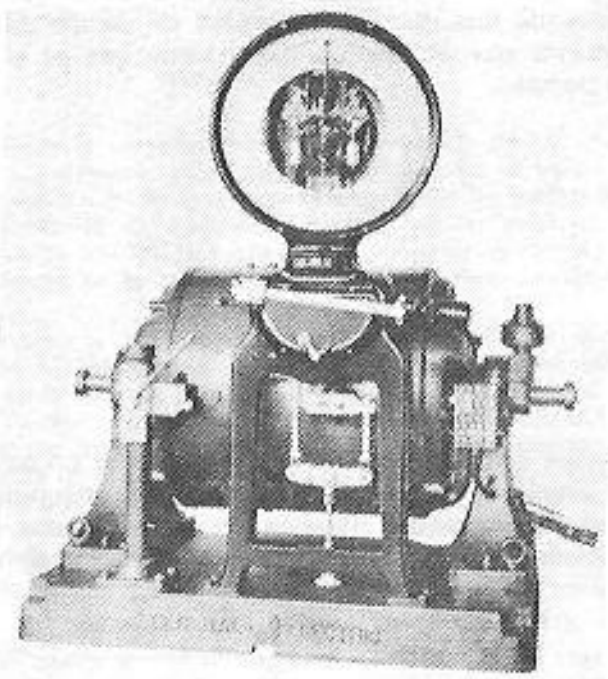


Fig. 2-11. Dinamómetro eléctrico tipo Sprague de la General Electric

En la lista siguiente se hace un resumen de los factores involucrados en la selección de un dinamómetro. Los diferentes tipos se han clasificado con los más flexibles primero.

Flexibilidad de Aplicaciones	Costo Inicial
1. Dinamómetro eléctrico	Precio muy elevado
2. Dinamómetro de corrientes parásitas	
3. Freno de agua (gran capacidad)	Bajo costo para sus posibilidades de capacidad.
4. Freno de prony	
5. Ventilador como freno	Barato pero sin precisión

2-7. Determinaciones de la velocidad. La velocidad aproximada de un motor se encuentra mediante un tacómetro. Sin embargo,

dicho instrumento aun siendo muy preciso, da solamente velocidades instantáneas y variaciones de velocidad. Con objeto de realizar pruebas, se determina la velocidad promedio de un motor empleando un contador de movimiento positivo, que cuenta el número total de revoluciones del motor durante un periodo determinado de la prueba. La velocidad media del motor se encuentra dividiendo el número total de revoluciones mostradas por el contador entre el tiempo total que permaneció acoplado el contador. La Fig. 2-12 muestra un equipo común de prueba, para determinar velocidades. Accionando la palanca *a* se hace funcionar al reloj *b* y se cierra el circuito que contiene al contador *c*. La velocidad instantánea queda indicada por un voltímetro *d* graduado para leer rpm.

2-8. Consumo de combustible. El método aceptado para medir la cantidad de combustible usado por un motor, es el de pesarlo mediante un equipo de pruebas semejante al mostrado en la Fig. 2-13. La balanza se ajusta hasta que el depósito de combustible

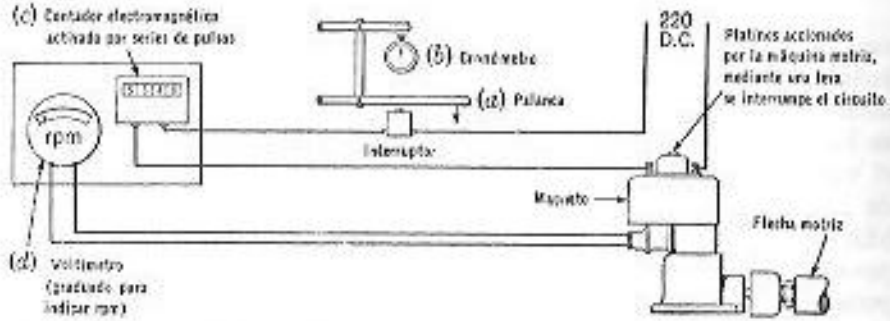


Fig. 2-12. Equipo de prueba del cuenta-revoluciones y reloj para prueba de motores

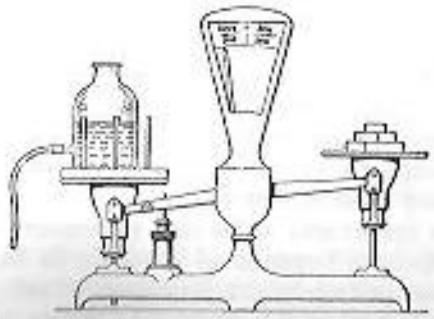


Fig. 2-13. Balanza para combustibles

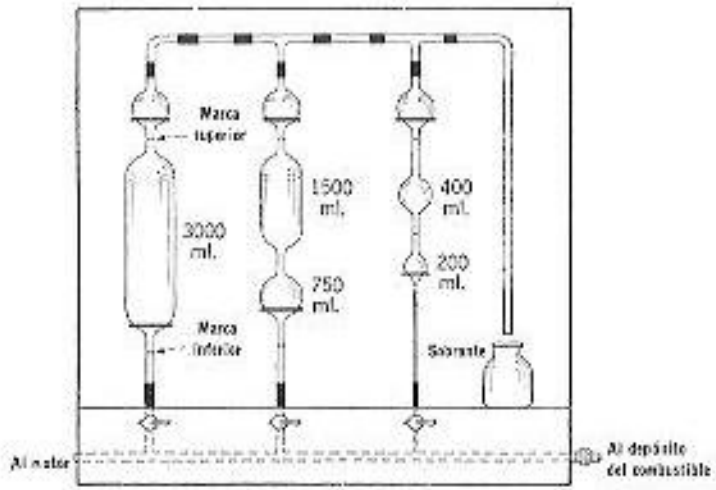


FIG. 2-14. Equipo de prueba para la determinación volumétrica del consumo de combustible

está ligeramente más pesado que las pesas. A medida que el combustible es consumido por el motor la balanza se acerca gradualmente al punto de equilibrio. En el instante de equilibrio perfecto se hace trabajar al reloj ya sea a mano o eléctricamente, anotando el valor de los pesos en el platillo. Pasado un tiempo que depende de la duración deseada de la prueba, se ajusta nuevamente la báscula quitándole pesas hasta que el combustible resulte más pesado. Cuando se alcance nuevamente el balance perfecto después del consumo de más combustible, se detiene el reloj y se anota el peso del combustible. La diferencia entre las dos pesadas en el momento del balance, es el peso del combustible consumido en el tiempo indicado por el reloj. Este procedimiento da el consumo medio de combustible durante el periodo de la prueba.

Un método más simple pero no aceptado formalmente por los códigos de pruebas, es el de medir el volumen del combustible usado en un intervalo determinado con el reloj y convertir el volumen a peso después de medir el peso específico, en la Fig. 2-14 se muestra un equipo de prueba de ese tipo. El funcionamiento de este aparato consiste en bombear el combustible a una de las buretas calibradas y luego conectarla al motor. En cuanto fluya el combustible hacia el motor, irá bajando el nivel de la bureta hasta llegar a la marca superior, poniéndose a funcionar el reloj en ese instante. Cuando el nivel del combustible llega a la marca inferior se detiene el reloj. Convirtiendo el volumen del combustible contenido entre

las marcas a kilogramos (libras) de combustible se determina el consumo en kilogramos por hora (libras por hora).

En muchos laboratorios automotrices y para pruebas de motores de aviación se emplean medidores de flujo. En la Fig. 2-15 se ilustra el principio del rotámetro Fischer-Porter. Al aumentar el flujo a través del medidor se eleva el flotador aumentando proporcionalmente el área entre el flotador y el tubo cónico graduado. Como la rapidez del flujo y el área del flujo están en relación directa una con otra, la ventaja de un medidor de flujo de este tipo es que las graduaciones son lineales [calibradas en kilogramos por hora (libras por hora)] y el instrumento puede usarse para una gran variedad de flujos con buena aproximación. El medidor de gasto tiene la ventaja de indicar el consumo de combustible en cualquier instante. Sin embargo, cuando se desea el consumo de combustible medio o total, que es lo más común, será necesaria una lectura promedio hecha durante la prueba.

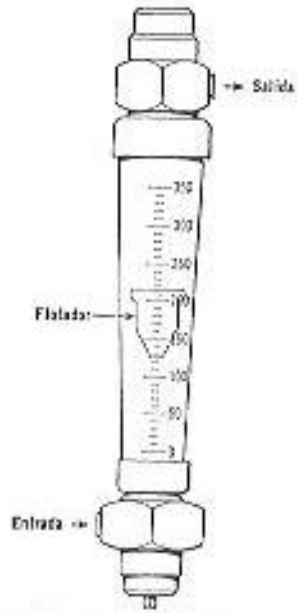


FIG. 2-15. Medidor de flujo Fischer-Porter. Aumentada la conicidad del tubo

2-9. Consumo de aire. Considérese que el trabajo realizado por un motor de combustión interna depende de la cantidad de energía liberada cuando se quema una mezcla de aire y combustible. Pero

el aire ocupa un volumen mucho mayor que el del combustible y la inducción de aire dentro del cilindro presenta algunas dificultades. Si el motor no induce la mayor cantidad posible de aire será limitado el trabajo producido por él, sin importar que se añada mucho combustible. Después que ha sido diseñado y construido el motor es conveniente medir el consumo de aire [en kilogramos por hora (libras por hora)] para asegurarse que no haya restricción en los

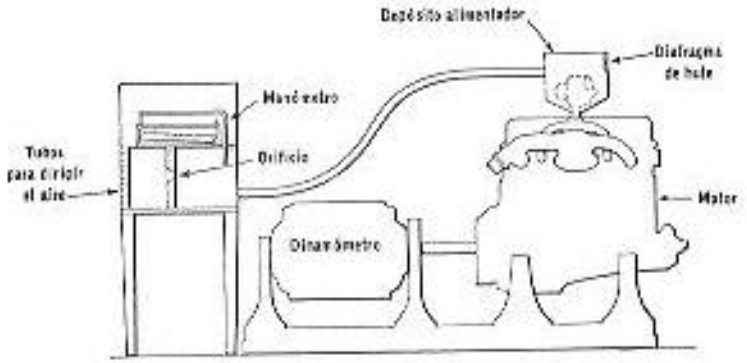


FIG. 2-16. Equipo de prueba para medir el consumo de aire

sistemas de admisión y escape que eviten la libre "respiración" del motor. Incluso el conocimiento de las cantidades de aire y combustible consumidas por el motor, permite computar la relación aire-combustible y las variaciones del rendimiento del motor con cada una de esas relaciones. Sin embargo, la medición del flujo de aire es un problema engañoso. Un método (Fig. 2-16) es el de aspirar el aire de admisión para el carburador de un gran depósito y medir el flujo de aire que entra a éste, mediante un orificio calibrado o boquilla para flujo. Se dispone de datos experimentados (con bastante aproximación) sobre estos medidores de flujo en muchos artículos técnicos.[2] Sin embargo, si se emplea un solo elemento medidor, la caída de presión a través de él, lo mismo que la presión en el múltiple del motor, irán cambiando progresivamente a medida que aumenta el flujo de aire (por ejemplo) al aumentar la velocidad del motor. Para remediar este inconveniente se instalan en paralelo orificios múltiples o boquillas. Cuando se tiene un flujo limitado sólo es necesario abrir un elemento medidor y a medida que aumenta el flujo se van incorporando otros elementos

[2] American Society of Mechanical Engineers, "Report of ASME Special Research Committee on Fluid Meters" (New York, 1937).

manteniendo así la caída total de la presión esencialmente constante. El depósito surtidor es necesario porque el flujo de aire directo al carburador es intermitente o pulsante y los valores de la presión diferencial a través del orificio pueden ser engañosos. Los aparatos de este tipo son discutibles porque el flujo de aire al interior del motor puede ser influenciado por las características del equipo medidor; esta objeción puede eliminarse (1) añadiendo un ventilador o soplador para recuperar las pérdidas por fricción presentes en el aparato medidor, o bien (2) aumentando el tamaño del depósito del aire para simular lo más cercano posible, las condiciones reales del sistema de admisión.

FACTORES DE FUNCIONAMIENTO

2-10. Potencia y rendimiento mecánico. La potencia obtenida de un motor es llamada comúnmente la *potencia al freno* (bhp) y algunas veces *potencia en la flecha* o simplemente *caballos producidos*. En la Ec. (2-1) se dedujo una relación general para la potencia al freno. La potencia total desarrollada sobre el émbolo del motor se llama la *potencia indicada* (ihp).

Una parte de la potencia indicada desarrollada al quemarse el combustible y el aire no aparece como potencia al freno ya que se emplea en vencer la fricción en los cojinetes, émbolos y otras partes mecánicas del motor además en la inducción de la carga de aire-combustible y en la expulsión de los gases de escape. La potencia para realizar esas tareas se llama la potencia perdida en las fricciones o *potencia de la fricción* (fhp). La potencia al freno es menor que la indicada, en una cantidad igual a la potencia consumida en las fricciones del motor:

$$\text{ihp} = \text{bhp} + \text{fhp} \qquad (2\text{-}3)$$

La potencia perdida en las fricciones es difícil de determinar experimentalmente por no haber un método directo para medirla y sí haber variaciones entre las condiciones de funcionamiento y de prueba del motor. Una aproximación para los motores de alta velocidad es moverlo mediante un dinamómetro eléctrico (el motor no encendido) y considerar que los fhp sean iguales a la potencia requerida por el dinamómetro para condiciones particulares del motor: temperatura del aceite, posición del acelerador, rpm, etc.

La relación entre la potencia producida por el motor (bhp) y

la potencia total desarrollada dentro de él (ihp) se conoce como rendimiento mecánico (η_m):

$$\eta_m = \frac{\text{bhp}}{\text{ihp}} \tag{2-4a}$$

y por la Ec. (2-3)

$$\eta_m = \frac{\text{ihp} - \text{fhp}}{\text{ihp}} = 1 - \frac{\text{fhp}}{\text{ihp}} \tag{2-4b}$$

EJEMPLO 2. Un motor para automóvil dispuesto para ser probado, es corrido a máxima aceleración y cargado mediante un dinamómetro eléctrico sobre pedestal y balanceado con gran precisión para el cual resultó su brazo de palanca desde el centro de la flecha hasta el extremo afilado apoyado en la báscula de 0.53 m (1.75 pies). Los datos de la prueba indican una velocidad de 3 300 rpm y un empuje sobre la báscula de 37 kg (81.8 lb). Inmediatamente después de esta prueba se apagó el motor y se cerró el suministro de combustible y con la misma posición del acelerador y el aceite lubricante aún caliente, se accionó el motor a 3 300 rpm mediante el dinamómetro. La lectura de la báscula en este periodo de la prueba fue de 13.75 kg (30.3 lb). Encontrar: (*a*) la constante para el dinamómetro, (*b*) la potencia al freno suministrada por el motor, (*c*) la potencia perdida por fricción (*d*) el rendimiento mecánico del motor y (*e*) el par del freno.

SOLUCIÓN. (*a*) Para este dinamómetro soportado se aplica la Ec. (2-1a)

$$\text{hp} = \frac{2\pi PRN}{4\,500} = \frac{2\pi P \times 0.53 \times N}{4\,500} = \frac{PN}{1\,350}$$

P es la fuerza en kg (lb) y N en rpm siendo la constante del dinamómetro, por lo tanto, $\frac{1}{1\,350}$. Resp.

(*b*) $$\text{bhp} = \frac{PN}{1\,350} = \frac{37 \times 3\,300}{1\,350} = 90$$ Resp.

(*c*) La ecuación del dinamómetro en (*a*) se aplica a la potencia perdida en la fricción durante el periodo en que el motor es accionado por el dinamómetro. Luego,

$$\text{fhp} = \frac{PN}{1\,350} = \frac{13.75 \times 3\,300}{1\,350} = 33.33$$ Resp.

(*d*) El rendimiento mecánico es:

$$\eta_m = \frac{\text{bhp}}{\text{ihp}} = \frac{\text{bhp}}{\text{bhp} + \text{fhp}} = \frac{90}{90 + 33.3} = 0.731 = 73.1\%$$ Resp.

(*e*) Por la Ec. (2-2) el par al freno es:

$$PR = T = \frac{716.3 \text{ bhp}}{N} = \frac{716.3 \times 90}{3\,300} = 19.5 \text{ kg-m o } 19.5 \text{ kg}$$

a un radio de 1 m Resp.

Debe advertirse que el par se puede encontrar con el empuje de 37 kg (81.8 lb) del dinamómetro actuando a 0.53 m (1.75 pies) así:

$$T = 37 \times 0.53 = 19.5 \text{ kg-m o}$$

19.5 kg a un radio de 1 m Resp.

2-11. Presión media efectiva. *La presión media efectiva al freno* (bmep o p_b) se define como la presión teórica constante que imaginariamente se ejerce durante cada carrera de potencia del motor para producir una potencia igual a la del freno. Los bhp de un motor pueden calcularse en función de la bmep empleando los términos siguientes:

p_b = bmep = presión media efectiva al freno en kg/cm² (lb/plg²)
A = área de la cara del émbolo en cm² (plg²)
L = longitud de la carrera en cm (plg)
N = rpm
x = número de revoluciones necesarias por cada carrera de potencia producida, por cilindro; 2 para un motor con ciclo de cuatro carreras y 1 para motor ciclo de dos carreras
n = número de cilindros (o émbolos) en el motor
D = desplazamiento total del émbolo en cm³ (plg³)

$$(p_b)\ (A \times L \times n) \times \frac{N}{x} \text{ trabajo por min} \tag{a}$$

$$\left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)\left(\frac{\text{cm}^2}{\text{émb.}} \times \frac{\text{cm}}{\text{carr.}} \times \text{émbolos}\right)\frac{\text{carreras}}{\text{minuto}} \text{ kg-m por min}$$

$$(p_b) \qquad \left(\frac{D}{100}\right) \qquad \frac{N}{x} \text{ kg-m por min}$$

$$\text{hp métrico} = 4\,500 \frac{\text{kg-m}}{\text{min}}$$

$$p_b = \text{bmep} = \frac{(\text{bhp}) \times 4\,500 \times 100x}{DN} \tag{2-5a}$$

Con $x = 2$ para el ciclo de cuatro carreras

$$p_b = \text{bmep} = \frac{\text{bhp} \times 900\,000}{DN} \tag{2-5b}$$

La Ec. (a) puede reducirse a la forma comúnmente usada en los motores de vapor:

$$\text{bhp} = \left(\frac{p_i LAN}{4\,500 \times 100}\right)\left(\frac{n}{x}\right) \text{ (métrico)}$$
$$\text{bhp} = \left(\frac{p_i LAN}{33\,000(12)}\right)\left(\frac{n}{x}\right) \qquad (2\text{–}6a)$$

En el caso del motor de vapor de acción simple, $x = 1$ como en el ciclo de dos carreras o sea que se requiere una revolución por carrera de potencia.

La *presión media efectiva indicada* (imep o p_i) puede definirse como la presión teórica constante que supuestamente se ejerce durante cada carrera de potencia del motor, para producir una potencia igual a la indicada:

$$\text{ihp} = \left(\frac{p_i LAN}{4\,500 \times 100}\right)\left(\frac{n}{x}\right) \qquad (2\text{–}6b)$$

Como el rendimiento mecánico es igual a $\frac{\text{bhp}}{\text{ihp}}$, también se obtiene por:

$$\eta_m = \frac{p_b}{p_i} = \frac{\text{bmep}}{\text{imep}} \qquad (2\text{–}7)$$

Ejemplo 3. El motor automotriz del Ej. 2 es de 6 cilindros con diámetro de 8.85 cm (3½ plg) y 9.5 cm (3¾ plg) de carrera. Para los datos de la prueba dados en el ejemplo, encontrar: (a) el desplazamiento, (b) la bmep y (c) la imep.

Solución. (a) El desplazamiento D es

$$D = \frac{\pi}{4}(8.85)^2 \times 9.5 \times 6 = 3\,500 \text{ cm}^3 \qquad \text{Resp.}$$

(b) Por la Ec. (2-6b)

$$\text{bmep} = \frac{90 \times 900\,000}{3\,500 \times 3\,300} = 7 \text{ kg/cm}^2 \qquad \text{Resp.}$$

(c) Del Ej. 2 el rendimiento mecánico es 73.1%. Luego,

$$\text{imep} = \frac{7}{0.731} = 9.55 \text{ kg/cm}^2 \qquad \text{Resp.}$$

2-12. Par torsional y mep. Puede encontrarse de las Ecs. (2-2) y (2-5a) una relación general entre el par torsional (en kg-m) y la bmep (en kg/cm²):

$$\text{hp} = \frac{TN}{716.3} \text{ y } \text{hp} = \frac{(\text{mep})D \times N}{4\,500 \times 100x}$$

igualando

$$\text{mep} = \frac{450\,000xT}{716.3D}$$

Para motor con ciclo de dos carreras

$$\text{mep} = 1\,260\,\frac{T}{D} \qquad (2\text{-}8a)$$

Para motor con ciclo de cuatro carreras

$$\text{mep} = 2\,520\,\frac{T}{D} \qquad (2\text{-}8b)$$

Estas ecuaciones pueden emplearse ya sea para la presión media efectiva al freno o la indicada dependiendo de los valores del par torsional al freno o el indicado con que se sustituye a T.

Los parámetros de la presión media efectiva muestran lo bien que un motor esté empleando su tamaño (desplazamiento) para producir trabajo y por esto, dichos parámetros pueden usarse para propósitos de comparación. Adviértase que el par torsional no es un buen índice de calidad porque depende del tamaño del motor; lo más probable es que los motores mayores produzcan los pares torsionales mayores. No puede un motor ser comparado por sus potencias relativas porque la potencia depende no sólo del tamaño sino también de la velocidad. Por lo cual un objetivo en el diseño es el de construir motores con presiones medias efectivas del valor elevado.

2-13. Consumo específico de combustible y rendimiento térmico. Siguiendo el procedimiento del Art. 2-8 supóngase que los resultados de la prueba muestren un consumo de m kg de combustible en t min. Entonces,

$$\text{combustible usado por hr} = \frac{60\,m}{t} \qquad (2\text{-}9)$$

$$\text{combustible usado por hp-hr} = \frac{60\,m}{(\text{hp})t} = F \qquad (2\text{-}10)$$

La Ec. (2-10) define el consumo específico de combustible pudiendo ser el consumo específico de combustible al freno o el indicado. Desafortunadamente se emplea en ambas Ecs. (2-9) y (2-10) en forma intercambiable el término *consumo de combustible*.

El consumo específico de combustible es un parámetro comparativo que muestra con cuánta eficiencia convierte un motor el combustible en trabajo. Este parámetro es preferible, más que el rendimiento térmico porque todas las cantidades son medidas en unidades físicas normales y aceptadas, como son: el tiempo, los caballos de fuerza y el peso.

En termodinámica se define el rendimiento térmico *para un ciclo* con objeto de mostrar el rendimiento de la conversión del calor en trabajo:

$$\eta_t = \text{rendimiento térmico} = \frac{\text{trabajo}}{\text{calor suministrado}}$$

Si se aplica arbitrariamente esta ecuación a los procesos del motor, se hace necesario valorizar el calor de combustión del carburante. Esta valorización puede entrañar dudas (Art. 4-7) y por ello reportarse muchos valores diferentes del rendimiento térmico para una prueba. Supóngase, sin embargo, que las partes interesadas convienen en un valor satisfactorio del calor de combustión Q. Entonces, como por definición hay

$$632.4\ \frac{\text{kcal}}{\text{hp-hr}}$$

y el motor convierte

$$F\left(\frac{\text{kg}}{\text{hp-hr}}\right) Q\left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right) = FQ\left(\frac{\text{kcal}}{\text{hp-hr}}\right)$$

entonces el rendimiento de la conversión es:

$$\eta_t = \text{rendimiento térmico} = \frac{632.4\left(\frac{\text{kcal}}{\text{hp-hr}}\right)}{FQ\left(\frac{\text{kcal}}{\text{hp-hr}}\right)} = \frac{632.4}{\left(\frac{60m}{\text{hp}\,t}\right)Q} \qquad (2\text{-}11)$$

Se advierte que puede calcularse un rendimiento térmico indicado o un rendimiento térmico al freno dependiendo de que los valores sustituidos en la Ec. (2-11) para los hp sean los hpi o los bhp.

2-14. Relaciones aire-combustible y combustible-aire. En el Art. 1-2 se introdujo y definió el concepto de la relación aire-combustible, esta *relación de masas*, muestra las porciones relativas de aire y combustible en la cámara de combustión. Por lo tanto:

$$\text{AF (relación aire combustible)} = \frac{\text{kg de aire en el tiempo } t}{\text{kg de combustible en el tiempo } t} \qquad (2\text{-}12a)$$

En muchos casos se especifica la recíproca de la relación aire-combustible que es la relación combustible-aire:

$$\text{FA (relación combustible-aire)} = \frac{\text{kg de combustible en el tiempo } t}{\text{kg de aire en el tiempo } t} \qquad (2\text{-}12b)$$

2-15. Rendimiento volumétrico. Se define el rendimiento volumétrico de un motor, como la relación del peso real de aire inducido por el motor en la carrera de admisión entre el peso teórico de aire que debiera inducirse llenando el volumen de desplazamiento del émbolo con aire a la temperatura y presión atmosféricas:

$$\eta_v = \text{rendimiento volumétrico} = \frac{m_a}{m_t} \qquad (2\text{-}13)$$

en donde m_a = peso real de aire inducido por carrera de admisión (kg por hr/número de carreras de admisión)

m_t = peso teórico de aire para llenar el volumen de desplazamiento bajo condiciones atmosféricas.

La denominación rendimiento volumétrico es un nombre equivocado porque realmente se trata de una relación de pesos y no de volúmenes.

En los motores sobrealimentados, el rendimiento volumétrico puede ser menor o mayor que la unidad. En algunos ejemplos, el denominador de la Ec. (2-13) puede estar en las condiciones del múltiple de admisión como un recurso para separar el rendimiento del sobrealimentador del rendimiento del motor.

2-16. Apreciaciones del rendimiento. Para comparar los rendimientos de los motores se emplea cierto número de normas:

1. Consumo específico de combustible (kg por bhp-hr)
2. bmep (kg/cm²)
3. Peso específico (peso del motor por kg/bhp)
4. Potencia producida por unidad de desplazamiento (bhp por cm³)

Definir cuál de estos valores es el más importante, dependerá del empleo para el cual se ha diseñado el motor. Por ejemplo, para motores de aviación los valores tercero y primero pueden ser los más importantes; en tanto que para unidades estacionarias el primer valor es de importancia principal.

2-17. Factores de corrección. El trabajo o la potencia producida por el motor ECH completamente acelerado queda referida a las condiciones atmosféricas; si el motor trabaja en una región con presión barométrica baja, habrá una reducción correspondiente en la potencia producida; análogamente si la temperatura del aire que entra al motor es elevada, la potencia producida será correspondientemente reducida. Como la atmósfera no puede ser influenciada realmente por el hombre es necesario algún recurso para corregir el rendimiento del motor llevándolo a algunas condiciones normales. La SAE (Society of Automotive Engineers) ha convenido en que el aire seco a 15.6°C (60°F) y 76 cm de Hg (29.92 plg Hg) (14.696 lb por plg² abs) representa las condiciones normales habiendo un factor de corrección empírico en la forma:

$$\mathrm{CF} = \frac{760}{p_s} \times \sqrt{\frac{T_a}{288.6}} \text{ (sistema métrico)} \qquad (2\text{-}14)$$

$$\left(\mathrm{CF} = \frac{29.92}{p_a} \times \sqrt{\frac{T_a}{520}}\right)$$

en la cual CF = factor de corrección para el trabajo al freno o para los términos de la potencia al freno

p_a = presión barométrica en cm de Hg (plg Hg) (precisamente para el aire seco)

T_a = temperatura absoluta del aire que entra al motor (273 + grados C) (460 + grados F)

Este factor de corrección, puede usarse como factor de multiplicación con el acelerador completamente abierto para la potencia al freno, para el par torsional al freno y para la presión media efectiva al freno. No debe usarse para corregir el consumo específico de combustible porque es de presumirse que el motor fue surtido con la cantidad correcta de combustible para quemar el aire que entra al motor. Corrigiendo la potencia producida con la Ec. (2-14) se supone que era disponible más (o menos) combustible para permitir producir mayor (o menor) potencia. Por lo tanto, el consumo específico está basado en valores no corregidos.

Si la precisión de las pruebas garantizan mayor acuciosidad o si las condiciones atmosféricas son extraordinariamente desusuales puede corregirse la presión barométrica observada por lo que respecta a la presión del vapor de agua. La presión del vapor de agua en el aire puede obtenerse con la ecuación modificada de Ferrel:

$$p_v = p_w - 0.006606 p'_a (t_d - t_w)\left(1 - \frac{t_w}{873.77}\right) \text{ sistema métrico} \qquad (2\text{-}15)$$

$$p_v = p_w - 0.000367 p'_a (t_d - t_w)\left(1 - \frac{t_w - 32}{1\,571}\right)$$

en la cual p_v = presión del vapor de agua en el aire en cm de Hg (plg de Hg)

p_w = presión máxima ejercida por el vapor a la temperatura en cm de Hg (plg de Hg) (léase la presión correspondiente a t_w en la Tabla 7 en el Apéndice, dividiendo entre 0.491 para convertir lb/plg² a plg de Hg)

p'_a = presión barométrica observada en cm de Hg (plg de Hg)

t_d = temperatura de bulbo seco en grados C (F); esto es, la temperatura del aire leída en un termómetro común

t_w = temperatura del bulbo húmedo en grados C (F); esto es, la temperatura señalada por un termómetro cubierto con pabilo húmedo

La presión atmosférica corregida del aire seco como se usa en la Ec. (2-14) puede ser $p_a = (p'_a - p_v)$ pero esta corrección es pequeña, excepto si la humedad del aire o su temperatura es elevada.

Como un motor EC no usa todo el aire existente en el cilindro, por la imposibilidad de que el combustible lo encuentre en el corto lapso disponible para la combustión, la Ec. (2-14) se aplica esencialmente para el motor EC para pruebas del par torsional, o de la potencia estando abierto el estrangulador. Algunos motores EC comienzan a humear teniendo una cantidad relativamente grande de aire en el cilindro sin ser empleado, en tanto que otros motores más eficientes queman con éxito más del aire existente. Para compensar la producción del motor EC por lo que respecta a las condiciones atmosféricas habrá una ecuación similar a la Ec. (2-14); pero se usará una diferente para cada tipo de motor. Las diferencias resultarán del valor del exceso de aire presente en cada tipo de motor diesel, cuando el humo del escape se hace visible.

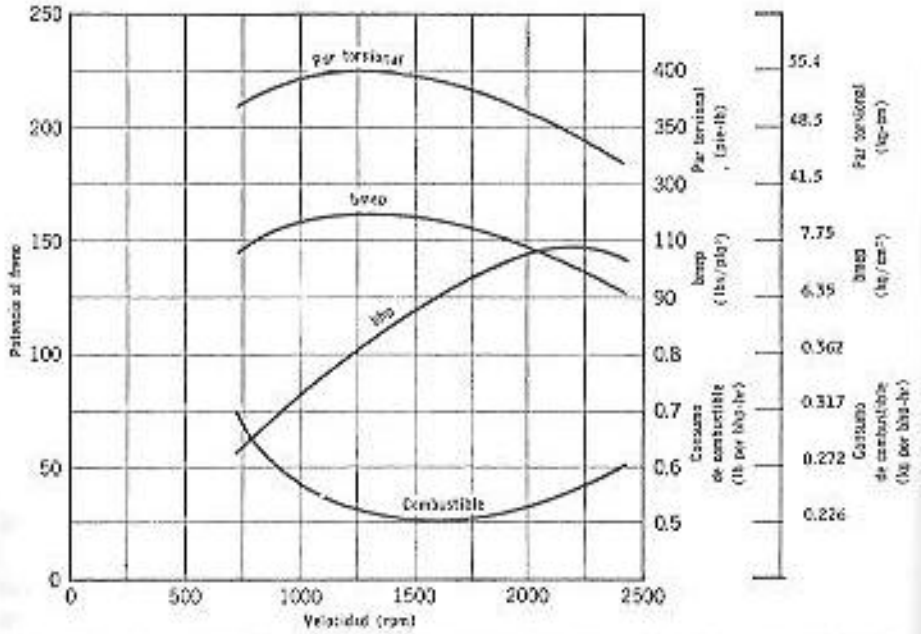


Fig. 2-17. Prueba de velocidad variable del motor ECH con el acelerador totalmente abierto. Motor para camión con 6 cilindros de 11.11 cm (4⅜ plg) por 14.6 cm (5¾ plg) RC 5.5:1

2-18. Tipos de pruebas. Las pruebas de los motores de combustión pueden dividirse en dos tipos: (1) Pruebas de velocidad variable, Fig. 2-17 (motores automotrices y marinos) y (2) Pruebas de velocidad constante, Fig. 2-18 (motores para accionar generadores o

bombas). Las pruebas de velocidad variable, pueden dividirse en pruebas a plena carga en las que los objetivos son la máxima potencia y el consumo específico mínimo de combustible, en cada velocidad diferente; y en pruebas con cargas parciales para determinar las variaciones del consumo específico de combustible. La prueba de velocidad constante se hace principalmente para determinar el consumo específico de combustible.

2-19. Prueba de velocidad variable con el motor ECH. Para efectuar una prueba de potencia máxima en el motor ECH se abre totalmente el acelerador manteniendo la velocidad mínima deseada mediante el ajuste del freno o de la carga externa. Se ajusta la chispa (si es manual) para tener máxima potencia a esa velocidad. Se

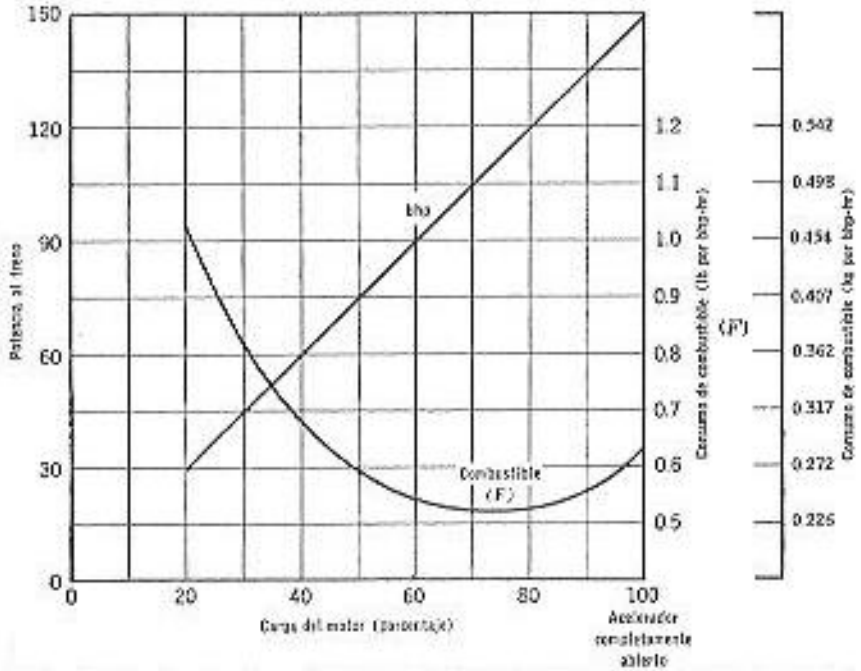


Fig. 2-18. Prueba de velocidad variable de un motor ECH. Aceleración variable

corre el motor durante cierto tiempo hasta que el agua y el aceite lubricante sean llevados a una temperatura definida de trabajo.

Cuando el motor está trabajando a una temperatura aproximada de equilibrio se inicia la prueba mediante el reloj que controla el consumo de combustible (véase el Art. 2-8). La prueba termina

cuando se completa la de consumo de combustible. Durante este periodo de tiempo se consignan la velocidad media, la carga del freno, las temperaturas, el peso del combustible, etc. Los conceptos consignados incluyen todos los datos necesarios para calcular los resultados requeridos lo mismo que toda la información necesaria para reproducir la prueba.

Después de completar esta fase, se ajustan el freno o la carga hasta que varíe la velocidad en la proporción deseada, en tanto que se ajusta la chispa para máximo par torsional (exceptuando cuando se especifique control automático de la chispa). Nuevamente se obtienen las condiciones de equilibrio de la temperatura repitiendo el proceso del parágrafo precedente.

Para realizar una prueba de cargas parciales con velocidad variable, digamos ½ carga, se obtienen lecturas de la mitad de la potencia máxima en cada velocidad variando el acelerador y el ajuste del freno. Puede obtenerse la curva de la potencia al freno (bhp) contra la velocidad dividiendo simplemente las ordenadas de la curva de bhp máximas entre 2, pero el objetivo principal es mostrar cómo varía el consumo de combustible bajo las nuevas condiciones de aceleración variable.

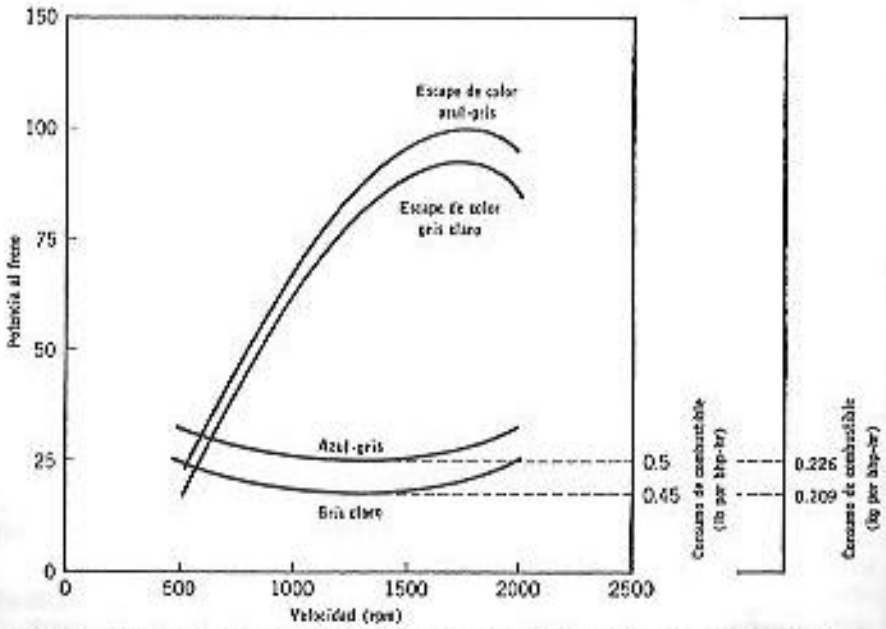


FIG. 2-19. Prueba de la potencia de un motor EC con interpretaciones diferentes de la carga máxima

2-20. Prueba de velocidad variable con el motor EC. En una prueba de máxima potencia del motor EC a diferentes velocidades el problema es más difícil que para el motor ECH porque no hay un límite preciso de producción a ninguna velocidad. Siguiendo el proceso de la prueba del motor ECH, se ajusta el freno hasta obtener la velocidad más baja de funcionamiento con la bomba de combustible inyectando una cantidad suficiente para hacer que los gases de escape del motor aparezcan ligeramente coloreados. Esto indica que el motor está cercano a la carga máxima porque parte del combustible se está perdiendo en el humo. Como el motor EC induce una cantidad constante de aire en la carrera de admisión, una pequeña cantidad de combustible inyectada al motor no usará todo el aire del cilindro. Esto sucede en las cargas parciales. A medida que se aumenta la carga, se inyecta mayor cantidad de combustible y más del aire es requerido para la combustión. En cierta etapa de la prueba, con más inyección de combustible se tendrá que parte de éste no es oxidado completamente habiendo producción de humos. Incluso, en estas condiciones, parte del aire en el motor no puede ser empleado por la falta del combustible inyectado para encontrar al aire. En el motor ECH se tenía el acelerador abierto hasta su límite; en el motor EC no hay un límite preciso siendo usado el color del humo del escape para indicar dicho límite. Algún constructor puede publicar curvas de pruebas mostrando una producción de potencia favorable, a todas las velocidades, pero tales curvas no deben compararse con otra prueba a menos que las condiciones del humo del escape sean iguales. Debe consignarse que las observaciones sobre el color del humo no son un índice absoluto del valor de la carga porque el humo puede ser consecuencia de otras condiciones, tales como atomización deficiente, inyección muy retardada, compresión inadecuada y alimentación del combustible hacia los diferentes cilindros, no balanceada. Sin embargo, con un motor en buenas condiciones, la indicación del humo se considera como un índice relativamente satisfactorio del grado de carga (véase la Fig. 2-19).

Si el motor EC está equipado con un tope para el acelerador que restrinja la cantidad de combustible inyectado por carrera de la bomba (Art. 1-3) entonces la prueba se conduce exactamente como en el caso del motor ECH. Sin embargo, el resultado no será una prueba de la potencia máxima del motor sino una prueba de potencia máxima para cierta posición de la bomba de inyección. En otras palabras, si se observa el escape durante la prueba podrá cambiar

el color del humo con cada cambio de velocidad en lugar de permanecer constante.

Las pruebas de velocidad variable de un motor EC con cargas parciales se conduce en la misma forma que para el motor ECH.

2-21. Prueba de velocidad constante. La prueba de velocidad constante se verifica variando el acelerador desde la posición sin carga hasta la de carga plena en pasos convenientes de la carga para obtener curvas continuas. Comenzando con carga cero, se abre el acelerador para obtener la velocidad deseada siguiendo el procedimiento de la prueba ya descrita. Al terminar la primera fase, se aplica la carga al motor abriendo un tanto el acelerador como para mantener la misma velocidad constante que anteriormente, estando lista para iniciarse la segunda fase de la prueba. La última fase se realiza con el acelerador completamente abierto. La última prueba en el motor EC exhibirá humo en los gases del escape.

2-22. Titulación de los motores. De los resultados de las pruebas de máxima potencia el ingeniero puede titular al motor para aplicaciones comerciales. Para motores de tractores la denominación puede ser aproximadamente el 60% de la potencia máxima. Esto significa que el constructor garantiza que el motor desarrolla el 60% de su potencia máxima durante un tiempo ilimitado. Para evitar que el comprador abuse del motor, existe el recurso de instalar un tope o un gobernador para el acelerador, o con objeto de limitar el peso del aire o mezcla inducida al motor se recurre a emplear válvulas de admisión pequeñas. Antes de titular al motor, el constructor hace pruebas de aguante. Por ejemplo, supóngase que el motor para tractor desarrollará 100 bhp a 1 600 rpm. Entonces el constructor correrá la máquina continuamente a 60 bhp y 1 600 rpm parándolo solamente para cambios de aceite o para ajustes ligeros. Consignando los consumos de combustible y aceite así como el tiempo de duración de la prueba, tiene el constructor una buena indicación de lo bien que se comportará el motor bajo cargas similares.

Los motores para automóviles no se diseñan para funcionar continuamente a máxima potencia, aun cuando el rendimiento máximo es una cifra anunciada. Naturalmente, cualquier intento por desarrollar esa potencia máxima durante cualquier periodo de tiempo, tiende a disminuir grandemente la vida del motor. Los motores para aviación se corren a potencia máxima sólo durante el despegue o en combate, teniendo una potencia de crucero de aproximadamente 80% de la máxima.

PROBLEMAS

1. Hacer una lista de las ventajas y desventajas del freno de prony.
2. Discutir el significado de par torsional y *caballos de fuerza* en función del rendimiento del motor o vehículo.
3. Describir el procedimiento para encontrar la tara de un freno de prony. Repetir la descripción para un freno de agua.
4. ¿Cuál es una de las principales ventajas del freno de agua (y del ventilador como freno)?
5. Trace las curvas de rendimiento para un dinamómetro de agua cuando está lleno y cuando está parcialmente lleno (estime esta última curva).
6. Discuta una desventaja del freno de agua que se hace aparente al comparar la Fig. 2-3 con la Fig. 2-17.
7. Se debe emplear un freno de agua en una turbina que gira a 3 600 rpm. ¿Cómo deberá construirse el brazo del freno con objeto de que la báscula dé lecturas directas en caballos?
8. Explicar cómo se evita la temperatura excesiva en el rotor de un dinamómetro Midwest de corrientes parásitas.
9. ¿Por qué razón no interviene la eficiencia del generador del dinamómetro eléctrico en el cálculo de la potencia producida? ¿Cuál es el efecto de la fricción de las escobillas y de la fricción en los cojinetes de la flecha?
10. Describa los pasos necesarios para emplear un dinamómetro eléctrico como motor.
11. Repita el Prob. 10, pero para funcionamiento como generador.
12. La placa de un dinamómetro dice: "Generador: 200 hp 1 050/3 000 rpm. Motor: 150 hp 950/3 000 rpm." Trace las curvas de rendimiento y explíquelas.
13. Un freno de prony colocado a un motor pequeño tiene un brazo de palanca de 76.20 cm (30 plg) y la tara es de 8.16 kg (18 lb). Durante una prueba a 350 rpm la carga indicada en la báscula fue de 30.84 kg (68 lb). Encontrar la potencia al freno y el par torsional desarrollados por el motor. Calcular los ihp si el rendimiento mecánico es de 80%.
14. Calcular el valor del radio R del dinamómetro que dará valores enteros en la ecuación $\text{hp} = \dfrac{PN}{n000}$ para n de 1, 3, 4 y 6.
15. Un motor EC funciona a 800 rpm y consume 0.1134 kg (0.25 lb) de combustible en 4 min en tanto que desarrolla un par torsional de 7.74 kg-m (56 pie-lb). ¿Cuál es el consumo específico de combustible?
16. El motor monocilíndrico del problema 15 tiene el cilindro con diámetro de 12.7 cm (5 plg) y carrera de 17.78 cm (7 plg) y funciona según el ciclo de cuatro carreras. ¿Cuál será la bmep?
17. Un motor EC con ciclo de cuatro carreras desarrolla 12 bhp con un consumo específico de combustible de 0.227 kg (0.5 lb) por bhp-hr. El desplazamiento del motor es de 245.85 cm^3 (150 plg^3) y la velocidad de 800 rpm. ¿Utilizará con más eficiencia el combustible este motor, que el de los problemas 15 y 16? ¿Si ambos motores tienen las mismas dimensiones producirán igual par torsional?

18. Si el barómetro marca 72.6 cm de mercurio (28.60 plg de mercurio) y la temperatura es de 51.64°C (95°F) ¿qué factor de corrección deberá aplicarse para la prueba de potencia máxima desarrollada en un motor ECH? Despréciese la humedad (vapor) en el aire.

19. Un motor automotriz Plymouth funciona con el ciclo de cuatro carreras y desarrolla una potencia máxima de 94 hp a 3 400 rpm. Sus seis cilindros tienen un diámetro de 8.26 cm (3¼ plg) y la carrera es de 11.11 cm (4⅜ plg). Calcular para este motor: (*a*) el desplazamiento del émbolo, (*b*) la bmep y (*c*) el par torsional.

Para fines de licencia en muchos estados, la fórmula empírica para la potencia titulada es:

$$\text{hp métricos} = \frac{nd^2}{15.44};$$

$$\left(\text{hp} = \frac{nd^2}{2.5}\right)$$

en la que n = número de cilindros y d = diámetro del cilindro en cm (plg). (*d*) calcular la potencia nominada por la licencia para este motor y compárela con la potencia desarrollada.

20. Un motor Wright de aviación con 14 cilindros de 15.56 × 16.03 cm (6⅛ × 6⅜ plg) y ciclo de cuatro carreras desarrolla 1 600 bhp a 2 400 rpm durante un corto periodo de tiempo en el despegue, siendo la potencia recomendada de operación en vuelo de 900 bhp a 1 900 rpm. Calcular para este motor: (*a*) el desplazamiento del émbolo, (*b*) la bmep máxima, (*c*) la bmep de vuelo, (*d*) el par torsional máximo, y (*e*) el par torsional de vuelo o crucero.

Resp. (*a*) 2 603 plg³; (*c*) 1 444 lb/plg²

21. Un motor Diesel Caterpillar D-17 000 tiene ocho cilindros de 13.60 × 20.04 cm (5⅜ × 8 plg) funciona con ciclo de cuatro carreras. Con todos sus accesorios desarrolla 136 hp a 1 000 rpm e intermitentemente 152 hp a 1 000 rpm. Encontrar: (*a*) el desplazamiento, (*b*) la bmep y el par torsional de funcionamiento, y (*c*) la bmep y el par torsional máximos.

22. Un motor General Motors diesel tiene cuatro cilindros de 11.4 × 12.70 cm (4½ × 5 plg) y funciona con ciclo de dos carreras. Desarrolla 110 hp a 2 000 rpm en forma intermitente y 83 hp a 2 000 rpm en forma continua. Encontrar: (*a*) el desplazamiento, (*b*) la bmep y el par torsional, y (*c*) la bmep y el par torsional en operación continua.

23. Una prueba de un motor diesel con cuatro cilindros de 12.00 × 15.75 cm (4¾ × 6½ plg) muestra los datos siguientes:

rpm	1 160	1 192	1 270	1 298	1 304	1 333
Peso en la báscula del dinamómetro, probando los bhp, en kg	64.2	38.4	27.25	18.1	9.05	0
Combustible empleado por hr en kg	9.5	9.1	8.7	6.5	4.9	3.81
Peso en la báscula del dinamómetro, probando los fhp en kg	26	26.5	29.6	30.6	30.6	31.4

bhp	—	—	—	—	—	—
fhp	—	—	—	—	—	—
ihp	—	—	—	—	—	—
Combustible usado kg por bhp-hr	—	—	—	—	—	—
bmep	—	—	—	—	—	—
par torsional	—	—	—	—	—	—

El motor emplea aceite combustible con peso específico de 0.82 con poder calorífico de 11 314 kcal/kg (19 890 Btu/lb). El motor funcionó con ciclo de cuatro carreras y se acopló a un dinamómetro eléctrico para el cual los hp son $\frac{PN}{3\,000}$. A partir de estos datos, calcular los valores necesarios para llenar los espacios en blanco.

24. Si el motor del Prob. 23 tiene una relación aire-combustible de 20 a 1 en las condiciones de máxima potencia, determinar el consumo de aire y el rendimiento volumétrico.

25. Para los datos del Prob. 23, calcular el rendimiento mecánico.

26. Para los datos del Prob. 23, calcular el rendimiento térmico.

27. Para los datos del Prob. 23, calcular la potencia al freno producida por unidad de desplazamiento.

28. Calcular el factor de corrección para las condiciones atmosféricas de 1 kg/cm² (14.3 lb/plg² abs) y 37.9°C (100°F) si el termómetro de bulbo seco marca 26.6°C (80°F).

29. Con los datos del Prob. 28 corregir los datos de la prueba de plena carga en el Prob. 23 (supóngase que el factor de corrección puede aplicarse al motor EC por conveniencia de mejor información.

30. ¿Cuál es el factor de corrección de la Ec. (2-14) aplicable solamente a los términos del trabajo o la potencia producida? ¿Por qué razón se emplea solamente en pruebas de aceleración abierta? ¿Por qué no se aplica al rendimiento de los motores diesel?

31. ¿Por qué es difícil obtener un valor que pueda declararse como la potencia máxima al freno entregado por un motor EC?

32. Discuta por qué razón se hacen las pruebas a velocidad constante.

33. Repetir el Prob. 32, pero para pruebas de velocidad variable.

34. Un motor automotriz está nominado para desarrollar 160 bhp, pero un motor industrial del mismo tamaño y diseño está titulado a sólo 100 bhp. Discuta esta situación.

CAPITULO 3

TERMODINAMICA

Para el completo entendimiento del motor de combustión, es un requisito necesario el conocimiento de la ciencia de la termodinámica. En este capítulo que ha sido tomado parcialmente de la Ref. 1, se hace una exposición de ciertos aspectos termodinámicos que serán de gran importancia en capítulos posteriores del texto.

3-1. Energía. El término *energía* implica que está presente una capacidad para la acción.

Se define la energía, como la habilidad latente o aparente para producir un cambio en las condiciones existentes.

Por ejemplo, una masa posee *energía potencial* o energía de posición, cuando está colocada arriba de la superficie más baja que pueda encontrarse en la tierra. En este caso, la atracción gravitacional de la tierra sobre la masa, se utiliza como fuente de energía. Cuando una masa está en movimiento, posee *energía cinética* en consideración a que cambiando la velocidad, puede producirse un efecto si bien el valor de dicha energía cambia proporcionalmente. Por lo tanto, la energía cinética es energía disponible debido a la velocidad del cuerpo.

Se hace evidente la existencia de otra forma de energía por los cambios en las características o en la composición de la masa bajo observación, por cuya razón a esta forma de energía se le llama *energía interna*. Toda la materia contiene energía interna en las formas química y molecular (y también en forma atómica). Considérese una mezcla de aire y vapores de gasolina, mantenida bajo presión y confinada por un émbolo en un cilindro horizontal. En este caso, el émbolo está conectado mediante algún dispositivo, a una carga exterior que será elevada cuando se permita a la mezcla dilatarse. Examinando la mezcla antes y después de la expansión, no mostrará cambios en su composición, pero sí un cambio definido en características tales como la presión y la temperatura. La energía interna ha sido liberada en una cantidad tal que puede ser medida por el cambio en energía potencial experimentado por la

carga externa. Podrá moverse una carga mayor si en el mecanismo exterior se emplea una chispa para encender la mezcla gas-aire. En este caso, se desprende una mayor cantidad de energía interna debido a la reacción entre el aire y los vapores de gasolina teniendo lugar ahora un cambio en la composición de la mezcla. El término energía interna, se emplea para incluir todas las formas de energía contenidas dentro de la masa, bien sea que ocurran o no cambios químicos para liberarla.

La potencia se define como el consumo de energía con respecto al tiempo.

3-2. El sistema. Toda vez que un cambio puede ser analizado, es esencial que los concurrentes, la masa y la energía, sean conocidos e incluidos en el análisis. Para asegurar que se cumpla este requisito:

Se define el sistema como la región en la cual deben ser estudiadas las transferencias de la masa y la energía.

Tomando en consideración que tanto la masa como la energía pueden ser añadidas al sistema, un concepto especialmente importante viene a ser la superficie imaginaria que lo circunda y que se llama el *límite*. Todas las transferencias de masa y energía son valorizadas en el límite.

La región exterior al sistema se llama los alrededores.

Se encuentran dos tipos de sistemas: *los cerrados* y *los abiertos*. Un sistema cerrado contiene una masa constante y sólo se permite a la energía cruzar el límite. En el Art. 3-1 se obtuvo la energía de un fluido confinado en un cilindro; éste es un sistema cerrado o sin flujo porque no se transfiere masa a través del límite. Un sistema abierto tiene un flujo de masa, ya sea hacia el interior o hacia el exterior o bien ambos flujos, y la masa dentro de él puede o no variar en cantidad, con el tiempo. El sistema abierto se caracteriza por dichas transferencias de masa a través del límite, no obstante que ocurra una transferencia de energía.

Siempre que sea posible, se empleará la palabra *sistema* para denotar solamente a la masa cuyas características deben ser observadas, relegando así todas las partes estructurales a los alrededores.

3-3. Propiedad, estado y proceso. Después que ha sido establecido el sistema, deberán reconocerse diferentes condiciones. Un sistema

cerrado de gas tendrá una presión, temperatura y volumen definidos pudiendo exhibir otras características en cualquier etapa de un experimento. Todas estas características, si son reproducibles, se les llama *propiedades* del sistema. Esto es, si sucede una serie de cambios hasta que finalmente se restablecen las condiciones originales, una de las propiedades volverá a ganar su valor primitivo (de presión, temperatura, volumen, etc.). La condición o *estado* del sistema se identifica por las propiedades.

Una propiedad es una función del estado (función punto) y depende solamente de él y no del método de cambio entre dos estados.

Como una propiedad ayuda a identificar un estado particular, el cambio en valor de una propiedad entre dos estados cualesquiera, no dependerá del *proceso*.

Ocurre un proceso siempre que cambia el sistema de uno a otro estado.

Los procesos se denominan para mostrar la constancia de una propiedad: *volumen constante, presión constante*, etc.

Las propiedades intensivas o *potenciales* son independientes de la magnitud del sistema, como, por ejemplo: La presión, temperatura, velocidad y altura. Estos potenciales son los factores directivos que pueden ocasionar un cambio de estado. Las *propiedades extensivas*, tales como la energía, el volumen y el área, dependen de la magnitud del sistema. Los valores específicos de las propiedades extensivas (esto es, los valores por unidad de masa) son mencionados más frecuentemente aun cuando la palabra específico no siempre se use (excepto invariablemente para el volumen específico).

Un sistema está en *equilibrio* cuando es incapaz de un cambio espontáneo, esto es, un cambio sin la ayuda de alguna influencia externa. Como un proceso pasa a través de una serie infinita de estados, cada uno de los cuales se identifica por sus propiedades, se desprende que un proceso debe efectuarse a una velocidad infinitamente pequeña, si cada estado esperado debe ser uno de equilibrio, que es un estado de constancia.

3-4. Calor y trabajo. Si se colocan juntos dos prismas y uno de ellos está más caliente que el otro, cambiará la temperatura de ambos. Si se define que uno de los prismas sea el sistema bajo

escrutinio (y el otro prisma, los alrededores) es evidente que la energía interna será transferida a través de los límites del sistema. La condición necesaria para esta transferencia de energía es la diferencia de temperatura entre el sistema (un prisma) y sus alrededores (el segundo prisma).

El calor es energía transferida a través de los límites de un sistema debido a la diferencia de temperaturas entre él y los alrededores.

Considérese el sistema perfectamente aislado de los alrededores formado por dos prismas, uno caliente y el otro frío. ¿El término "calor" es aplicable a esta situación? No, porque la energía dentro de este sistema es constante; sin embargo, la energía pasa del prisma caliente al frío consecuente con la diferencia de temperaturas, pero la energía no atraviesa los límites.

Por lo tanto, el calor es un término reservado para la transferencia de energía entre sistemas y alrededores en donde el factor director (potencial) es una diferencia de temperatura. Bajo esta definición, es erróneo hablar de "calor contenido en un cuerpo"; el término correcto es "energía interna en un cuerpo". Nótese, sin embargo, que el calor puede identificarse sólo referido al límite del sistema y que un cambio de temperatura en él no necesariamente está referido al calor.

Con frecuencia se encuentran procesos que no involucran una transferencia de calor:

Un proceso sin transferencia de calor se llama un proceso adiabático.

El trabajo, como el calor, es de naturaleza transitoria y no se le puede almacenar en la materia o en un sistema. El trabajo existe o acontece sólo durante una transferencia de energía, entrando o saliendo del sistema y como el calor, se evidencia por un cambio en los alrededores. Después que el trabajo es cedido, no estará más presente, pero sí sus consecuencias: la energía. Puede hacerse una definición del trabajo parafraseando la definición del calor:

El trabajo es la energía transferida a través de los límites del sistema, debido a una considerable diferencia de una propiedad distinta de la temperatura, que existe entre el sistema y los alrededores.

Los símbolos para la transferencia de calor y trabajo serán Q y W. No obstante que el calor, el trabajo y la energía se miden con las mismas unidades solamente la energía es una propiedad que identifica el estado de un sistema. El calor y el trabajo no son propiedades porque sólo se manifiestan cuando ocurre un cambio de estado y desaparecen cuando se completa el proceso.

3-5. Unidades y medición del trabajo y el calor. En ingeniería mecánica el factor usualmente intensivo que ocasiona la transferencia de energía en forma de trabajo es la presión; la presión multiplicada por el área expuesta a ella, da una fuerza y el producto de la fuerza y la distancia de aplicación es energía. Consecuentemente, el trabajo mecánico se mide así:

$$W = p\left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right) A(\text{cm}^2) L(\text{m}) = pAL \text{ kg-m (pies-lb)}$$

Los históricos experimentos en 1840, de J. P. Joule, un físico inglés, mostraron que agitando agua mediante unas paletas y, por lo tanto, disipando trabajo mecánico, se podía calentar el agua y obtener el mismo resultado que se obtendría mediante la transferencia de calor. En esta forma fue determinada la relación entre calor y trabajo. La unidad de energía térmica se llama la *British thermal unit** (Btu). Es igual con mucha aproximación a 1/180 de la energía requerida para elevar la temperatura de una libra de agua de 32 a 212°F a través de 180 grados.

La relación entre las unidades térmicas y las mecánicas se llama el *equivalente mecánico J* o *equivalente de Joule*:

$$J = 778.2 \frac{\text{pies-lb}}{\text{Btu}} \qquad 1 \text{ Btu} = 778.2 \text{ pies lb}\dagger$$

3-6. La ecuación general de la energía. Los trabajos de Joule y

* En los países donde se emplea el Sistema Métrico Decimal, la unidad de energía térmica es la caloría abreviada c y que es igual a la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de 1 gramo de agua a la presión atmosférica de 14.5°C a 15.5°C. La caloría-gramo definida anteriormente tiene un múltiplo que es la kilocaloría abreviada kca igual a 1 000 calorías-gramo. Incluso la kilocaloría se define como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de 1 kg de agua a presión atmosférica constante desde 14.5°C a 15.5°C. (N. del T.)

† En el sistema métrico decimal el valor más aceptado para el equivalente mecánico del calor o equivalente J es:

$$J = 427 \frac{\text{kg-m}}{\text{kcal}} \qquad 1 \text{ kcal} = 427 \text{ kg-m}$$

La conversión de un sistema en otro se hace mediante las igualdades siguientes: 1 kcal = 3.968 Btu; 1 Btu = 0.252 kcal. (N. del T.)

otros investigadores condujeron a la gradual aceptación de la premisa llamada la Primera Ley de la Termodinámica:

La energía no puede ser creada ni destruida sólo puede convertirse de una forma en otra.

La primera ley establece que el resultado neto del calor o del trabajo será un cambio en la energía del sistema. La ecuación general de la energía es una expresión algebraica de la Primera Ley:

$$Q - W = \Delta E_{\text{fluyendo}} + \Delta A_{\text{almacenada}} \qquad (3\text{-}1a)$$

En donde Q = calor transferido + para calor añadido al sistema
− para calor sustraído del sistema

W = trabajo cedido + para trabajo cedido por el sistema
− para trabajo cedido al sistema

E = símbolo general para denotar que la energía puede estar en diferentes formas

$\Delta E_{\text{almacenada}} = E_2 - E_1$ = diferencia entre las cantidades final e inicial de la energía almacenada dentro del sistema

$\Delta E_{\text{fluyendo}} = E_{\text{saliendo}} - E_{\text{entrando}}$ = diferencia entre la energía que abandona al sistema y la que entra al mismo debido al flujo de masa

Nótese que el cambio en la energía de todos los tipos es completamente un término del sistema y se mide por los cambios en las propiedades del mismo. El calor y el trabajo son efectos de la energía, exteriores al sistema (por definición) y se mide mejor por la observación de los cambios en los alrededores. La Ec. (3-1a) es simplemente un balance de la energía entre el sistema y los alrededores y se aplica a cualquier sistema, abierto o cerrado. Sin embargo, para el sistema abierto la Ec. (3-1a) deberá tratarse muy cuidadosamente porque para la masa lo mismo que para la energía, las transferencias ocurrirán con los alrededores. El sistema podrá tener una o más corrientes de flujo entrando y saliendo en tanto que la energía y la masa se acumularán dentro de él.

El término general de la energía (E) en la Ec. (3-1a) requiere alguna explicación. Para las máquinas utilizadas en ingeniería, solamente la energía interna necesita ser considerada en el término de la energía almacenada, ya que las altas velocidades y grandes diferencias en altura ocurren raramente. Por lo tanto, el símbolo para la energía de cualquier clase se puede reemplazar por el símbolo U de la energía interna [y por definición U (kcal) = m (kg) $u \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$]:[1]

$$E_{\text{almacenada}} = U_2 - U_1 = m_2 u_2 - m_1 u_1 \quad \text{(kcal)} \qquad (3\text{-}1b)$$

Pero en un caudal fluyendo, la energía puede existir en muchas formas:

1. *Energía interna* u (Art. 3-1) o energía que reside en cada elemento fluido y de valor u kcal/kg (Btu/lb).
2. *Energía cinética* (Art. 3-1) o energía poseída por cada elemento del fluido debido a su velocidad V m/seg (pies/seg) y de valor V_2 kcal por kg (Btu por lb).
3. *Energía potencial* (Art. 3-1) o energía asociada con la altura z (m) (pies) del fluido y de valor zg/Jg_c kcal/kg (Btu/lb).
4. *La energía del flujo*, ahora mencionada, es una forma que solamente se identifica cuando pasa un fluido por un sistema ya sea entrando o saliendo y de valor $\frac{pv}{J}$ kcal/kg (Btu/lb) (p kg/m^2) y v m^3/kg) (p lb/pies^2 y v pies^3/lb). Considérese un elemento del fluido que entra al sistema de la Fig. 3-1. Para empujarlo al interior el fluido contiguo deberá ejercer una fuerza igual a pA a lo largo de una distancia dL, realizando así un trabajo:

$$W = pA\,dL \text{ kg-m (pie-lb)}$$

Pero $A\,dL$ es el volumen V del elemento de fluido:

$$W = pV \text{ kg-m, (pie-lb)}$$

y por unidad de peso del fluido que atraviesa el límite, siendo por definición $V = mv$ se tendrá:

$$W = \frac{pv}{J} \text{ kcal/kg (Btu/lb)}$$

Obviamente este trabajo fue transmitido por una bomba colocada en alguna parte en los alrededores, forzando al fluido al interior del sistema. Por este hecho a la *energía que fluye* se le puede llamar *trabajo que fluye*. Pero el contenido de energía del sistema es aumentado por la cantidad pv cuando la unidad de peso del fluido entra al sistema y, por lo tanto, esta energía que acompaña al flujo (pero no reside en él) se le llamará la *energía del flujo*.

También es conveniente introducir una nueva propiedad llamada la *entalpía* y definida como:

$$h = u + \frac{pv}{J} \quad \text{(kcal/kg)}, \quad \text{(Btu/lb)} \qquad (3\text{-}2)$$

[1] El significado de los símbolos se muestra en la Pág. 15, al principio del texto.

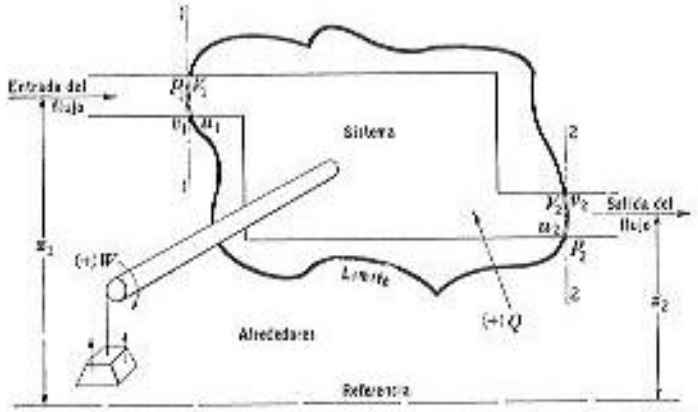


FIG. 3-1. Sistema de flujo estable de trayectoria unidireccional. El límite es una superficie imaginaria que separa al sistema de los alrededores

porque siempre que se tiene el flujo de un fluido, invariablemente ocurre la combinación de los términos u y pv.

Con estas definiciones, el término general de la energía, $E_{fluyendo}$ de la Ec. (3-1*a*), para un sistema de una corriente que entra y sale será igual[2] a:

$$\Delta E_{fluyendo} = m_{saliente}\left(h + \frac{V^2}{2Jg_c}\right)_{saliente} - m_{entrante}\left(h + \frac{V^2}{2Jg_c}\right)_{entrante} \qquad (3\text{-}1c)$$

La solución de los problemas concernientes se facilita así grandemente porque la Ec. (3-1*a*) se valoriza en una forma mecánica mediante las Ecs. (3-1*b*) y (3-1*c*). Lo dicho se ilustra mejor por las deducciones en el Art. 6-11.

3-7. Ecuaciones simplificadas de la energía. En algunos casos se encuentran procesos sin flujo. Para tales procesos las Ecs. (3-1) se reducen directamente a:

$$Q - W = \Delta U = m(u_2 - u_1) \text{ kcal, (Btu)} \qquad (3\text{-}3)$$

porque $\Delta E_{fluyendo}$ es cero. Nótese que para el proceso adiabático la transferencia de trabajo es igual al cambio en energía interna; si no hay transferencia de trabajo, el calor transferido es igual al cambio de energía interna.

En muchos casos, para sistemas abiertos ni la masa ni la energía almacenada cambian, obteniéndose las condiciones de *flujo estable*. Por lo tanto, en la Fig. 3-1 entra al sistema por 1 el flujo constante de un fluido y la misma cantidad sale por 2 mientras que en otros puntos se transfieren cantidades invariables de calor y trabajo. Para el flujo estable $\Delta E_{almacenada}$ debe ser cero; luego, para un caudal que fluye las Ecs. (3-1), se reducen a:

$$Q - W = (h_2 - h_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g_cJ} \text{ (kcal/kg), (Btu/lb)} \qquad (3\text{-}4)$$

Q = + Si se añade al sistema, − si se toma del sistema
W = + Si es cedido por el sistema, − si es cedido al sistema

Nótese que cuando ΔV [m por seg (pies por seg)] [y Δz (m) (pies)] son despreciables, el trabajo transferido en un proceso adiabático es igual al cambio en entalpía; si no hay transferencia de trabajo el calor transferido es igual al cambio en entalpía.

3-8. La ecuación de continuidad. Como al sistema abierto entra una cantidad unitaria de fluido, la condición para flujo continuo exige que en el mismo periodo de tiempo abandone al sistema una cantidad unitaria de fluido:

$$m_1 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} = \frac{A_1(\text{m}^2)V_1\left(\frac{\text{m}}{\text{seg}}\right)}{v_1\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)} = m_2 = \frac{A_2V_2}{v_2} \qquad (3\text{-}5)$$

A la Ec. (3-5) se le llama la *ecuación de continuidad* del flujo estable.

3-9. El ciclo de potencia y el rendimiento térmico. En algunas aplicaciones, principalmente en las instalaciones de vapor y en refrigeración, se puede identificar un *ciclo termodinámico*:[2]

Se dice que ocurre un ciclo termodinámico cuando el fluido actuante de un sistema experimenta cierto número de procesos que eventualmente regresan al fluido a su estado inicial.

En las plantas de vapor se bombea el agua (para lo cual se requiere un trabajo W_p) al interior de una caldera evaporándola mientras se suministra calor Q_1 a alta temperatura. El vapor fluye hacia la turbina realizando un trabajo W_t siguiendo a un condensador donde vuelve al estado líquido con la consiguiente exclusión de ca-

[1] Se considera que los cambios en energía potencial serán de valor cero.

[2] Nótese que en los capítulos precedentes, era el *mecanismo* y no el *fluido* el que pasaba por un ciclo mecánico.

lor[4] Q_R hacia la atmósfera. Como el agua es regresada a su estado inicial, el cambio en energía es cero y por la Ec. (3-1*a*)

$$Q_A + Q_R = \Sigma Q = \Sigma W = W_t + W_p$$

Todos los ciclos de potencia tienen un proceso de exclusión de calor como característica invariable, siendo el trabajo realizado, siempre menor que el calor suministrado, aun cuando como se mostró antes, es igual a la suma del calor suministrado y el calor excluido (Q_R es un número negativo).

El rendimiento térmico se define como la fracción de calor que suministrada a un ciclo termodinámico es convertida en trabajo.

$$\eta_t = \frac{\Sigma W}{Q_A} = \frac{Q_A + Q_R}{Q_A} \qquad (3\text{-}6a)$$

El "rendimiento térmico de un proceso" tiene poco interés porque su valor puede ser menor o mayor que la unidad. Así, para el sistema émbolo-cilindro del Art. 3-1 se realiza trabajo aun cuando no se suministra calor, por lo cual el "rendimiento térmico" será de valor infinito. Sin embargo, los motores de combustión tienen como fuente de energía, la energía química existente en el combustible. Un procedimiento común de valorizar el rendimiento para el motor de combustión es:

$$\eta_t = \frac{\text{trabajo realizado}}{\text{poder calorífico del combustible}} \qquad (3\text{-}6b)$$

3-10. La energía disponible y el proceso reversible. No toda la energía contenida o asociada con la materia se puede convertir en trabajo aun bajo condiciones ideales; sólo una fracción de la cantidad absoluta queda disponible para ese objeto. La fracción que ha de convertirse en trabajo se llama la *energía disponible* y el resto la *energía no disponible*.

Supóngase que se investiga lo requerido para un proceso perfecto. El trabajo y la energía disponible serán más valiosos que el calor, porque la experiencia muestra que sólo es posible convertir en trabajo una fracción de la energía cinética. *Evidentemente la guía para la perfección de un proceso, es asegurarse que ni el trabajo ni la energía disponibles sean empleados para efectuar un cambio que también pueda efectuarse mediante la transferencia de*

[4] Adviértase que Q_R y W_p son números negativos.

un interés más barato, el calor. De aquí que los procesos que involucran a la fricción mecánica o la turbulencia de un fluido no sean deseables, porque el trabajo o la energía disponible se disipa en producir un cambio que bien pudiera realizarse mediante la transferencia de calor.

Adviértase también que la temperatura es el potencial impulsor que permite al calor ser transferido y utilizado, a mayor temperatura mayor capacidad para realizar trabajo. Siendo indeseable una reducción de la temperatura porque disminuye la capacidad para producir trabajo.

Si un proceso no implica ninguna de las pérdidas anteriores, será posible invertirlo y proceder en el orden inverso de los sucesos hasta alcanzar las condiciones originales mediante el retorno de la misma cantidad de calor o trabajo recibidos originalmente por los alrededores.

Un proceso perfecto es un proceso reversible.

Si el proceso es irreversible será necesaria una mayor cantidad de trabajo o de energía disponible que la que originalmente se suministró a los alrededores para conseguir restablecer las condiciones iniciales. La palabra *reversible* sirve como una expresión conveniente y concisa para negar la presencia ya sea de la fricción mecánica, de la fricción fluida o de una disminución de temperaturas o de cualquier diferencia de potencial que pueda ocasionar una pérdida de la energía disponible. Reversible y perfecto, como aquí se usan son términos sinónimos.

3-11. El trabajo y el sistema cerrado. El trabajo de expansión para un sistema cerrado, se obtiene del potencial de presión que mueve al límite contra una resistencia proporcionada por los alrededores. La fuerza proviene de la presión del sistema actuando sobre una área móvil del límite: la fuerza es igual a la presión multiplicada por el área. Esta será reforzada a través de una distancia L contra la resistencia de los alrededores y el trabajo máximo,[5] que es el trabajo reversible, será:

$$W = \int pA\,dL$$

Es necesario integrar porque la presión no es precisamente constante durante el proceso. Pero AdL es igual a dV, el cambio en volumen, y por ello:

[5] O el trabajo mínimo para un proceso de compresión.

$$W_{\text{sin flujo}} = \int_{V_1}^{V_2} p\,dV = m \int_{v_1}^{v_2} p\,dv \qquad \text{kg-m (pie-lb)} \qquad (3\text{-}7)$$

3-12. El trabajo y el sistema abierto. En un sistema abierto el fluido circulante realiza trabajo no sólo por la expansión sino también por la conversión de las energías[6] cinética y de flujo. Luego, añadiendo al trabajo de expansión de la Ec. (3-7) el cambio en estas otras formas de energía se tiene una expresión para el trabajo reversible de un torrente que fluye:

$$W_{\text{torrente}} = \int p\,dv \quad - \Delta\text{energía del flujo} - \Delta\text{energía cinética}$$

$$W_{\text{torrente}} = \int_{v_1}^{v_2} p\,dv - (p_2v_2 - p_1v_1) - \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}\right)\left(\frac{\text{kg-m}}{\text{kg}}\right)\left(\frac{\text{pie-lb}}{\text{lb}}\right) \qquad (3\text{-}8a)$$

Los primeros dos términos de la Ec. (3-8*a*) pueden combinarse:

$$W_{\text{torrente}} = -\int_{p_1}^{p_2} v\,dp - \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}\right) \qquad (3\text{-}8b)$$

3-13. La Segunda Ley. La Segunda Ley niega la posibilidad de convertir alguna vez completamente todo el calor suministrado a un ciclo termodinámico en trabajo, no importa qué tan perfectamente sea diseñada o qué tan diestramente sea hecha una máquina. El enunciado[7] de Plank de la Segunda Ley es como sigue:

> **Es imposible construir una máquina que trabaje en un ciclo completo y no produzca otro efecto excepto el de elevar un peso y enfriar un depósito de calor.**

En otras palabras, cualquier sistema operando en un ciclo y recibiendo calor mientras realiza trabajo deberá tener un proceso de rechazo de calor como parte del ciclo.

3-14. Entropía. Desafortunadamente la transferencia de calor sólo se evidencia por una característica física, la temperatura. Concedamos que se propone arbitrariamente, medir la transferencia de calor como una función de dos propiedades del *sistema*:

$$dQ_{rev} = T\,ds \qquad (3\text{-}9a)$$

en la que s es una nueva propiedad, llamada: *entropía*.

[6] El cambio en energía potencial es, generalmente, despreciable.

[7] Max Planck, *Treatise on Thermodynamics* (New York, Longmans, Green & Co., 1903), Pág. 99.

La propiedad de la entropía se define como el factor extensivo de la energía térmica.

Y de la Ec. (3-9*a*),

$$ds = \frac{dQ_{rev}}{T} \qquad \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg-°K}}\right) \quad \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb-°R}}\right) \qquad (3\text{-}9b)$$

(Adviértase que Δs será positivo cuando se añade calor al sistema y negativo cuando el calor es rechazado reversiblemente del sistema.)

Considerando el ciclo reversible más simple, que pueda inventarse para trabajar entre dos temperaturas definidas, se tendrá el *Ciclo de Carnot*, de la Fig. 3-2. En este ciclo, el medio ambiente es comprimido en forma adiabática y reversible (*ab* en la Fig. 3-2) hasta la temperatura T_A correspondiente al calor añadido. Este proceso ha sido a entropía constante. En seguida se añade calor reversiblemente a temperatura constante (*bc*), con el consiguiente aumento de entropía. Luego se expansiona (*cd*) el fluido en forma adiabática y reversible hasta la temperatura declinada T_B otra vez, sin cambio en la entropía. Finalmente, el medio ambiente es enfriado reversiblemente a temperatura constante decreciendo la entropía (*da*) hasta el estado inicial. El concepto de la entropía requiere que: [Ecs. (3 a 9)].

$$Q_{A\,rev} = T_A \Delta s_{bc} = T_A(s_c - s_b)$$
$$Q_{B\,rev} = T_B(s_a - s_d) = -T_B(\Delta s_{bc})$$

Y una vez sustituidos estos valores en la Ec. (3-6) se encuentra que para el ciclo de Carnot,

$$\eta_t = \frac{Q_A + Q_B}{Q_A} = \frac{(T_A - T_B)\Delta s_{bc}}{T_A \Delta s_{bc}} = \frac{T_A - T_B}{T_A} \qquad (3\text{-}10)$$

La escala (t) de temperaturas Fahrenheit es la de uso común.* En esta escala la marca 32 grados corresponde a la temperatura de una mezcla de hielo y agua expuesta al aire a la presión atmosférica

* En los países con sistema decimal la escala Celsius (c) es la de uso común. La marca 0 grados corresponde a la temperatura de la mezcla de hielo y agua expuesta al aire a la presión atmosférica normal (1.033 kg/cm²) y la marca 100 a la temperatura de condensación del vapor de agua a la presión atmosférica normal (1.033 kg/cm²). La centésima parte del espacio entre ambas marcas corresponde a un grado centígrado. En ingeniería se usa la escala Celsius de temperaturas absolutas o escala Kelvin (°K). Las dos escalas °C y °K están relacionadas por la igualdad °K = °C + 273. También son equivalentes las escalas Fahrenheit y Celsius según las ecuaciones: $tf = 1.8\ tc + 32$; $tc = \frac{(tf - 32)}{1.8}$. (N. del T.)

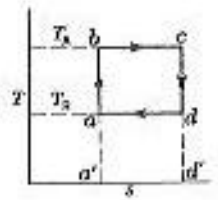


FIG. 3-2. Diagrama de temperatura entropía para el ciclo de Carnot

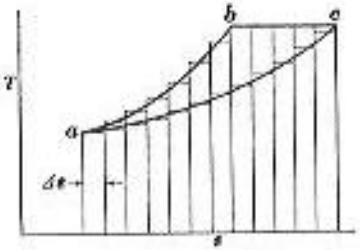


FIG. 3-3. Ciclo reversible equivalente a la suma de ciclos de Carnot

normal (14.696 lb/plg² abs) y la marca 212 grados corresponde a la temperatura de la condensación del vapor bajo una presión de 14.696 lb/plg² abs. Estas dos marcas arbitrarias determinan la magnitud del grado Fahrenheit.

La escala termodinámica (T) de temperaturas absolutas o Rankine se usa en ingeniería y se relaciona con la escala (t) Fahrenheit mediante la ecuación:

$$R = F + 459.7° \qquad (3\text{-}11)$$

Considérese que el ciclo de Carnot puede experimentar aportaciones y rechazos infinitesimales de calor. Así, cualquier ciclo podrá trazarse en un diagrama de temperatura y entropía (el diagrama Ts) y considerarlo formado por un número infinito de ciclos de Carnot (Fig. 3-3). De aquí que la importancia del ciclo de Carnot radica en el hecho de que puede ser considerado equivalente al elemento infinitesimal del cálculo integral.

Como el proceso reversible y adiabático que ocurre a entropía constante se encuentra frecuentemente, es deseable darle un nombre más corto:

Un proceso isoentrópico se define como un proceso reversible y adiabático.

3-15. El diagrama *Ts* y el proceso irreversible. La entropía de un fluido en cualquier estado puede ser calculada basándose en las mediciones de calor y temperatura tomadas durante un proceso que es realizado tan perfectamente como sea posible. Pero antes de que tales mediciones se hallan determinado, es posible asignar el estado identificando el valor de la propiedad de la entropía, por ejemplo, mediante las propiedades más visibles de presión y temperatura. Se puede construir un diagrama Ts como el de la Fig. 3-4 para mostrar las relaciones entre todas estas propiedades (y siempre para la cantidad unitaria de fluido).

En un diagrama Ts se verá rápidamente la trayectoria de los procesos irreversibles si se conocen las propiedades de presión, temperatura o volumen en cada estado del proceso. Cuando no son conocidas, se muestra la trayectoria mediante una línea punteada (1-2, Fig. 3-4) para indicar lo incierto de los estados.

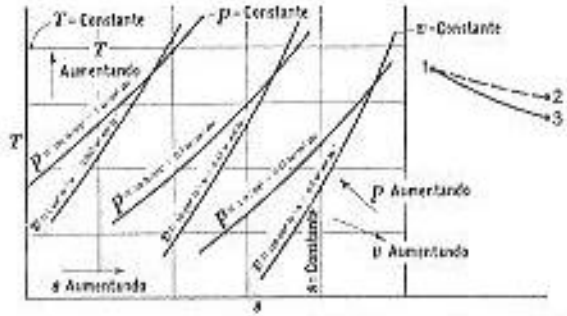


FIG. 3-4. Diagrama Ts para el gas. 1-2, Proceso irreversible; 1-3, Proceso reversible

La variación en la entropía para el proceso irreversible se encuentra localizando los estados finales en el diagrama de propiedades (o con el empleo de una tabla de propiedades); sin embargo, la variación de la entropía no podrá calcularse a partir de la transferencia de calor durante el proceso irreversible.

El trabajo y la energía disponible pueden ser disipados como fricción y turbulencia para producir el mismo efecto térmico que si se añadiera calor. Por lo tanto, la Ec. (3-9*b*) se escribirá:

$$\Delta s = \int \frac{\text{efecto de calentamiento}}{T} \qquad (3\text{-}12)$$

Esta disipación de trabajo y energía disponible siempre es en sentido positivo; esto es, el efecto de calentamiento de la fricción siempre es equivalente a la *aportación* de calor. La Ec. (3-12) muestra inmediatamente que en el proceso irreversible.

$$\Delta s_{\text{debido a irreversibilidades}} = \text{a una cantidad positiva} \qquad (3\text{-}13)$$

De aquí que para el proceso irreversible la variación en entropía es

la que se alcanza con el calor transferido, *más* un incremento adicional proveniente de la irreversibilidad.

3-16. La mol. Una unidad muy conveniente en diversos cálculos es la mol. *Se define la mol como la cantidad de materia igual en valor numérico al peso molecular M de la sustancia.* Cualquier unidad de masa puede incluirse en esta definición: una mol libra es M libras; una *mol gramo* es M gramos.

3-17. Capacidades de calor. Para cualquier proceso reversible que no involucra un cambio en fase, la *capacidad de calor o calor específico* puede definirse por:

$$Q=(m \text{ o } n)\int_{T_1}^{T_2} c_x dT \quad \text{(kcal), (Btu)} \tag{3-14}$$

c_x = calor específico para el proceso x [kcal por kg (o mol) °K]
[Btu por lb (o mol) °R]
m o n = cantidad en kg o moles (lb o moles)

Los calores específicos a presión constante c_p y a volumen constante c_v son de gran importancia. Las variaciones de los calores específicos para el aire con respecto a la presión y temperatura junto con la relación k definida como:

$$k=\frac{c_p}{c_v} \tag{3-15}$$

se muestran en la Fig. II (Apéndice). Los valores instantáneos de c_p para diferentes gases a baja presión se encuentran mediante las ecuaciones de la Tabla II (del Apéndice).

El calor específico de los gases con moléculas monoatómicas es constante para todas las temperaturas usuales encontradas en ingeniería, en tanto que para las moléculas poliatómicas aumenta notablemente con la temperatura. Este aumento quizá se deba a las diferentes formas de energía almacenadas en la molécula. A temperaturas realmente bajas la energía interna es reflejada completamente por el movimiento de traslación de la molécula. Pero a medida que aumenta la temperatura la molécula poliatómica puede girar y todavía a mayores temperaturas pueden comenzar a vibrar los átomos de la molécula. Por lo tanto, la energía se almacena en las formas: energía de traslación, de rotación y de vibración, o sea que al ir aumentando la temperatura, más y más moléculas pasan a estos niveles superiores de la energía (Tabla II del Apéndice).

COLEGIO DE INGENIEROS DEL PERU BIBLIOTECA OBRERA

Por el hecho de no ser constante el calor específico, es conveniente emplear en algunos cálculos un valor *medio*. El *calor específico medio* se define como:

$$c_{xm}=\frac{1}{T_2-T_1}\int_{T_1}^{T_2} c_x dT \tag{3-16}$$

Para límites dados de temperatura, el calor suministrado a presión constante, es mayor que el calor suministrado a volumen constante debido al trabajo realizado por la expansión del fluido. *Luego c_p siempre es mayor que c_v; incluso, para cualquier estado particular en el diagrama Ts* (Fig. 3-4) *las líneas de volumen constante son más empinadas que las líneas de presión constante.*

3-18. El gas ideal: ecuación del estado. Un *gas ideal* queda definido por la siguiente *ecuación del estado*:

$$pv=RT \tag{3-17a}$$

$$pV=mRT \tag{3-17b}$$

R es la *constante específica del gas* y tiene valor diferente para cada gas. De la *hipótesis de Avogadro: Iguales volúmenes de gases bajo las mismas condiciones de temperatura y presión, contienen igual número de moléculas;* es posible proponer una *constante universal de los gases.* Los pesos de dos volúmenes iguales de gases podrán referirse directamente a sus pesos moleculares M:

$$\frac{m_a}{m_b}=\frac{M_a}{M_b}\Bigg]_{p,T,V}$$

pero, por la Ec. (3-17b)

$$\frac{m_a}{m_b}=\frac{\dfrac{p_aV_a}{R_aT_a}}{\dfrac{p_bV_b}{R_bT_b}}=\frac{R_b}{R_a}\Bigg]_{p,T,V} \quad \text{y} \quad \frac{M_a}{M_b}=\frac{R_b}{R_a}$$

Por lo tanto, la constante universal de los gases será:

$$M_aR_a = M_bR_b = \text{una constante} = R_o \tag{3-18a}$$

Si en la Ec. (3-17b) se empleara la constante universal, debería ser M veces mayor, pero como m/M es igual a n moles

$$pV = nR_oT \tag{3-17c}$$

Los valores de la constante universal de los gases son:

$$R_u = 845.8 \frac{\text{kg-m}}{\text{mol kg-°K}} = 1.986 \frac{\text{kcal}}{\text{mol-°K}} \qquad (3\text{-}18b)$$

$$R_u = 1\,545 \frac{\text{pie-lb}}{\text{mole R}} = 1.986 \frac{\text{Btu}}{\text{mole R}}$$

mientras que los valores específicos se encuentran dividiendo la Ec. (3-18a) entre M y así aparecen en la Tabla III (Apéndice).

3-19. Relaciones para el gas ideal. La energía interna de un gas perfecto solamente es función de la temperatura:

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT \qquad (3\text{-}19)$$

además, como:

$$h = u + \frac{pv}{J} = u + \frac{RT}{J}$$

también la entalpía de un gas perfecto es solamente función de la temperatura. Esta función está dada por:

$$\Delta h = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT \qquad (3\text{-}20)$$

La diferencia entre c_p y c_v, siempre es constante para los gases perfectos, sean o no constantes los calores específicos:

$$c_p - c_v = \frac{dh}{dT} - \frac{du}{dt} = \frac{du + RdT}{dT} - \frac{du}{dT} = R \quad \text{o} \quad R_u \qquad (3\text{-}21)$$

con estas igualdades y la relación k es fácil mostrar que:

$$c_p = \frac{kR}{k-1} \qquad (3\text{-}22)$$

$$c_v = \frac{R}{k-1} \qquad (3\text{-}23)$$

Si c_v se encuentra restando 1.986 [Ec. (3-21)] de los valores de c_p tomados de la Tabla IIB (Apéndice) y se integra la expresión resultante [Ec. (3-19)] con respecto a la temperatura, se calculará la variación en la energía interna *sensible*. En esta forma fue elaborada la Tabla IV (Apéndice) enlistando los valores de la energía interna de diferentes gases a partir de una referencia arbitraria de cero energía interna a 288.5°K (520°R). Adviértase que la energía liberada por la reacción química es una forma *latente* de energía interna y no se incluye en los valores sensibles.

A continuación se encontrarán relaciones para la variación de la entropía de un gas perfecto. Se escribe la Primera Ley en forma diferencial

$$dQ - dW = du$$

una vez sustuidas las Ecs. (3-7), (3-9a) y (3-19)

$$Tds - pdv = C_v dT \qquad (a)$$

por lo cual

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} \qquad (3\text{-}24a)$$

Se puede deducir una expresión alternativa añadiendo $d(pv) = RdT$ en ambos lados de la Ec. (a):

$$Tds + vdp = c_p dT$$

o

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \qquad (3\text{-}24b)$$

Se obtiene otra relación al dividir la Ec. (3-24a) entre c_v y la Ec. (3-24b) entre c_p y restando las ecuaciones resultantes:

$$ds = c_v \frac{dv}{v} + c_v \frac{dp}{p} \qquad (3\text{-}24c)$$

3-20. Ecuaciones de los procesos[1] para los gases perfectos. La ecuación del estado, Ec. (3-17a), es aplicable a un proceso isotérmico y para dos estados cualesquiera:

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} \quad \text{o} \quad pv = C$$

Para los procesos a volumen constante y a presión constante es posible elaborar ecuaciones semejantes:

Volumen constante	$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m = C$	o $p_1^{\frac{1}{m}} v_1 = p_2^{\frac{1}{m}} v_2$	o $v_1 = v_2$
Presión constante	$p_1 v_1^\circ = p_2 v_2^\circ = C$		o $p_1 = p_2$

Ya que para el proceso isoentrópico $ds = 0$, la Ec. (3-24c) toma la forma:

[1] Nótese que el volumen total V se puede sustituir, si se desea, por el volumen específico v, en la mayoría de las ecuaciones de esta sección.

$$k\frac{dv}{v}=-\frac{dp}{p}$$

la cual integrada resulta

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k=\frac{p_1}{p_2} \quad \text{o} \quad p_1v_1^k=p_2v_2^k \tag{3-25}$$

Resulta factible proponer una ecuación general de la forma

$$pv^n = C \text{ (constante)} \tag{3-26}$$

$n = \infty$ para volumen constante
$n = 1$ para temperatura constante
$n = 0$ para presión constante
$n = k$ para entropía constante
$n =$ constante para otros procesos (el proceso politrópico)

Se encuentran otras relaciones entre pvT a partir de la ecuación del estado:

$$\frac{p_1v_1}{T_1}=\frac{p_2v_2}{T_2} \quad \text{o} \quad \frac{T_2}{T_1}=\frac{p_2v_2}{p_1v_1}$$

sustituyendo de $pv^n = C$:

$$\frac{p_1}{p_2}=\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n \quad \text{o} \quad \left(\frac{v_1}{v_2}\right)=\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}$$

para llegar a

$$\frac{T_2}{T_1}=\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \quad \text{o} \quad \frac{T_2}{T_1}=\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \tag{3-27}$$

El trabajo para un proceso sin flujo se encuentra a partir de

$$W=\int p\,dv$$

sustituyendo $p=\dfrac{C}{v^n}$ (de $pv^n = C$):

$$W=C\int\frac{dv}{v^n}=pv^n\left(\frac{v^{-n+1}}{1-n}\right)_{v_1}^{v_2}=\frac{p_2v_2-p_1v_1}{1-n}=\frac{RT_1}{1-n}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}-1\right] \tag{3-28}$$

Igualmente se encuentra el trabajo para un proceso dinámico ($\Delta KE = 0$):

$$W=-\int v\,dp=\frac{nRT_1}{1-n}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}-1\right] \tag{3-29}$$

Sin embargo, para el proceso isotérmico estas ecuaciones son indeterminadas y

$$W_{\substack{\text{sin flujo}\\ \text{o tiempo,}\\ T=C}}=\int p\,dv=C\int\frac{dv}{v}=RT\,\ln\frac{v_2}{v_1}=pv\,\ln\frac{p_1}{p_2} \tag{3-30}$$

3-21. Mezcla de gases perfectos. Considérese una mezcla formada por los componentes a, b y c. La masa de la mezcla será igual a la suma de las masas de los componentes:

$$m = m_a + m_b + m_c \tag{3-31}$$

Las moles de la mezcla también serán la suma de las moles de los componentes:

$$n = n_a + n_b + n_c \tag{3-32}$$

La fracción x de mol de un componente a se define como

$$x_a=\frac{n_a}{n_a+n_b+n_c} \tag{3-33}$$

Se puede concebir que en una mezcla de gases, cada componente ocupará el volumen total y exhibirá la temperatura común, mientras que sólo ejerce una fracción de la presión total:

$$p = p_a + p_b + p_c \tag{3-34}$$

La *ley de Dalton de las presiones parciales* establece que:

La presión de una mezcla de gases perfectos, es igual a la suma de las presiones parciales que ejercerán los gases componentes si existiera cada uno solo en el volumen de la mezcla, a la temperatura de la mezcla.

Como la ley de Dalton exige la constancia del volumen y la temperatura, la Ec. (3-17c) muestra que

$$\frac{V}{T}=\frac{n_aR_o}{p_a}=\frac{nR_o}{p}$$

de donde

$$\frac{p_a}{p}=\frac{n_a}{n}=x_a \qquad p_a=x_ap \tag{3-35}$$

Luego la presión parcial y la correspondiente fracción en moles son proporcionales.

Considérese que la mezcla es dividida mediante muros imaginarios en espacios ocupados cada uno por un componente por separado. Cada componente ejercerá la presión de la mezcla y tendrá la temperatura de ella en tanto que ocupará sólo un *volumen parcial* de la mezcla:

$$V = V_a + V_b + V_c \tag{3-36}$$

De aquí que la *ley de Amagat* establece que:

El volumen de una mezcla de gases perfectos es igual a la suma de los volúmenes parciales que los gases componentes ocuparían si cada uno existiera solo, a la presión y temperatura de la mezcla.

Debido a la constancia de presión y temperatura exigida por la ley de Amagat, la Ec. (3-17*c*) muestra que:

$$\frac{p}{T} = \frac{n_a R_o}{V_a} = \frac{n R_o}{V}$$

luego

$$\frac{V_a}{V} = \frac{n_a}{n} = x_a \qquad V_a = x_a V \tag{3-37}$$

el volumen parcial y la fracción en moles son también proporcionales.

Los componentes de la mezcla se reportan ya sea como fracciones de volumen o de masa de la mezcla total. El análisis basado en la medición de volúmenes se llama *análisis volumétrico*, en tanto que el análisis basado en la medición de masas se le llama *análisis gravimétrico*.

Se desprende de las Ecs. (3-36) y (3-37) que la fracción en moles también es una fracción en volumen; luego el porcentaje volumétrico es igual a:

$$100 x_a = 100 \frac{V_a}{V} = 100 \frac{n_a}{n}$$

De la Ec. (3-31) el análisis gravimétrico de un componente es m_a/m; y el porcentaje gravimétrico será 100 m_a/m.

3-22. La tobera y el venturi. Siempre que un fluido en flujo estable experimenta un cambio en la presión, también experimentará un cambio correspondiente en la velocidad. Será de interés deducir una ecuación de las relaciones entre la velocidad y otras propiedades del fluido. Considérese el paso de un fluido por una tobera desde un depósito de gran tamaño hasta una región de baja presión. Puede aplicarse a este proceso la ecuación de la energía para flujo estable (despreciando los cambios en energía potencial):

$$Q - W = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2Jg_c} \tag{3-4}$$

Cuando Q, W y V_1 son iguales a cero, se tiene que

$$V_2 = \sqrt{2g_c J(h_1 - h_2)} \text{ (m por seg), (pies por seg)} \tag{3-38a}$$

Si la Ec. (3-38*a*) se limita para fluidos que obedecen cuando menos aproximadamente las leyes de los gases perfectos, entonces para los procesos reversibles [sustituyendo la Ec. (3-20) y $\sqrt{2g_c J} = 91.5$]

$$V_2 = 224 \sqrt{c_p T_1 \left(1 - \frac{p_2}{p_1}^{\frac{k-1}{k}}\right)} \text{ (m/seg), (pies/seg)} \tag{3-38b}$$

Para una relación específica de flujo se determina el área por la ecuación de continuidad

$$A_2 = \frac{m v_2}{V_2} \text{ (sq ft)} \tag{3-5}$$

en la que v_2 se encuentra mediante la Ec. (3-25). Asignando a p_1 un valor constante y a p_2 valores progresivamente menores se determina la velocidad y el área para cada valor de p_2. Sin embargo, se encontrará que a pesar de que aumenta V_2 continuamente A_2 disminuirá, primero hasta un valor mínimo para aumentar después progresivamente a medida que la presión del escape es cada vez menor. La razón de este comportamiento está dada en la Ec. (3-5); un aumento de V tiende a disminuir el área, un aumento en v tiende a aumentarla. Por lo tanto, disminuyendo primero la presión del escape, disminuye el área porque V aumenta en mayor proporción que v; pero, por debajo de cierta presión crítica se invierte este hecho (porque ahora v aumenta más rápidamente que V). La condición de área mínima es que la presión p_2 o la relación de presiones p_2/p_1 permita a $V2/v_2$ alcanzar un valor máximo. Esta relación se encuentra dividiendo la Ec. (3-38*b*) entre v_2 en función de p_1, p_2 y v_1 [como en la Ec. (3-25)]:

$$\frac{V_2}{v_2}=224\sqrt{\frac{c_pT_1}{v_1^2}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k}-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

y diferenciando con respecto a p_2/p_1. La condición para un valor máximo se encuentra igualando a cero la expresión diferenciada y reduciendo:

$$r_p=\frac{p_2}{p_1}=\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{3-39}$$

La Ec. (3-39) permite calcular la llamada *presión crítica* en la *garganta* de la tobera. Nótese que para las presiones de escape arriba de la presión crítica sólo se requiere una tobera *convergente*; pero si la presión del escape está por debajo de la presión crítica, la tobera tiende primero a convergir hacia una área mínima de garganta y después diverge. En este último caso se requiere una tobera *convergente-divergente* si la expansión ha de ser reversible.

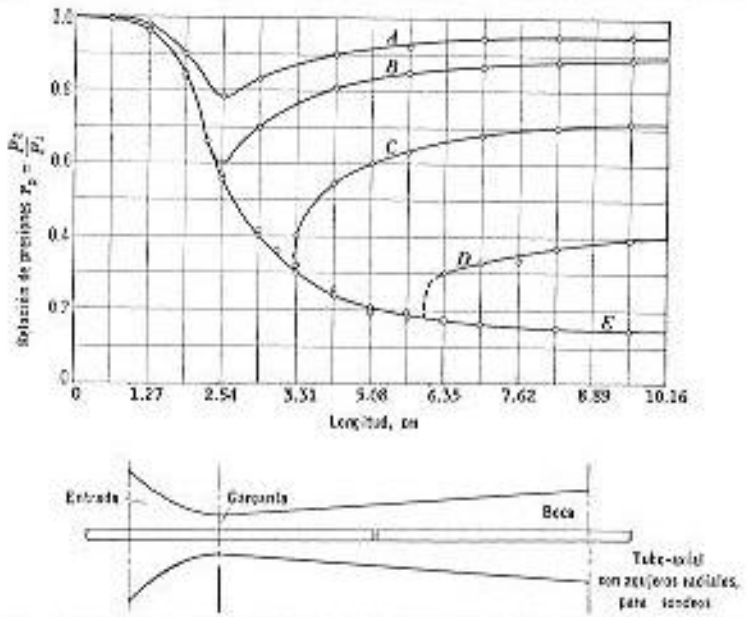


FIG. 3-5. Variaciones de las condiciones de presión en una tobera convergente-divergente

Cuando se sustituye la Ec. (3-39) en la Ec. (3-38*b*), se obtiene la velocidad, en la garganta de una tobera reversible:

$$V_2=\sqrt{g_ckRT_2}=\sqrt{g_ckp_2v_2} \tag{3-40}$$

siendo ésta la *velocidad acústica*. Antes de la garganta de una tobera, las velocidades son subsónicas y después de ella son supersónicas, siendo la presión del escape inferior a la presión crítica.

Sin embargo, una tobera convergente-divergente muestra algunas características distintas cuando es sometida a diferentes presiones de escape. Considérese la Fig. 3-5, que muestra la relación de presiones que aparece en una tobera convergente-divergente. Cuando el área de escape está a la presión correcta y se ha diseñado mediante las Ecs. (3-5), (3-25) y (3-38*b*) la línea de expansión es la curva continua *E* (Fig. 3-5) determinada con una prueba axial. Si la presión en el escape se eleva gradualmente, el fluido persistirá en expansionarse casi hasta la presión de escape anterior. Sin embargo, en cierta etapa D (o C) ocurrirá un impacto *de compresión* cuando la velocidad supersónica del fluido golpee al fluido más denso a la salida, o muy cerca de ella. En este caso, decrece abruptamente la velocidad hasta un valor subsónico en tanto que el fluido es comprimido irreversiblemente hasta una presión mayor. Después del impacto, la sección divergente actúa como *difusor*. Un difusor tiene características opuestas a las de una tobera; disminuye la velocidad del fluido con el correspondiente aumento de la presión. Si la presión se eleva hasta un valor próximo a la presión inicial, como en *A* (y probablemente en *B*) Fig. 3-5, la tobera es llamada más propiamente un *venturi*. En el venturi la presión disminuye mientras que aumenta la velocidad en la sección convergente hasta que se alcanza un valor mínimo en la garganta; después de ella, las velocidades disminuyen en tanto que las presiones aumentan en la sección divergente.

Es oportuno notar con ayuda de la Fig. 3-5 que: (1) las secciones convergentes reducen la presión y aumentan las velocidades subsónicas, o aumentan la presión y disminuyen las velocidades supersónicas; (2) las secciones divergentes reducen la presión y aumetan las velocidades supersónicas o aumentan y reducen las velocidades subsónicas. Con estos hechos en mente, es posible identificar ya sea un estado subsónico o uno supersónico observando los cambios en la presión, que acompañan a los cambios progresivos en el área del flujo.

Debe advertirse que la relación de flujo de una tobera, exhibirá un máximo de acuerdo con la misma ley que motiva una área mínima. Luego, en la Fig. 3-5 la relación de flujo para una presión de escape igual a la presión inicial, será igual a cero. Si se disminuye la presión de salida, aumenta la relación del flujo porque la velocidad en cualquier sección se ha aumentado. Pero una vez alcanzada la velocidad sónica en la garganta, ninguna otra disminución en la presión de salida originará un aumento en el flujo porque la velocidad, el volumen específico y el área en la garganta son constantes. Luego las condiciones de la garganta para las etapas *C*, *D* y *E* son iguales (las mismas), por lo cual las relaciones de flujo de masa son iguales, aun cuando se tengan diferentes presiones de escape.

3-23. La velocidad de impacto (choque). Un estudio de la Fig. 3-5, muestra que el impacto de la compresión ocurre esencialmente en una región de área

constante. Entonces directamente antes del impacto la velocidad supersónica es V_1 y la presión p_1; directamente después del impacto la velocidad subsónica es V_2 y la presión p_2. Supóngase que esto ocurre en un plano frontal, entonces la continuidad exige que:

$$m=\frac{AV_1}{v_1}=\frac{AV_2}{v_2} \qquad (a)$$

o

$$\frac{m}{A}=\frac{V_1}{v_1}=\frac{V_2}{v_2} \qquad (b)$$

El principio de la conservación de las cantidades de movimiento requiere que:

$$p_2A+\frac{m}{g_c}V_1=p_2A+\frac{m}{g_c}V_2 \qquad (c)$$

y dividiendo entre A

$$p_2+\frac{m}{g_cA}V_1=p_2+\frac{m}{g_cA}V_2 \qquad (d)$$

después de combinar las Ecs. (b) y (d)

$$p_2+\frac{V_1^2}{g_cv_1}=p_2+\frac{V_2^2}{g_cv_2} \qquad (e)$$

La Ec. (b) puede resolverse para V_2 en función de V_1 y sustituirla en la Ec. (e). Reduciendo

$$V_1=v_1\sqrt{g_c\frac{p_2-p_1}{v_1-v_2}} \qquad (3\text{-}41)$$

siendo ésta la velocidad supersónica del fluido entrando al plano del impacto.

Se notará que la energía cinética, asociada a la velocidad V_1 de la Ec. (3-41), es suficiente para comprimir al fluido en forma reversible hasta las condiciones iniciales de presión existentes a la entrada de la tobera (y para realizar esta operación será necesario un difusor convergente-divergente). Sin embargo, la energía cinética no puede usarse realmente en forma reversible porque la compresión ocurre en una sección de área constante y, por lo mismo, la presión después del impacto irreversible estará muy por debajo del valor isoentrópico. La temperatura del fluido será la misma después del impacto irreversible o después de ser llevado en forma reversible hasta la misma velocidad final V_2 (cuando menos para los gases perfectos). Esta conclusión se desprende directamente de la Ec. (3-4) de la conservación de la energía:

$$\frac{V_1^2-V_2^2}{2Jg_c}=h_2-h_1=c_p(T_2-T_1)$$

En vista de que ocurre un cambio igual en la energía cinética tanto para el proceso reversible como para el irreversible, ocurrirán los mismos cambios en entalpías.

La *velocidad acústica* es por definición la *velocidad de propagación de disturbios infinitamente pequeños de la presión*. Sustituyendo dp por (p_2-p_1) y $-dv$ por (v_1-v_2) y mediante la relación reversible $pv^k=C$ la Ec. (3-41) se reduce a la (3-40).

3-24. La Tercera Ley. La Tercera Ley de la termodinámica dice:

La entropía de una sustancia se hace igual a cero en un estado a la temperatura de cero absoluto.

Esta ley permite calcular la entropía absoluta de una sustancia a partir de la definición de cambio en la entropía:

$$S-S_0=\int_0^T\frac{dQ_{rev}}{T} \qquad (3\text{-}96)$$

y como un estado se encuentra en el cero absoluto cuando $S_0=0$

$$S=\int_0^T\frac{dQ_{rev}}{T} \qquad (3\text{-}42)$$

Se puede valorizar la Ec. (3-42) si son conocidas las propiedades térmicas de las sustancias para todas las temperaturas. Por supuesto que los datos experimentales deberán extrapolarse hasta el cero absoluto porque las temperaturas de las pruebas siempre estarán arriba de esta temperatura límite; la extrapolación es fácil y generalmente introduce poco error.

3-25. La energía libre. Supóngase que ha de medirse el trabajo máximo obtenible de un motor de combustión interna. El esquema general del sistema se ilustra en la Fig. 3-6. En este caso entran al sistema aire y combustible y lo abandonan los productos de la combutión a la presión p_o y la temperatura T_o siendo transferidos a los alrededores el calor y el trabajo. Si seguidamete se aplica la ecuación de la Primera Ley para flujo estable[9] (y se considera que los cambios en energía cinética y potencial son despreciables)

$$Q-W=\Delta H$$

o

$$-W=\Delta H-Q$$

Se obtiene el trabajo máximo cuando el proceso es reversible. Pero el único método reversible para transferir calor, con la atmósfera ambiente a temperatura constante, es el de restringir toda transferencia de calor a esa temperatura:

$$Q_{rev}=\int T_o\,dS \quad \text{o} \quad -W_{max}=\Delta H-T_o\Delta S \qquad (3\text{-}43)$$

En la Ec. (3-43) ΔH representa el cambio en entalpía de una mezcla a p_o, T_o en los productos a p_o, T_o siendo este incremento igual al *calor de combustión*[10] del combustible, a presión constante (un número negativo). Las entropías

[9] El símbolo ΔH para la entalpía es válido para $mh_{productos}-mh_{reactivos}$; nótese que la energía interna se ha librado en forma química.

[10] Art. 4-5.

de los componentes en la mezcla y en los productos se determinan mediante la *Tercera Ley*, pudiéndose calcular así el trabajo máximo.

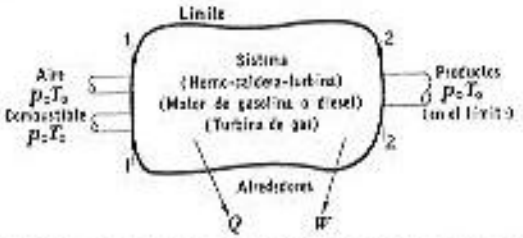


FIG. 3-6. Sistema general de potencia de calor

Es conveniente definir una nueva propiedad G, llamada la *energía libre*:

$$G = H - TS \tag{3-44a}$$

Para una temperatura constante T_0

$$\Delta G = \Delta H - T_0 \Delta S \tag{3-44b}$$

y, combinando las Ecs. (3-43) y (3-44b)

$$W_{máx} = -\Delta G \tag{3-45}$$

Por lo cual el trabajo máximo proveniente de alguno de los sistemas de potencia usuales, correspondientes a la Fig. 3-6, es igual al cambio en la energía libre de la reacción química. Los valores de la energía libre ΔG y el calor de combustión a presión constante ΔH para diferentes combustibles se compara en la siguiente tabla:

TABLA 3-1. COMPARACION DEL TRABAJO MAXIMO Y DEL CALOR DE COMBUSTION PARA DIFERENTES COMBUSTIBLES*

Combustible	$-\Delta H$ (calor de combustión)		$-\Delta G$ (energía libre)	
	kcal/kg	Btu/lb	kcal/kg	Btu/lb
Carbón (carbono) sólido	7 846	14 087	7 864	14 118
Monóxido de carbono (gas) ...	2 020	4 344	1 174	2 107
Metano (gas)	11 977	21 502	11 735	21 069
Octano (líquido)	10 726	19 256	10 943	19 647

* Todos a 25°C (77°F) y 1 atm, H_2O gaseoso en los productos.

Examinando la Tabla 3-1 se ve que ΔG puede ser numéricamente mayor o menor que ΔH. En el primer caso *se obtendrá trabajo en exceso de la energía liberada por la reacción química*. La diferencia es motivada por el calor suministrado desde la atmósfera [como se desprende del término $T_0\Delta S$ en la Ec. (3-43)]. Luego la conversión *reversible* de carbono en CO_2 requiere que se *añada* calor al sistema. Por otra parte, la conversión *reversible* de CO en CO_2

requiere que una cantidad considerable de calor sea *expulsada* del sistema. Por supuesto que en los motores de combustión reales los procesos con las condiciones anteriores de reversibilidad no se obtienen; los procesos reales son irreversibles y no hay recurso evidente, por ejemplo, para añadir calor a la temperatura atmosférica. Pero la falla para obtener la reversibilidad se refleja en el hecho de que solamente una fracción del trabajo máximo previsto se obtiene en los motores reales e irreversibles. De aquí que las ecuaciones teóricas en esta sección sirvan como una justa advertencia de la ineficacia de los procesos reales.

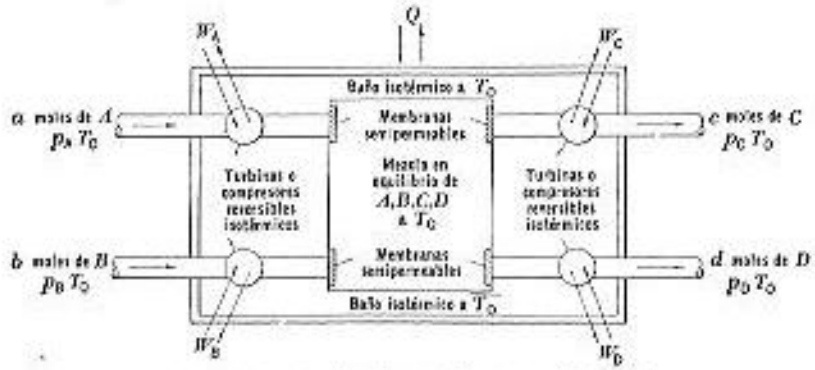


FIG. 3-7. Caja de equilibrio van't Hoff

Una inspección de los valores de la tabla para combustibles comerciales (carbón, metano, octano, por ejemplo) muestra que el trabajo máximo es, aproximadamente, igual al calor de combustión a presión constante. Es, por esta razón, que se favorece un "rendimiento térmico", basado en la Ec. (3-6b).

3-26. La reacción reversible y la constante de equilibrio. Es de interés examinar en mayor detalle una reacción química reversible. Considérese que la reacción se realiza hasta cierta etapa a una temperatura cualquiera; en consecuencia el CO se une con O_2 para formar CO_2 y el CO se disocia en CO y O_2:

$$\text{(mezcla) } CO + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftarrows CO_2 \text{ (productos)}$$

Cuando se alcanza el *equilibrio químico*, el valor de esta reacción en una dirección es balanceado exactamente por el valor en la otra dirección. La mezcla en equilibrio contendrá cantidades definidas de cada componente CO, O_2 y CO_2 y cada uno de ellos ejercerá una presión parcial definida. Sin embargo, la composición de la mezcla en equilibrio cambiará notablemente con la temperatura. De aquí que a altas temperaturas, el CO_2 se disocia mucho más que a bajas temperaturas y, por lo tanto, la cantidad de CO_2 irá disminuyendo progresivamente en la mezcla en equilibrio a medida que va aumentando la temperatura.

Empero, si el CO y el O_2, por ejemplo, se mezclan a la temperatura ambiente sólo se formará una pequeña cantidad de CO_2 porque la reacción tiende a ser extremadamente lenta a bajas temperaturas. El equilibrio químico no

se obtiene porque la reacción tiende a ser inerte,[31] en tales casos se requiere un catalizador que permita alcanzar el verdadero equilibrio.

Supóngase que se dispone de un catalizador que permita a la reacción continuar hasta el equilibrio químico. En estas condiciones la reacción se representa mediante la caja de equilibrio Van Hoff, de la Fig. 3-7. Aun cuando altamente imaginario, considérese que la caja de equilibrio tiene cuatro miembros semipermeables, que poseen la única propiedad de ser permeables sólo para una sustancia. Tan pronto como los reactantes A y B fluyan al interior del sistema, serán expansionados o comprimidos isotérmicamente hasta las presiones parciales correspondientes a A y a B (p'_A, p'_B) dentro de la mezcla en equilibrio de A, B, C y D. La adición de estos reactantes disloca el equilibrio ocasionando se formen los productos C y D (se puede tener por cierta la presencia de un catalizador para acelerar la reacción) y estos productos serán sacados a través de sus respectivas membranas semipermeables. Después serán comprimidos o expansionados isotérmicamente, hasta la presión final. (Aun cuando una vez hecha la separación los productos puros tienen la tendencia a disociarse dentro de la mezcla original, se supondrá que esta reacción es inerte, aunque sea sólo por la ausencia de un catalizador.)

La ecuación de la reacción para a moles de A, b moles de B para formar c moles de C y d moles de D es:

$$aA + bB \longrightarrow cC + dD$$

El trabajo isotérmico de cada turbina en la Fig. 3-7 puede valorizarse

$$W = nR_oT \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{3-30}$$

y, consecuentemente, el trabajo para el sistema que contiene cuatro turbinas es:

$$\sum W \Big]_{T,\ \text{fluyendo}} = R_oT\left(a \ln \frac{p_A}{p'_A} + b \ln \frac{p_B}{p'_B} + c \ln \frac{p'_C}{p_C} + d \ln \frac{p'_D}{p_D}\right)$$

Esta ecuación se reduce a:

$$\sum W \Big]_{T,\ \text{fluyendo}} = R_oT\left[\ln \frac{p'^c_C p'^d_D}{p'^a_A p'^b_B} - \ln \frac{p^c_C p^d_D}{p^a_A p^b_B}\right] \tag{3-46a}$$

Todavía se simplificaría más la Ec. (3-46a) notando que p_A, p_B, p_C y p_D se pueden seleccionar arbitrariamente sin afectar el equilibrio químico. Seleccionando un valor de 1 atmósfera se anula el segundo término (porque $\ln 1 = 0$). Así el trabajo isotérmico reversible para la reacción con todos los reactantes inicialmente en un estado de 1 atm y todos los productos finales en un estado de 1 atm es:

$$\sum W \Big]_{\substack{T,\ \text{fluyendo} \\ \text{por caja}}} = R_oT \ln \frac{p'^c_C p'^d_D}{p'^a_A p'^b_B} = R_oT \ln K_p \tag{3-46b}$$

$$K_p = \frac{p'^c_C p'^d_D}{p'^a_A p'^b_B} \tag{3-47}$$

[31] Art. 4-17.

La Ec. (3-47) define la *constante de equilibrio* K_p la cual muestra las relaciones entre los gases perfectos componentes de la mezcla en equilibrio. La constante de equilibrio es una función de la temperatura; los valores de algunas reacciones se encuentran en la Fig. I (Apéndice).

Nótese que el sistema de la Fig. 3-6 es enteramente similar al de la Fig. 3-7; ambos sistemas reversibles son de flujo estable con presiones inicial y final de 1 atm y con equilibrio de temperatura con los alrededores. Las Ecs. (3-45) y (3-46b) combinadas dan:

$$W_{\text{máx}} = -\Delta G = R_oT_o \ln K_p \tag{3-48}$$

La Ec. (3-48) permite calcular a la constante de equilibrio, una vez valorizado el cambio en energía libre.

3-27. El motor de combustión reversible. Aun cuando no existe un método práctico para hacer funcionar un motor de combustión interna, en forma reversible puede imaginarse un medio teórico. Supóngase que una mezcla[32] de combustible y aire fueran comprimidas isoentrópicamente hasta una temperatura extremadamente elevada (es de suponerse que la velocidad del proceso de compresión sea extremadamente acelerada y, por lo mismo, no ocurra reacción durante la compresión (o bien que esté presente un catalizador negativo)). Una vez lograda esa alta temperatura (aun cuando algo imaginativamente) la reacción no continuará más, porque los productos, si se han formado se disociarán dentro de los componentes de la mezcla. En seguida se puede expansionar la mezcla lenta e isoentrópicamente; a medida que disminuye la temperatura procede la reacción reversible y a cada nivel de temperatura de la expansión se formará más y más cantidad de productos. En esta secuencia de procesos de compresión y expansión, se puede concebir que la compresión seguida por la reacción química se ejecuta reversiblemente a entropía constante[33] aun cuando, por supuesto, no a temperatura constante.

Se continúa la expansión isoentrópica hasta que los productos alcancen una temperatura[34] igual a la de la mezcla original (y ésta es la temperatura de la atmósfera). Pero debido al cambio en volumen que acompaña a la reacción química, la presión de los productos será mayor, igual o menor que la presión inicial de la mezcla (que también es la presión de la atmósfera). Si la presión es mayor, los productos se pueden expansionar isotérmicamente mientras que el calor ha sido suministrado reversiblemente por la atmósfera; si la presión es menor, los productos han sido comprimidos isotérmicamente mientras el calor fue rechazado reversiblemente a la atmósfera. En el proceso isotérmico de transferencia de calor, la entropía del sistema aumentará o disminuirá dependiendo de la disección[35] del flujo de calor.

El trabajo del sistema para la serie de procesos será el obtenido en el proceso (reacción) de expansión isoentrópica más (o menos) el trabajo obte-

[32] Puede obtenerse la mezcla combinando reversiblemente el combustible y el aire en un recipiente similar en principio al de la Fig. 3-7. Empero, este refinamiento hace confuso el desarrollo sin cambiar materialmente el panorama.

[33] La entropía es constante porque ambos procesos son reversibles y adiabáticos.

[34] O puede descubrirse una trayectoria reversible después de dilatarse hasta la presión de la mezcla (que es la presión de la atmósfera).

[35] La dirección de la transferencia de calor, puede predecirse comparando la entropía de la mezcla con la de los productos o comparando ΔH y ΔG.

nido (o añadido) en el proceso isotérmico y menos el trabajo originalmente suministrado para el proceso de compresión isocentrópica. El trabajo neto obtenido (esto es el trabajo solamente para empujar a los lados a la atmósfera) serán igual en cantidad a la disminución en energía libre [Ec. (3-45)].[16]

No obstante que el proceso de un motor de combustión interna reversible no guarda semejanza con el proceso de un ciclo termodinámico se tienen las mismas conclusiones para ambos sistemas. Para el rendimiento térmico, más alto, el motor de combustión y el ciclo termodinámico deberán trabajar entre las temperaturas más elevadas y más inferiores que puedan lograrse. En un ciclo deberá añadirse calor a la temperatura más alta posible; en un motor de combustión interna, la combustión deberá iniciarse a la más alta temperatura posible porque es entonces que se reduce la irreversibilidad de la reacción química. Más aún, tanto en el ciclo como en el motor de combustión, la expansión debe comenzar a la temperatura más baja posible con objeto de obtener la máxima cantidad de trabajo. Debido a estas semejanzas, se puede analizar el motor de combustión interna como si fuera un ciclo suponiendo que el proceso de combustión es equivalente a una transferencia de calor y que el fluido no experimentará cambio en su composición. Por supuesto que tal análisis no será exacto, pero pueden obtenerse fácilmente ciertas relaciones fundamentales que son el verdadero interés (Arts. 6-1 al 6-4).

PROBLEMAS

(Los factores de conversión aparecen en la Tabla I del Apéndice)

1. Un sistema recibe 25.2 kcal (100 Btu) en tanto que transfiere a los alrededores trabajo equivalente a 31.625 kcal (125 Btu). ¿Es esto posible?

2. Un sistema tiene un flujo de 0.4536 kg/seg (lb por seg). La entalpía y la velocidad a la entrada son, respectivamente, de 55.7 kcal/kg y 30.48 m/seg (100 Btu/lb y 100 pies/seg). En la salida estas cantidades son de 55.2 kcal/kg y 0.3048 m/seg (99 Btu/lb y 1 pie/seg). Se transfiere calor al sistema a razón de 1.265 kcal/seg (5 Btu/seg). ¿Cuánto trabajo es realizado por este sistema (*a*) por kg (lb) de flujo de fluido; (*b*) por minuto, (*c*) en horsepower?

Resp.: (*c*) 8.78 hp

3. Un fluido entra a un sistema a una velocidad de 3.048 m/seg (10 pies/seg) por un tubo redondo de 15.24 cm (6 plg) de diámetro. La entalpía es de 557 kcal/kg (1 000 Btu/lb) la energía interna es de 501.3 kcal (900 Btu/lb) y la presión de 7.031 kg/cm² (100 lb/plg² abs). En la salida la entalpía es de 501.3 kcal/kg (900 Btu/lb). Si el proceso es adiabático y se desprecian los cambios en energía cinética y potencial, encontrar el valor del trabajo en horsepower.

Resp.: 51.4 hp

4. Un compresor de aire comprime 2.83 m³/min (100 pies³/min) de aire con volumen específico de 0.749 m³/kg (12 pies³/lb); la entalpía del aire aumenta 75.9 kcal/min (300 Btu/min) en tanto que la entalpía del agua de enfriamiento aumenta a razón de 11.1 kcal/kg (20 Btu/lb) de aire suministrado. Despreciando los cambios en energías cinética y potencial, encontrar los caballos requeridos por el sistema.

Resp.: 11 hp

5. Un compresor centrífugo de aire comprime 2.27 kg/min (5 lb/min) de aire desde la presión inicial de 1.033 kg/cm² (14.7 lb/plg² abs) hasta la presión final de 10.545 kg/cm² (150 lb/plg² abs). El cambio en entalpía del aire es de 13.93 kcal/kg (+ 25 Btu/lb). ¿Cuánto trabajo se requiere para impulsar al compresor?

Resp.: 2.94 hp

6. Un gas se dilata en una tobera con un cambio en entalpía de 27.85 kcal/kg (50 Btu/lb). ¿Cuál será la velocidad del fluido si la velocidad inicial es cero? Si la velocidad inicial es 30.48 m/seg (100 pies/seg). ¿Cuál será la velocidad final?

Resp.: 475 m/seg (476 m/seg)

7. La entalpía de un fluido que entra a una turbina de reacción es de 557 kcal/kg (1 000 Btu/lb) en tanto que la entalpía en el escape es de 501.3 kcal/kg (900 Btu/lb). ¿Cuánto trabajo podrá realizar este sistema si los cambios en energías cinética y potencial se desprecian y el sistema es esencialmente adiabático? ¿Cómo podrá resolver este problema si no se conoce la secuencia del proceso o el mecanismo dentro de la turbina?

Resp.: 55.7 kcal/kg

8. El calor rechazado desde un ciclo de potencia es de 222.8 kcal/kg (400 Btu/lb) mientras que el trabajo realizado por la turbina es de 111.4 kcal/kg (200 Btu/lb) y el trabajo de la bomba de 2.79 kcal/kg (5 Btu/lb). Calcular el rendimiento térmico.

Resp.: 32.8%

9. Derivar mediante las Ecs. (3-7) y (3-8b) una expresión para el trabajo de expansión para el proceso estático y para el dinámico en los que la presión y volumen específicos están relacionados por la ecuación $pv^2 = C$.

10. Determinar la capacidad térmica promedio a presión baja y constante para el aire entre temperaturas de 37.7°C y 260°C (100°F y 500°F). (Tabla IIA del Apéndice.)

Resp.: $C_{pm} = 0.248$ kcal/kg°F

11. Una libra de bióxido de carbono a baja presión es calentada en forma reversible a volumen constante desde 37.7°C a 537.7°C (100°F a 1 000°F). Encontrar el calor transferido y la capacidad térmica media (emplee la Tabla IIA del Apéndice).

Res.: 102.9 kcal/kg; 0.203 kcal/kg°F

12. Repita el Prob. 11, pero emplee las ecuaciones más exactas de la Tabla IIB del Apéndice.

Resp.: 102.5 kcal/kg; 0.2045 kcal/kg°F

13. Compruebe cualesquiera de los valores en la Tabla IV (del Apéndice) mediante el uso correcto de la ecuación conveniente en la Tabla IIB (del Apéndice).

14. Un ciclo de Carnot trabaja entre 148°C y 37.7°C (300°F y 100°F) en tanto que se le suministran 25.3 kcal (100 Btu) de calor. Determinar el

[16] Se usó un proceso estático por simplicidad para evitar las complicaciones de la inducción y escape del fluido que se tendrían con un proceso dinámico. En ambos casos el trabajo máximo es igual a ΔG (como se ve en la Pág. 391, Ref. 1).

rendimiento térmico, el trabajo, el calor rechazado y el cambio en entropía para cada proceso.

Resp.: 26.3%; 6.66 kcal; 18.65 kcal; 0.1315 kcal/kg°K

15. Un ciclo de Carnot desarrolla 10 hp trabajando entre 537.7°C y 15.5°C (1 000°F y 60°F). Determinar el rendimiento térmico, el calor suministrado y el calor rechazado.

Resp.: 64.4%; 167 kcal/min; 59.6 kcal/min

16. Probar que la pendiente de una línea de volumen constante es mayor que la de una línea de presión constante para un estado dado (punto) en el diagrama *Ts*.

17. Un ciclo de gas consta de tres procesos reversibles; *ab* compresión isotérmica; *bc* expansión a presión constante y *ca* adiabática reversible. Trazar este ciclo en el diagrama *Ts* e indicar las áreas para (*a*) el calor suministrado, (*b*) el calor rechazado, y (*c*) el trabajo realizado.

18. Repetir el Prob. 17 para un ciclo que consiste en los procesos siguientes: *ab* compresión isoentrópica; *bc* adición de calor a presión constante; *cd* adición de calor a volumen constante; *de* expansión reversible y adiabática; *ea* compresión a presión constante.

19. Para bajas presiones la capacidad térmica de cierto gas es una función de la temperatura solamente y es

$$c_p = 0.338 - \frac{0.15(10^5)}{T} + \frac{0.04(10^8)}{T^2} \text{ (Btu por lb°R)}$$

en donde T está en grados Rankine. Calcular el cambio en entropía para un proceso a presión constante (y baja) desde 520°R a 4 000°R.

Resp.: 0.516 Btu/lb°R

20. 0.454 kg (1 lb) de aire a 0.031 kg/cm² abs (100 lb/plg² abs) y 15.5°C (60°F) se ha de almacenar en un depósito. ¿De qué tamaño ha de ser el depósito? Repita el problema suponiendo que el fluido es metano.

Resp.: 0.054 m³; 0.0975 m³

21. Repita el Prob. 20, pero para una mol de fluido.

22. Un depósito de 0.2832 m³ (10 pies) contiene aire a 1.41 kg/cm² (20 lb/plg² abs) y 15.5°C (60°F). El aire es bombeado al depósito hasta que la presión es de 7.031 kg/cm² (100 lb/plg² abs) y la temperatura de 66°C (150°F). ¿Cuánto aire se introdujo al depósito?

Resp.: 1.08 kg

23. Un depósito contiene 0.14 m³ (5 pies³) de nitrógeno a 200 lb/plg² abs (14.06 kg/cm² abs) y 93.30 c (200°F). El depósito se enfría hasta que la temperatura del nitrógeno es de 15.5°C (60°F). Determinar la cantidad de calor transferido desde el nitrógeno, la presión final, el cambio en entropía y el cambio en entalpía (emplee valores constantes para la capacidad calorífica Tabla III del Apéndice).

Resp.: −24.8 kcal; 11 kg/cm²; −0.1675 Btu/R 137.7 Btu

24. Entra helio a un sistema dinámico con una presión de 0.7031 kg/cm² (10 lb/plg² abs) y temperatura de 37.7°C (100°F) y lo abandona con una presión de 7.031 kg/cm² (100 lb/plg² abs). Determinar el trabajo reversible requerido para una compresión isotérmica y para una isoentrópica (utilice la Tabla III del Apéndice).

Resp.: −359 kcal/kg; −587 kcal/k

25. Entra aire a un compresor a $p = 1.033$ kg/cm² (14.7 lb/plg² abs) y $t = 15.5$°C (60°F) y lo abandona a $p = 28.12$ kg/cm² (40 lb/plg² abs) y $T = 122$°C (252°F). Determinar el trabajo requerido si no hay transferencia de calor. ¿Puede probarse que este proceso es irreversible? Emplee la Tabla III del Apéndice.

Resp.: −25.7 kcal/kg

26. Se comprime nitrógeno en un proceso reversible politrópico estático desde $p = 0.703$ (10 psia) hasta $p = 7.031$ (100 psia) a lo largo de una trayectoria para la cual $n = 1.3$. Si el volumen inicial es de 0.28 m³ (10 pies³) y la temperatura inicial es 15.5°C (60°F) encontrar el trabajo y el calor transferido y el cambio en entropía (emplee la Tabla III del Apéndice).

Resp.: 10.8 kcal/kg; −2.72 kcal/kg; −0.00715 kcal/°K

27. Un motor de automóvil, usando octano líquido como combustible, tiene un "rendimiento térmico" de 25%, basado en un valor del poder calorífico superior a presión constante. Calcular el verdadero rendimiento W_{real}/W_{ideal} para este proceso. (La temperatura atmosférica es de 25°C (77°F.)

Resp. 25.85%

28. Una planta de vapor generadora de energía contiene un ciclo termodinámico, con rendimiento térmico de 20%, sin embargo, sólo el 85% del calor de combustión (a presión constante) del carbón se transfiere al ciclo. Suponiendo que el carbón sea carbono puro, determinar el rendimiento real para el proceso de la planta generadora. [La temperatura atmosférica es de 77°F (25°C).]

Resp.: 16.9%

REFERENCIA

1. Obert, E. F. *Thermodynamics*. New York: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1948.

CAPITULO 4

TEORIAS DE LA COMBUSTION Y LA DETONACION

La química de los procesos de la combustión es un problema de ingeniería, de interés práctico y teórico. El estudiante de ingeniería, al realizar sus prácticas, debe estar al tanto de las diferentes teorías sobre combustión, que se han desarrollado, para explicar ciertos fenómenos que aparecen en los motores de combustión.

4-1. Ecuaciones de la combustión. Considérese la reacción que ocurre cuando se combina el carbono con el oxígeno para formar bióxido de carbono:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 \qquad (a)$$

Esta ecuación implica que

$$1 \text{ molécula } C + 1 \text{ molécula } O_2 \rightarrow 1 \text{ molécula } CO_2 \qquad (b)$$

Los pesos relativos de la mezcla y de los productos resultantes se manifiestan mediante los pesos moleculares:

$$C{:}12 \qquad O_2{:}32 \qquad CO_2{:}44$$

por lo cual

$$12 \text{ kg } C + 32 \text{ kg } O_2 = 44 \text{ kg } CO_2 \qquad (c)$$

Cada peso mostrado en la Ec. (c) es por definición, *una mol kilogramo* (Art. 3-16) y, por lo mismo,

$$1 \text{ mol } C + 1 \text{ mol } O_2 \rightarrow \text{mol } CO_2 \qquad (d)$$

Una mol de cualquier gas perfecto bajo condiciones fijas de temperatura y presión, ocupa un volumen definido (Art. 3-18) correspondiendo muy aproximadamente esta relación para los gases reales a bajas presiones. Por lo tanto, la Ec. (d) puede escribirse

$$\left.1 \text{ volumen de C gaseoso} + 1 \text{ volumen de } O_2 \rightarrow \text{volumen } CO_2\right]_{p,\,T\,\text{etc}} \qquad (e)$$

Comparando las Ecs. (a), (b), (d) y (e), se ve que la Ec. (a) puede interpretarse como una ecuación molecular, molar, o con

cierta aproximación, como volumétrica. La forma básica de la ecuación química siempre puede convertirse a una ecuación en peso, multiplicando cada término por el peso molecular apropiado [Ec. (c)].

Razonando en la misma forma, se escribe la ecuación de la combustión del hidrógeno y el oxígeno, en cualquiera de las formas siguientes:

$$H_2 + \tfrac{1}{2}\,O_2 \rightarrow H_2O$$

$$1 \text{ mol } H_2 + \tfrac{1}{2} \text{ mol } O_2 \rightarrow 1 \text{ mol } H_2O$$

$$\left.\begin{array}{l} 1 \text{ volumen } H_2 + \tfrac{1}{2} \text{ volumen } O_2 \rightarrow 1 \text{ volumen } H_2O \end{array}\right]_{p,\,T=C}$$

$$2.016 \text{ kg } H_2 + 16 \text{ kg } O_2 = 18.016 \text{ kg } H_2O$$

$$18.016 \text{ kg de mezcla} = 18.016 \text{ kg de productos}$$

$$1\tfrac{1}{2} \text{ mol de mezcla} \neq 1 \text{ mol de productos}$$

Estas ecuaciones muestran que el peso de la mezcla deberá ser igual al peso de los productos aun cuando el número de moles (y volúmenes) de la mezcla y de los productos no sean necesariamente iguales.

4-2. Propiedades del aire. El aire seco es una mezcla de gases que tienen un análisis volumétrico representativo, expresado en porcentajes, como sigue: oxígeno, 20.99; nitrógeno, 78.03; argón, 0.94, incluyendo los gases raros neón, helio y criptón; bióxido de carbono, 0.03; e hidrógeno, 0.01. Para la mayoría de los cálculos, es suficientemente aproximado considerar al aire seco compuesto de 21% de oxígeno y 79% de gases inertes tomados como nitrógeno.

El polvo o la humedad del aire atmosférico varía entre límites muy amplios, dependiendo de las condiciones meteorológicas. La cantidad máxima de vapor de agua en el aire a 21°C (70°F) y a la presión atmosférica normal, por ejemplo, es de 2.46% (en volumen), diciéndose que a esta temperatura el aire está *saturado*. En muchos casos, a bajas temperaturas, el contenido de vapor de agua en el aire es trivial y puede despreciarse en los cálculos. Frecuentemente, su presencia implica una cantidad adicional de material esencialmente inerte.

El análisis en peso del aire seco se encuentra considerando que el análisis volumétrico también es molar (Art. 4-1), pudiéndose así calcular los pesos relativos de cada componente.

La Tabla 4-1 muestra que el peso molecular del aire (columna 4, dividida entre columna 2) es igual a:

$$M_{aire} = 28.967 \approx 29 \qquad (4\text{-}1)$$

El peso molecular del *nitrógeno aparente* se determina igualmente dividiendo el peso total de los gases inertes (2186.1 + 37.6 + 1.3) entre el número total de moles de esos componentes (78.03 + 0.94 + 0.03 + 0.01):

$$M_{\substack{\text{nitrógeno}\\ \text{aparente}}} = \frac{2.225}{79.01} = 28.161 \qquad (4\text{-}2)$$

En las páginas siguientes el término *nitrógeno* se referirá al grupo completo de gases en la atmósfera, por lo cual el peso molecular 28.161 será su valor correcto (a pesar del valor 28.016 para el nitrógeno puro).

En el proceso de la combustión el constituyente activo es el oxígeno, considerándose al nitrógeno aparente como inerte. De lo cual resulta que por cada mol de oxígeno suministrado, 3.764 moles de nitrógeno aparente lo acompañan o diluyen, en la reacción:

$$\frac{79.01}{20.99} = 3.764 \frac{\text{moles aparentes de nitrógeno}}{\text{mol de oxígeno}} \qquad (4\text{-}3)$$

TABLA 4-1. ANALISIS EN PESO DEL AIRE SECO

1	2	3	4	5	6
Gases en el aire	Análisis volumétrico en porcentaje o en moles por 100 moles de aire	Peso molecular, o kg por mol	Peso por 100 moles de aire en kg (2) × (3)	Peso en kg por kg de aire seco (4) / 2 896.7	Porcentaje en peso de aire seco (5) × 100
Oxígeno	20.99	32.00	671.7	0.2319	23.19
Nitrógeno	78.03	28.016	2 186.1	0.7547	75.47
Argón	0.94	39.944	37.6	0.0130	1.30
Bióxido de carbono	0.03	44.003	1.3	0.0004	0.04
Hidrógeno	0.01	2.016	0.0	0.0000	0.00
Aire seco	100.00	(28.967)	2 896.7	1.0000	100.00

4-3. Elementos combustibles en los carburantes. Los elementos combustibles en los carburantes son predominantemente: el carbono y el hidrógeno con pequeñas cantidades de azufre como el otro, único elemento combustible. Los combustibles líquidos son mezclas de hidrocarburos complejos, a pesar de lo cual para cálculos de combustión tanto la gasolina como el aceite, se supone satisfacen la fórmula molecular (C_nH_{17}) y, probablemente, este valor sea más exacto para los combustibles de medio continente, que un valor obtenido mediante un análisis químico (individual).

EJEMPLO 1: Determinar la fórmula equivalente para un hidrocarburo, cuyo análisis da 85% de carbono y 15% de hidrógeno.

SOLUCIÓN: La fórmula será de la forma

$$C_aH_b$$

por el análisis y los pesos moleculares, se tiene:

$$(12)\,a = 85 \quad \text{o} \quad a = 7.08$$
$$(1)\,b = 15 \quad \text{o} \quad b = 15$$

de donde el resultado será:

$$C_{7.08}H_{15}$$

si se desea, puede multiplicarse este resultado por 1.13 para obtener números enteros

$$C_8H_{17} \qquad \text{Resp.}$$

Luego C_8H_{17} es una fórmula representativa promedio, para el análisis dado.

4-4. Combustión con aire. En muchos casos, el proceso de combustión se realiza con aire atmosférico y no con oxígeno puro. El nitrógeno y otros gases en el aire simplemente diluyen la concentración de oxígeno, apareciendo en los productos de la combustión en forma invariable. Por ejemplo, la combustión de carbono y oxígeno puro es:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2$$

cuando el oxígeno es suministrado por aire seco, 3.76 moles de nitrógeno aparente acompañan a cada mol de oxígeno:

$$C + O_2 + 3.76\,N_2 \rightarrow CO_2 + 3.76\,N_2$$

Y una vez multiplicado cada término por el peso molecular apropiado:

$$12\text{ kg C} + 32\text{ kg } O_2 + 106\text{ kg } N_2 = 44\text{ kg } CO_2 + 106\text{ kg } N_2$$

Los pasos para balancear la ecuación química pueden ilustrarse mediante la combustión completa de C_8H_{18} con aire seco:

$$C_8H_{18} + O_2 + N_2 \rightarrow CO_2 + H_2O + N_2$$

Primero, se hace el *balance del carbono* ($C_{mezcla} = C_{productos}$)

$$C_8 \rightarrow 8CO_2$$

luego el *balance del hidrógeno* ($H_{mezcla} = H_{productos}$)

$$H_{18} \rightarrow 9H_2O$$

siguiendo un *balance del oxígeno* ($O_{productos} = O_{mezcla}$)

$$12\tfrac{1}{2}O_2 \leftarrow 8CO_2 + 9H_2O$$

y, finalmente, el *balance del nitrógeno* ($N_2 = 3.76_2$)

$$12\tfrac{1}{2}(3.76)N_2 \rightarrow 47N_2$$

La ecuación completa de la combustión es:

$$C_8H_{18} + 12\tfrac{1}{2}\,O_2 + 47N_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 47N_2$$

En este caso se ha empleado la cantidad de aire *teórica, estequiométrica* o *químicamente correcta;* esto es, la cantidad exacta de aire para la conversión del combustible, en productos completamente oxidados.

Las cantidades relativas de aire y combustible que toman parte en la reacción se les llama *relación aire-combustible,* o a la inversa, la *relación combustible-aire:*

$$AF = \frac{\text{peso del aire}}{\text{peso del combustible}} = \frac{(12\tfrac{1}{2} + 47)(28.97)}{8(12) + 18(1.008)} = 15.1 \left(15.1\,\frac{\text{kg aire}}{\text{kg combustible}}\right)$$

$$FA = \frac{\text{peso del combustible}}{\text{peso del aire}} = \frac{1}{15.1} = 0.0662 \left(0.0662\,\frac{\text{kg de combustible}}{\text{kg de aire}}\right)$$

Los casos comunes de la combustión implican insuficiencia o, en su lugar, exceso de aire con respecto a la cantidad teórica necesaria. Supóngase que se suministra el 25% de *exceso de aire* (o sea el 125% de aire teórico) a la reacción:

$$C_8H_{18} + \frac{5}{4}(12\tfrac{1}{2})O_2 + \frac{5}{4}(47)N_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 3.12O_2 + 58.75N_2$$

El exceso de aire aparece en los productos en forma invariable.

Cuando un combustible contiene oxígeno, el procedimiento es igual que anteriormente, excepto que dicho oxígeno debe restarse del que debiera ser suministrado. En estas condiciones, la combustión completa del alcohol etílico será:

$$C_2H_5OH + 3O_2 + 3(3.76)N_2 \longrightarrow 2CO_2 + 3H_2O + 11.28N_2$$

y la relación aire-combustible

$$AF = \frac{414}{46} = 9.0$$

4-5. Calor de combustión.[1] El calor de combustión de un combustible es igual al aumento de calor liberado cuando se le *quema completamente* y los productos de la combustión son enfriados hasta la temperatura inicial. Hay dos casos de importancia práctica: el calor de combustión a volumen constante y el calor de combustión a presión constante.

El calor de combustión a volumen constante puede medirse mediante la *bomba calorimétrica* (Fig. 4-1). El procedimiento para la prueba, es colocar una masa conocida de combustible en el platillo destinado a ese fin, debiendo quedar muy próximo al alambre encendedor. Se carga la bomba con una cantidad relativamente gran

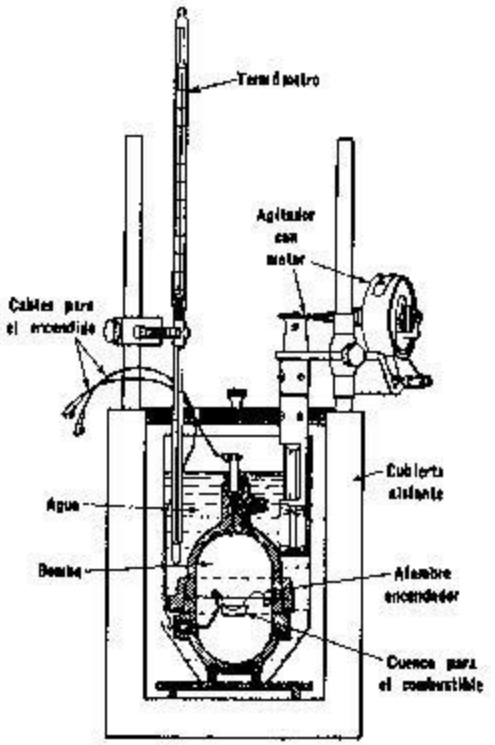


FIG. 4-1. Bomba calorimétrica de Emerson

[1] Ref. 15.

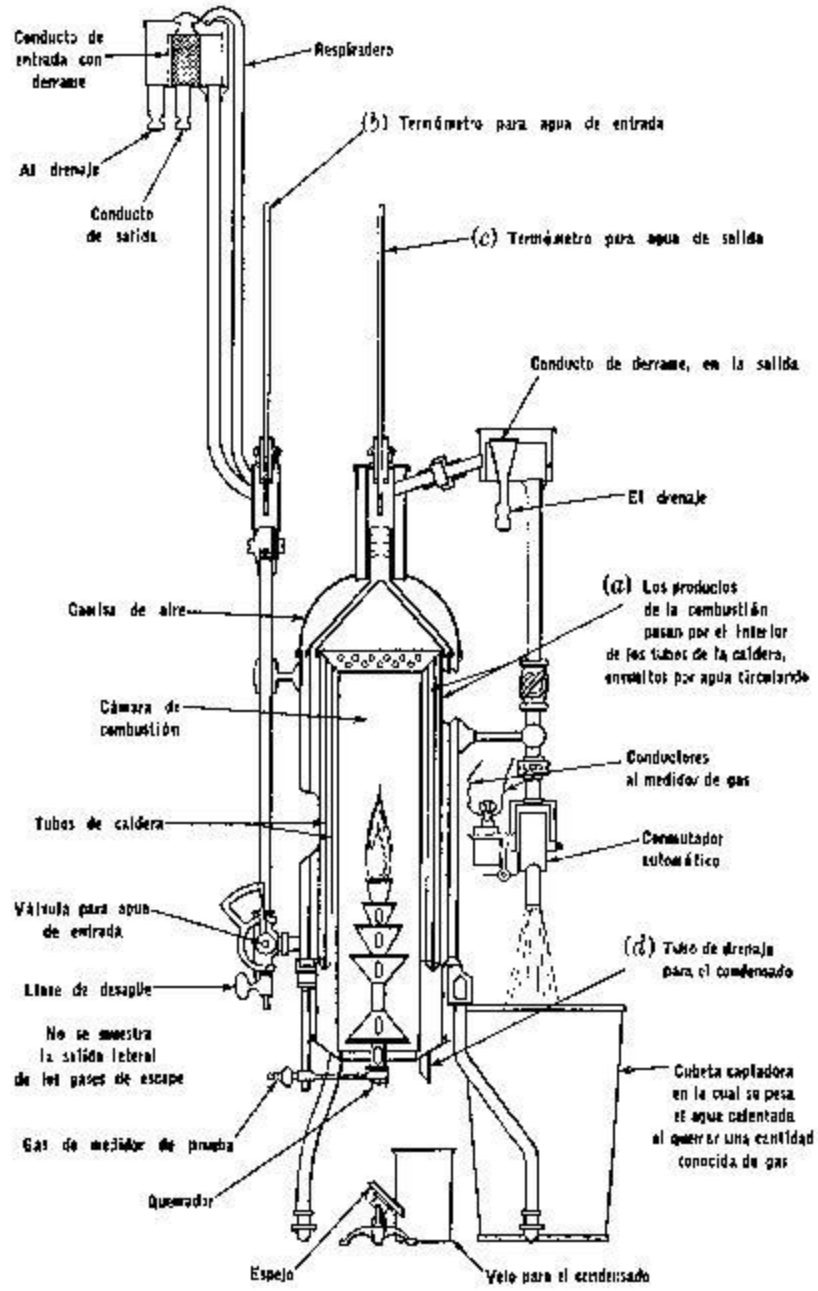


FIG. 4-2. Calorímetro de gas. (Cortesía de Precision Scientific Co.)

de de oxígeno a una presión de 20 o 30 atm para asegurar la oxidación completa del combustible (Ej. 8). Se coloca la bomba en el baño de agua y el alambre de encendido se conecta a una pila eléctrica. Al fundirse el alambre por el paso de la corriente eléctrica, se quemará el combustible y la energía química liberada hará que se eleve ligeramente la temperatura de la bomba y del agua. Como dicha elevación de temperatura está limitada, por la capacidad térmica de la bomba y el agua que la rodea, a un grado o menos, puede considerarse que el proceso es isotérmico.

EJEMPLO 2. Un décimo de gramo de aceite combustible, se coloca en una bomba calorimétrica. El agua que la rodea pesa 1 900 g en tanto que la bomba, partes del agitador y termómetro, etc., que también se calientan, equivalen a 462 g de agua. La elevación de temperatura es de 0.461°C (0.83°F). Calcular el calor de combustión del combustible (temperatura inicial del agua 25°C (77°F).

SOLUCIÓN:

$$Q_{\text{combustible}} = \frac{(\text{peso del agua, bomba, etc.})(\text{calor específico})(\text{elevación de temperatura})}{\text{peso del combustible}}$$

$$= \frac{(2\,362\text{ g})(1.0\text{ kcal/g°C})(0.461\text{°C})}{(0.1\text{ g})} = 10\,830\text{ kcal/kg de combustible}$$

Como esta transferencia de calor es *desde* el sistema, la convención obliga a anteponer el signo negativo.

$$Q_{\text{vaso C}} = -10\,830\text{ kcal/kg de combustible}$$

El calor de combustión a presión constante se mide mediante un *calorímetro de gas*, Fig. 4-2. En este caso el gas y el aire a la temperatura ambiente entran al calorímetro, debiendo medirse el volumen del gas con un medidor. Los productos de la combustión se enfrían hasta la temperatura ambiente mediante la camisa de agua *a*. La cantidad de agua de enfriamiento que pasa por la camisa en un tiempo conocido se pesa y la elevación de temperatura del agua será la diferencia de temperaturas indicadas por los termómetros *b* y *c* colocados a la entrada y a la salida.

Para analizar estos dos procesos, puede aplicarse el balance de energías de la primera ley (Ec. 3-1). Luego, para el sistema a volumen constante:

$$Q - W = \Delta U \qquad (\text{y } W = 0)$$
$$Q_{v,T} = U_{\text{productos}} - U_{\text{mezcla}} \qquad (4\text{-}4)$$

En tanto que para el proceso de flujo a presión constante

$$Q - W = \Delta U + \Delta pV \qquad (\text{y } W = 0)$$
$$Q_{p,T} = H_{\text{productos}} - H_{\text{mezcla}} \qquad (4\text{-}5)$$

En las Ecs. (4-4) y (4-5) los símbolos van con mayúsculas porque el peso no requiere ser la unidad, incluso, más de un componente estará presente en la mezcla y en los productos. También se notará que la diferencia entre la mezcla y los productos incluye a la energía química interna que fue liberada en la reacción. Las Ecs. (4-4) y (4-5) son las definiciones termodinámicas de los calores de combustión a presión constante y a volumen constante.

El calor de combustión a presión constante no es necesariamente igual al calor de combustión a volumen constante. La diferencia entre estas cantidades se hace evidente al restar la Ec. (4-4) de la (4-5) y para los gases perfectos,

$$Q_p - Q_v\Big]_T = \Delta H - \Delta U = \Delta pV = \Delta npv = \Delta nR_o T \qquad (4\text{-}6)$$

Empleando la Ec. (4-6), puede despreciarse el número de moles de los componentes, ya sean sólidos o líquidos, porque los productos pV para tales componentes son relativamente pequeños.

Los calores de combustión para diferentes combustibles aparecen en la Tabla V del Apéndice.

EJEMPLO 3. El calor de combustión del monóxido de carbono a presión constante y a una temperatura de 25°C (77°F), es de −71 000 kcal por mol (−121 664 Btu por mol). Determinar el calor de combustión a volumen constante.

SOLUCIÓN:

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$$
$$1\tfrac{1}{2}\text{ moles de mezcla} \rightarrow 1\text{ mol de productos}$$
$$\Delta n = -\tfrac{1}{2}$$

De la Ec. (4-6),

$$Q_p - Q_v\Big]_T = \Delta nR_o T$$

$$-67\,872 - Q_v = -\tfrac{1}{2}(1\,986)(298) = -295\text{ kcal}$$
$$Q_v = -67\,577\text{ kcal/mol kg (a 25°C)} \qquad \text{Resp.}$$

Nótese que la diferencia de 295 kcal es solamente el 0.44 del uno por ciento del poder calorífico.

Existe el mismo orden de diferencia para la mayoría de los combustibles para motores que el del monóxido de carbono.

4-6. Poderes caloríficos superiores e inferiores. Siempre que un combustible contiene hidrógeno, uno de los productos de la combustión deberá ser el agua que podrá estar en estado líquido, gaseoso o como mezcla de las dos fases. Si el H_2O formado por la combustión del hidrógeno del combustible se condensa, se obtendrá una mayor cantidad de calor del calorímetro que si el agua existiera en el estado de vapor. Debido a esto, se reconocen dos poderes caloríficos: El *poder calorífico superior* (*bruto*) que se obtiene cuando el agua formada por la combustión se condensa completamente en la prueba; El *poder calorífico inferiormente* en la prueba; el *poder calorífico inferior* (*neto*) del combustible se obtiene cuando el agua formada por la combustión existe completamente en estado de vapor. La diferencia entre estos dos poderes caloríficos es igual a la energía latente de vaporización del agua, a la temperatura de la prueba.

En el calorímetro de volumen constante, pueden colocarse en la bomba unas cuantas gotas de agua antes de comenzar la prueba para saturar la atmósfera del oxígeno. En esta forma se obtiene el poder calorífico superior del combustible, porque (prácticamente) toda el agua formada por la combustión podrá condensarse y la energía interna latente de vaporización se transfiere al refrigerante.

Ejemplo 4: Calcular el poder calorífico inferior para el aceite combustible del Ej. 2, si su fórmula es: $C_{12}H_{20}$. Supóngase que la atmósfera de la bomba fue saturada inicialmente con agua y, por lo tanto, la respuesta en el Ej. 2 fue el del poder calorífico superior.

Solución:

$$C_{12}H_{20}\ (\text{líquido}) + 18\tfrac{1}{2}O_2 \rightarrow 12CO_2 + 13H_2O\ (\text{líquido})$$

y

$$m_w \quad \frac{13(18)}{170} = 1.375 \text{ kg de agua formada por kg de combustible quemado}$$

De las tablas para vapores a 25°C (77°F)

$$h_{fg} = 585.07 \text{ kcal/kg}$$

$$u_{fg} \quad h_{fg} - \frac{pv_{fg}}{778} = 585.07 - \frac{320 \times 46.5}{427} = 552.2 \text{ kcal/kg de agua}$$

$$U_{fg} \quad m_w u_{fg} = 1.375(552.2) = 761.00 \text{ kcal/kg de combustible}$$

Luego

$$Q_{pl} \quad -10\,830 + 761 = -10\,069 \text{ kcal/kg} \qquad \textbf{Resp.}$$

En este caso no es necesaria la convención del signo porque el valor absoluto de Q_{pl} siempre será menor que el valor absoluto correspondiente a Q_{ph}.

En el calorímetro de flujo continuo no se condensa el vapor de agua si los gases que lo abandonan están a temperatura suficientemente elevada. La prueba del calorímetro dará directamente el poder calorífico inferior si la temperatura de salida está arriba de la temperatura de condensación (punto de rocío) de los productos y el aire y el combustible admitidos se calientan a esa temperatura. No obstante, la mayoría de los calorímetros son operados para proporcionar un valor intermedio del poder calorífico enfriando los productos hasta la temperatura inicial. Haciendo correcciones por cualquier aumento (o disminución) de la humedad que permanece en los productos, superior a la suministrada en el combustible y el aire y sumando (o restando) el calor latente de vaporización no proporcionado al calorímetro por estos elementos se obtienen valores del poder calorífico superior, a la temperatura señalada.

Ejemplo 5: El poder calorífico inferior del C_6H_{18} (gaseoso) a presión constante y 77°F es $-2\,199\,548$ Btu por mol. Determinar el poder calorífico superior para dicho combustible en estado gaseoso y en estado líquido.

Solución:

$$C_6H_{18}\ (\text{gaseoso}) + 12\tfrac{1}{2}O_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O\ (\text{gaseoso})$$
$$Q_{pl} = -2\,199\,548 \text{ Btu/mol}$$

De las tablas de vapor a 77°F

$$h_{fg} = 1\,050 \text{ Btu/lb} \quad \text{o} \quad 18\,900 \text{ Btu/mol}$$

Como se forman 9 moles de H_2O por mol de combustible entonces la diferencia entre los calores específicos será $9 \times 18\,900$ o 170 100 Btu y

$$Q_{ph} = -2\,369\,648 \text{ Btu/mol de combustible gaseoso} \qquad \text{Resp.}$$

El calor de vaporización del combustible líquido es de 17 784 Btu por mol (Tabla V del Apéndice). Como un combustible líquido debe suministrar su propia energía de vaporización, entonces el poder calorífico superior será menor que el del estado gaseoso:

$$Q_{ph} = -2\,351\,864 \text{ Btu/mol de combustible líquido} \qquad \text{Resp.}$$

4-7. Rendimiento térmico de un motor de combustión. Adviértase que cualquier forma de motor de combustión es una máquina de flujo continuo (Art. 3-25) con el aire y el combustible entrando a la presión y temperatura atmosféricas y saliendo los productos de la combustión a la presión atmosférica (si bien los productos pueden ser enfriados, en el límite, hasta la temperatura atmosférica). Para estas condiciones de flujo, el calor de combustión que puede obtenerse en un calorímetro a partir de la mezcla aire-combustible es el calor de combustión a presión constante. Pero el motor de com-

bustión produce trabajo y libera calor, sólo como un subproducto. luego podrá inferirse que el "rendimiento térmico" de esta conversión es (Art. 3-9):

$$\eta_t = \frac{W}{Q_{p_a T_a}} \qquad (3\text{-}6b)$$

p_a, T_a = presión y temperatura de la atmósfera

Ahora que esta conclusión es independiente de que el proceso de combustión en el motor ocurra a volumen constante o a presión constante.

La Ec. (3-6*b*) muestra que el rendimiento térmico calculado para el motor de combustión dependerá de los valores que se le asignen al calor de combustión. El poder calorífico superior a presión constante representa la cantidad máxima de calor que puede transferirse en un calorímetro de flujo continuo y, por lo mismo, es el valor que deberá usarse en los cálculos de los rendimientos. Sin embargo, el calor que se puede obtener al condensarse el agua formada en la combustión es (prácticamente) inaccesible porque los gases del escape se descargan invariablemente a altas temperaturas. Por esta razón los cálculos del rendimiento térmico se basan, algunas veces, en los valores inferiores del poder calorífico de combustible (e invariablemente para los combustibles gaseosos). Al comparar los valores del rendimiento térmico, es conveniente asegurarse que se han hecho las mismas bases de comparación; en otra forma se tendrán conclusiones erróneas. Es así que en el Ej. 5 se han admitido cuatro valores diferentes del poder calorífico a presión constante (y también otros cuatro valores del poder calorífico a volumen constante). Por esta razón, los ingenieros automotrices prefieren, como parámetro, el consumo específico de combustible para indicar el rendimiento térmico (Art. 2-13).

4-8. Temperaturas teóricas de la llama. Considérese la combustión a volumen constante y adiabática, de una mezcla combustible-aire. En este caso la Primera Ley muestra que:

$$Q - W = \Delta U$$

$$Q = 0 \qquad W = 0 \qquad \Delta U = 0$$

y, en consecuencia,

$$U_{\text{productos}, T_2} = U_{\text{mezcla}, T_1} \qquad (a)$$

Para la conversión completa de la mezcla en productos, se define el calor de combustión como:

$$Q_{\cdot T_1} = U_{\text{productos}, T_1} - U_{\text{mezcla}, T_1} \qquad (4\text{-}4)$$

y sustituyendo la Ec. (*a*) en la Ec. (4-4),

$$Q_{\cdot T_1} = -\Delta U_{\text{productos}} \Big]_{T_1}^{T_2} = U_{\text{productos}, T_1} - U_{\text{productos}, T_2} \qquad (4\text{-}6a)$$

Análogamente para el proceso de combustión a presión constante

$$Q_{\cdot T_1} = -\Delta H_{\text{productos}} \Big]_{T_1}^{T_2} = H_{\text{productos}, T_1} - H_{\text{productos}, T_2} \qquad (4\text{-}6b)$$

Dicho en palabras, las Ecs. (4-6) implican que el proceso de combustión puede suponerse equivalente a quemar *completamente* la mezcla a la temperatura inicial T_1, hasta obtener los *productos* de la combustión y, con el calor así obtenido de la reacción, poder elevar la temperatura de dichos productos hasta T_2. Este proceso es posible porque debe hacerse hincapié en que la energía interna (o entalpía) es una propiedad determinada por el estado. En estas condiciones, independientemente de la serie real de estados durante el proceso de combustión verdadero, cualquier serie hipotética de ellos pueden suponerse comprendidos entre los dos estados finales, sin afectar la diferencia de valores entre las propiedades de dichos estados finales.

EJEMPLO 6. Calcular la temperatura teórica de la combustión completa a volumen constante del C_3H_8 en estado de vapor, con la cantidad teórica de aire a 281°C (537°R).

SOLUCIÓN. La ecuación de la combinación es:

$$C_3H_8 \text{ (gaseoso)} + 12\tfrac{1}{2}O_2 + 47N_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O \text{ (gaseoso)} + 47N_2$$

Moles de productos $= 8CO_2 + 9H_2O \text{ (gaseoso)} + 47N_2$

De la Tabla IV del Apéndice

$$U_{\text{productos}, T_2} = 8(65.6) + 9(57.7) + 47(45.9) = 3\,234 \text{ kcal}$$

Seleccionando el poder calorífico inferior, que corresponde a los productos gaseosos (Tabla V del Apéndice).

$$Q_{\cdot T_1} = -1\,233\,836 \text{ kcal/mol}$$

y por la Ec. (4-6*a*),

$$U_{\text{productos}, T_1} - U_{\text{productos}, T_2} = Q_{\cdot T_1} = 3\,234 + 1\,233\,836 = 1\,237\,070 \text{ kcal}$$

Suponiendo que $T_2 = 2\,944°K$ (5 300°R) por la Tabla IV

$$U_{\text{productos, } T_2} = 8(30\,948) + 9(24\,184) + 47(16\,603) = 1\,245\,585 \text{ kcal}$$

Suponiendo $T_2 = 2\,888°K$ (5 200°R)

$$U_{\text{productos, } T_2} = 1\,216\,111 \text{ kcal}$$

Interpolando

$$T_2 = 2\,924°K \text{ (5 264°R)} \qquad \text{Resp.}$$

No se logrará esta temperatura en el motor real porque la disociación (Art. 4-20) evitará que la reacción llegue a completarse, habrá pérdidas de calor hacia las camisas de agua (o aire), y la combustión no se efectuará a volumen constante.

4-9. Combustión en el motor ECH. La combustión en el motor ECH depende de que la llama formada en la bujía sea hábil para avanzar entre la mezcla que aún no se incendia. A pesar de que no es conocido el mecanismo exacto de la propagación de la llama, ella misma es la evidencia de una reacción química entre el combustible y el oxígeno, reacción que libera energía con la consiguiente elevación de temperatura. Si se estima que la mezcla teóricamente correcta es químicamente más reactiva y no siendo nunca las mezclas reales en-

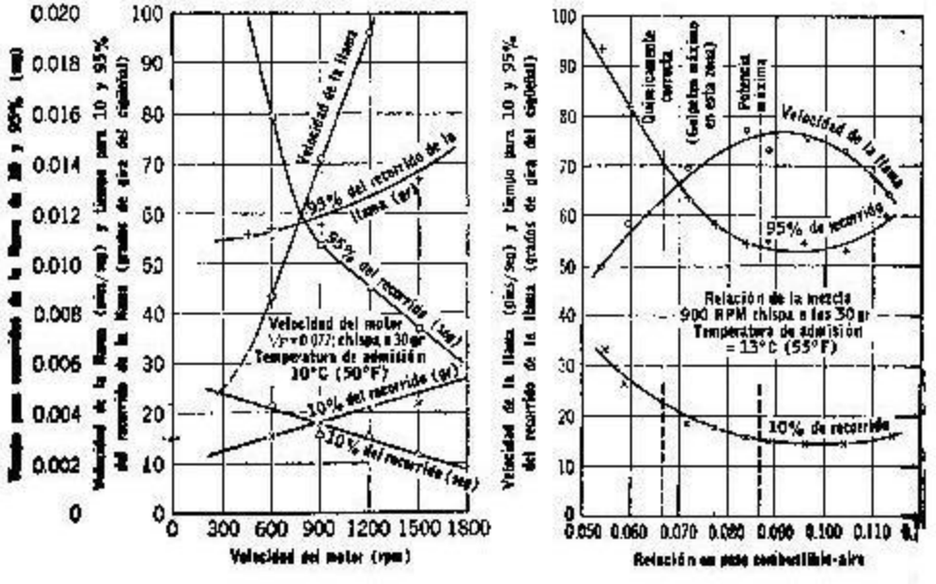


Fig. 4-8. Velocidad de la llama y tiempo de combustión en el motor EC influenciados por la relación de la mezcla y la velocidad del motor. (Dechard, Taylor, and Taylor, Ref. 18)

teramente homogéneas, una mezcla ligeramente rica en combustible estará mejor dotada para la reacción química (Fig. 9-7). Sin embargo, la reacción química no es la historia completa de la propagación de la llama, porque la transferencia de calor, por ejemplo, desde su extremo ardiente hasta la mezcla no incendiada (fría) podrá elevar su temperatura ayudando a la propagación de la reacción. O con el mismo objeto es posible que las partículas altamente activadas en el extremo de la llama (digamos átomos de hidrógeno) puedan difundirse dentro del gas no quemado, manteniendo así una velocidad de combustión. El exceso de combustible favorecerá la formación de tales átomos de hidrógeno. A partir de estas consideraciones, puede concluirse que para la rápida propagación de la llama es, teóricamente, necesaria una mezcla rica, siendo confirmada esta deducción por los experimentos (Fig. 4-3).

Las pruebas experimentales muestran que la velocidad de la llama en una mezcla inactiva es muy lenta [alrededor de 9 m/seg (30 pies/seg)]. Un motor con esta velocidad de la llama, quedará restringido a velocidades de giro demasiado lentas. Supóngase, por ejemplo, que el periodo de combustión es limitado a un giro de 30 gr del cigüeñal, siendo la cámara de combustión de 10.16 cm (4 plg) de altura. Para estas condiciones y una velocidad de la llama de 9.14 m/seg (30 pies/seg) el motor quedará limitado a velocidades de 600 rpm o menos. Afortunadamente, para los motores de alta velocidad, puede multiplicarse directamente la velocidad de la llama aumentando la turbulencia de la mezcla. El efecto de turbulencia de la mezcla aumenta la velocidad de propagación de la llama entreverando las porciones incendiadas y las no incendiadas en el frente de ella. La turbulencia se inicia a partir de la velocidad de la mezcla aire-combustible que entra al cilindro en la carrera de admisión y mediante el contorno de la tapa del cilindro y la cabeza del émbolo (Fig. 1-10). Considérese que la turbulencia proveniente de estos factores aumentará directamente con la velocidad del motor. Como consecuencia de este aumento, el periodo de combustión en el motor ECH, medido en grados de giro del cigüeñal, tiende a ser constante como queda evidenciado en la Fig. 4-3 por la diferencia entre los puntos 10 y 95% del recorrido.

La combustión en el motor comienza en la bujía cuando las moléculas alrededor de la chispa y en el seno de ella, son energizadas hasta un nivel en el que la reacción se mantenga por sí misma. Durante este periodo, la elevación de presión es baja porque la cantidad de carga quemada es extremadamente pequeña (por lo cual

la combustión de cada elemento infinitesimal ocurre a presión constante). En este caso la velocidad de la llama es anormalmente lenta debido a que se establece una *zona de reacción* de cierta altura y, consecuentemente, la turbulencia de la mezcla es poco reducida. Nótese que todas las posiciones usuales de las bujías son cercanas a la superficie de la cámara de combustión donde la turbulencia tiende a ser menor que en la porción central de la cámara. Por esta razón el chispazo debe ocurrir antes del final de la carrera de compresión si se han de tener altas presiones próximas al comienzo de la carrera de expansión. El tiempo requerido por la llama para trasladarse 10% de la longitud de la cámara se muestra en la Fig. 4-3.

Una vez que la reacción se ha iniciado avanzará desde la bujía una *llama de frente* esférica. Los límites de la esfera aparecerán un tanto razgados (Fig. 4-4), debido a las corrientes convectivas en la mezcla altamente turbulenta. Además, en la vecindad de las paredes de la cámara será enfriada la llama, retardándose por dicho motivo. Debe notarse que en esta etapa el gas no quemado más allá del frente de la llama y el gas quemado a los lados del extremo de ella son comprimidos por la expansión de la mezcla quemada. En este caso, como anteriormente, la combustión de cualquier pequeño elemento de la mezcla ocurre a presión esencialmente constante, aun cuando la presión en toda la cámara ha aumentado si se considera el proceso total. En la Fig. 4-3 se muestra una velocidad media para esta etapa, llamándosele *velocidad de la llama.*

Se tiene la parte final de la etapa de combustión cuando se detiene la llama al ir alcanzando las paredes más lejanas de la cámara. El punto final exacto es difícil de averiguar, por lo cual, en la Fig. 4-3, solamente se muestra el 95% de las posiciones de su desplazamiento.

Curiosamente, la temperatura del gas quemado varía a través de la cámara de combustión. El gradiente aproximado de temperatura, puede calcularse rápidamente para condiciones supuestas (totales) de volumen constante y para gases perfectos. Supóngase que la temperatura y presión de la mezcla después de la compresión sean $p_o T_o$. En estas condiciones, el primer elemento de la mezcla en la bujía puede considerarse que se quema a presión constante, ya que la combustión lenta (con la consecuente expansión) de una pequeña cantidad de mezcla no elevará materialmente la presión. Sea Δt la elevación de temperatura de la combustión a presión constante.

$$T_{1\text{ en la bujía}} = T_c + \Delta t \Big]_{p_o} \qquad (4\text{–}7)$$

Ahora bien, al final de la combustión de toda la mezcla, este elemento inicial ha sido comprimido hasta la presión final y para una compresión isoentrópica supuesta, según la Ec. (3-27) se tiene:

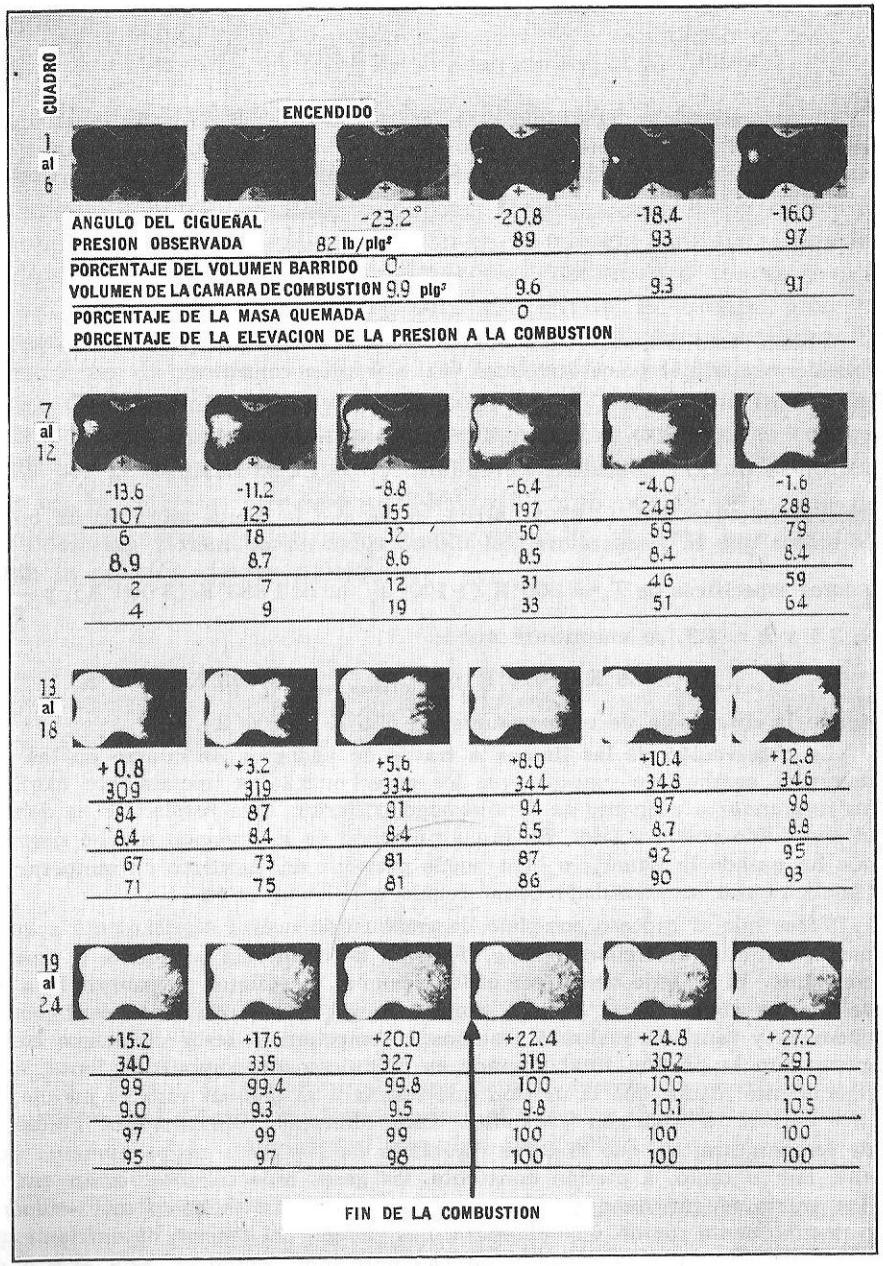


FIG. 4-4. Proceso de combustión en el motor ECH. (Tomado de Rassweiler and Withrow "Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards", *SAE Journal*, mayo, 1938)

$$T_{2 \text{ en la bujía}} = \left[T_c + \Delta t\right]\left(\frac{p_{final}}{p_c}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{4-8}$$

Considérese ahora el último elemento en la cámara en el instante antes de la ignición; este elemento ha sido comprimido por la expansión de la mezcla incendiada y su temperatura después de la supuesta compresión isoentrópica será igual a:

$$T_{\text{gas final}} = T_c\left(\frac{p_{final}}{p_c}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{4-9}$$

Cuando este pequeño elemento se quema lentamente y se dilata, puede considerarse que el proceso es, otra vez, a presión constante:

$$T_{\text{gas final}} = T_c\left(\frac{p_{final}}{p_c}\right)^{\frac{k-1}{k}} + \Delta t \tag{4-10}$$

Comparando las Ecs. (4-8) y (4-10), se ve que la temperatura en la bujía es mayor que la temperatura del último elemento de mezcla gaseosa. Para valores específicos de $T_c = 600°K$ (1 100°R), $\Delta t = 1\,683°K$ (3 000°R), $\frac{p_{final}}{p_c} = 3.5$ y $k = 1.3$, se encontrará que:

$$T_{2 \text{ bujía}} = 3\,038°K\,(5\,470°R);\quad T_{2 \text{ último gas}} = 2\,483°K\,(4\,470°R)$$

siendo la diferencia de temperaturas de 555°K (1 000°R).

La observación de las llamas a través de ventanas de cuarzo en las cámaras de combustión muestra que los gases quemados inicialmente exhiben un *resplandor* o aumento de luminosidad posterior. Este *resplandor* es debido al encendido postrero (esto es, la continuación de la reacción mucho después que ha pasado la llama), o bien puede provenir del aumento de temperatura (predicho con anterioridad) como debido a la compresión.

Véase que el proceso completo de combustión ocurre teóricamente a volumen constante, aun cuando cada elemento de la mezcla se quema a presión constante. El trabajo hecho por cada elemento, al dilatar y comprimir a su vecino, no abandona al sistema porque en seguida el elemento contiguo se quemará y también realizará trabajo al comprimir a otros elementos contiguos. Pero la presión final, lograda en el proceso de combustión lenta, será ligeramente menor que la presión que resultará al quemar toda la mezcla en una carrera a volumen constante. Esta diferencia proviene del gradiente de temperatura, ya que el calor específico de los gases reales aumenta con ella. Por lo tanto, a presión constante, los gases más calientes serán enfriados, mientras que los gases más fríos serán calentados hasta una temperatura intermedia común y se obtendrá más energía del proceso de enfriamiento que lo requerido en el proceso de calentamiento. Entonces, este exceso de energía estará disponible para elevar la temperatura intermedia común hasta un valor ligeramente mayor y por ello se elevará la presión también ligeramente. Esta ganancia es muy pequeña, debido a la acción mezclante de la

turbulencia y a la pérdida de calor por radiación y conducción [a pesar de que se han observado[1] gradiente de temperatura de 222°K (400°R)].

4-10. Autoencendido y reacción química. Una mezcla de combustible y oxígeno puede reaccionar espontáneamente sin necesitar una llama para iniciar la combustión. Cuando ocurre este incendio por sí mismo o *autoencendido*, aumentan abruptamente la presión y la temperatura por la súbita liberación de la energía química. Consideremos los factores que controlan el *autoencendido* o reacción química espontánea: Si la temperatura es elevada, la energía molecular será elevada y, por lo mismo, las colisiones pueden ocasionar la formación de nuevas moléculas. Si la densidad es elevada, el número de colisiones es mayor y de aquí que el número de moléculas formadas sea mayor. La rapidez de la reacción también es controlada por el número relativo de moléculas reactivas (como se muestra en la relación aire-combustible) así como por la presencia de moléculas inertes (tales como el nitrógeno en el aire) que influencian la colisión de las moléculas.



FIG. 4-5. Curvas de temperatura-tiempo para la mezcla comprimida de hidrocarburo-aire. (Tizard and Pye, "Ignition of Gases by Sudden Compression". *Philosophical Magazine*, julio, 1922)

Es difícil separar los efectos de los distintos factores que intervienen en el autoencendido. Supóngase que una mezcla homogénea de combustible-aire deba ser comprimida rápidamente y mantenida a alta presión y temperatura conseguidas por la compresión. Para

[1] Ref. 8.

estas condiciones poco posibles de densidad, temperatura y relación aire-combustible, la mezcla no se autoincendiará sino que se enfriará lentamente (*ABC*, Fig. 4-5), sin embargo, el análisis de una muestra exhibirá indudablemente algunos signos de oxidación. Si se eleva la relación de compresión, se alcanzará finalmente un estado en donde ocurra el autoencendido (como en *AB'C'D'*, Fig. 4-5). Pero, exactamente después que se obtiene este estado, la Fig. 4-5 muestra que se manifiesta una *demora del encendido* (ID) o *periodo de la inducción* antes de que la reacción se haga explosiva. Evidentemente las reacciones de *llama anticipada* ocurrirán en el periodo de inducción, preparando a la mezcla para la reacción por sí misma. Aun cuando el mecanismo exacto de formación es desconocido, es de creerse que en el periodo de inducción aparece algún producto intermedio de la combustión que sirva para catalizar la reacción completa hasta las velocidades explosivas. Cuando se comprime la mezcla hasta temperaturas más elevadas que las anteriormente dichas, se encuentra que se acorta el periodo de demora del encendido (*AB"C"D"*, Fig. 4-5). Esto se antoja razonable, ya que en el nuevo estado, la actividad molecular es mayor que antes. De esto parece ser que el autoencendido de una *mezcla de gases perfectamente homogénea* es controlada por varios factores:

1. Temperatura
2. Densidad
3. Tiempo: El periodo de inducción
4. La composición: (*a*) La relación combustible-oxígeno
   (*b*) La presencia de gases inertes (o de cualquier sustancia que afecte la reacción química

Si la mezcla no es homogénea estará presente un factor de mezcla:

5. La turbulencia

Supóngase que se estudia una mezcla de aire y combustible definida y homogénea (para eliminar los factores 4 y 5 anteriores). Igual que en la Fig. 4-6 aparecerá una figura ideal de la superficie crítica que separará las etapas explosiva y no explosiva. Por lo tanto, si se mantiene la mezcla a cierta temperatura especificada, ocurrirá el antoencendido solamente si se satisfacen ciertos factores mínimos de densidad y periodo de inducción. Por supuesto, esta figura será completamente ideal: la reacción no se iniciará abruptamente en ningún estado particular; la oxidación del combustible podrá proceder continua y lentamente hasta que la mezcla sea oxidada en productos. (En efecto, en el motor real la reacción de la mezcla antes de la llama se inicia muy al principio de la carrera de compresión y continúa en proporción acelerada a medida que la temperatura y la presión aumentan.) No obstante este criterio, la Fig. 4-6 ayuda a visualizar los factores que controlan el antoencendido.

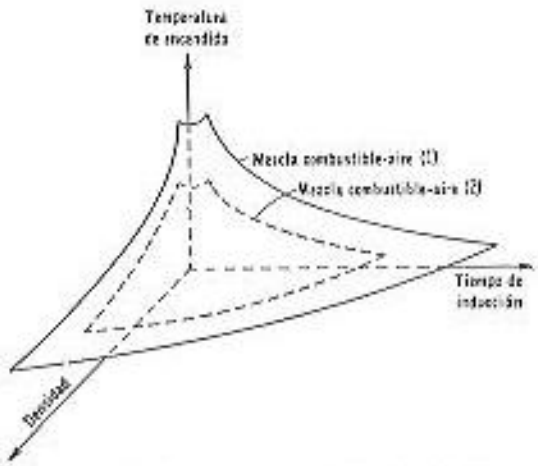


FIG. 4-6. Esquema para ilustrar las relaciones ideales de temperatura, densidad y tiempo para una mezcla definida de combustible-aire. Autoencendido arriba de la superficie; no autoencendido abajo de la superficie

Es usual y conveniente hablar de la *temperatura de encendido por sí misma* (SIT) de la mezcla, sin embargo, como se ve en la Fig. 4-6, tal concepto es falso porque la reacción puede ocurrir a diferentes temperaturas. Nótese también que el término *demora del encendido* goza del mismo defecto y, además, tiene poco significado, a menos que ocurra una reacción abrupta. A pesar de esta ambigüedad, se usarán las abreviaturas SIT e ID en sentido cualitativo para representar el proceso de la combustión y ciertos aspectos de la misma.

4-11. El fenómeno de la combustión en el motor ECH. El proceso de combustión explicado en el Art. 4-9, ocurre raramente en un motor verdadero sin algún vestigio de *autoencendido*. Luego, el gas al frente de la llama normal es comprimido por la dilatación de la mezcla quemada y como consecuencia aumentan su temperatura y su densidad [Ec. (4-9)]. Si dicha temperatura excediera a la de autoencendido y se mantuvieran a ella, o superior a ella, los gases no quemados durante la demora del encendido, entonces el autoencendido o encendido espontáneo ocurrirá en varios puntos pequeñísi-

mos (*a* en la Fig. 4-7) que se convertirán, a su vez, en los originadores de él.

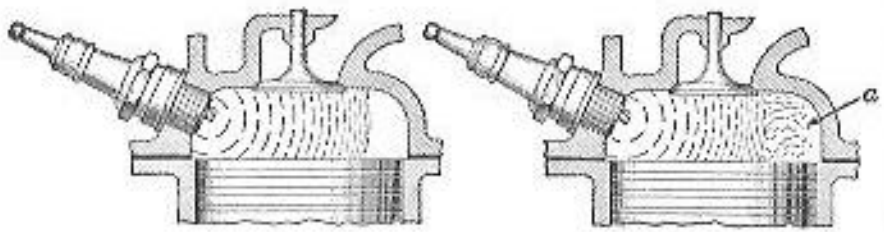


FIG. 4-7. Golpeteo en el motor ECH

El proceso de autoencendido puede seguir distintas trayectorias. En algunos casos la llama se propaga, partiendo de cada punto local de encendido con velocidades del mismo orden (o bien, mucho mayores, digamos, varios cientos de metros por segundo) que la normal para su propagación (Fig. 4-13*b*, *c*). De aquí que la combustión y la expansión de cada elemento de la mezcla ocurre más o menos al unísono y, por lo tanto, la presión, aun cuando aumenta con rapidez, es esencialmente uniforme en toda la cámara. Sin embargo, la liberación de la energía es mucho más rápida que en la combustión normal como consecuencia de la multiplicidad de los frentes de la llama. Esta liberación rápida de la energía quizá ocasione vibraciones en la estructura del motor.

Por otra parte, el antoencendido puede ocurrir en diferentes puntos con velocidad explosiva. En este caso, la dilatación de los elementos inflamados, si no va al paso con la rápida liberación de la energía aparecerá momentáneamente en la cámara una elevación localizada de presión. Luego, superpuesta a la elevación total de la presión, habrá diferencias localizadas provenientes de las explosiones casi instantáneas, de partes de la mezcla (Fig. 4-13*a*). La diferencia de las presiones localizadas, si es pequeña viajará a través de la cámara a la velocidad acústica (Art. 3-22), siendo reflejada atrás y al frente por las paredes de la cámara (en la misma forma que un eco en un local). El gas en la cámara será comprimido y dilatado alternativamente por la onda de presión, hasta que se restablece el equilibrio, como se ve en la Fig. 4-8. La frecuencia de este disturbio depende de la velocidad de la onda y de las dimensiones físicas de la cámara que ocasiona las múltiples reflexiones. De donde se infiere que en las cámaras pequeñas se tendrán

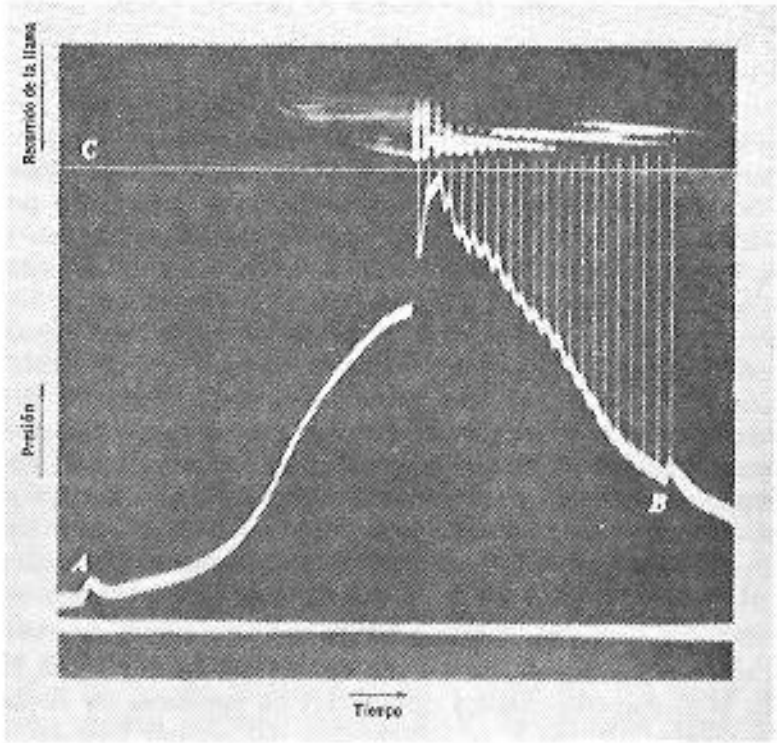


FIG. 4-8. Vibraciones del gas, provenientes del autoencendido en un motor ECH, tal y como se muestra en un diagrama presión-tiempo (trazo inferior) y mediante la fotografía de la llama (trazo superior). Aire teórico 80%; avance de la chispa, 40 grados antes del PMS; estrangulación completa; A, encendido; *B*, 91 grados después de encendido; la fotografía proviene de una cinta de película pasando por una ventana de cuarzo en la cámara de combustión. (Cortesía de Lloyd Withrow and General Motors Corp.)

vibraciones de altas frecuencias y que las bajas frecuencias estarán asociadas a las cámaras grandes. (En los motores automotrices la frecuencia de vibración del gas es del orden de los 5 000 ciclos por segundo.) Estas perturbaciones fuerzan a las paredes de la cámara de combustión a vibrar a la misma frecuencia que la del gas.

No obstante que en los párrafos anteriores se han explicado dos secuencias diferentes del autoencendido, lo más probable es que las vibraciones del gas estén presentes invariablemente. En el proceso normal de combustión existirá una diferencia de presión pequeña, pero finita, como condición para que se propague el frente de la

llama. Entonces, siempre que ocurra el antoencendido, invariablemente aparecerá una diferencia de presión debida a la liberación espontánea de la energía, aun cuando tal diferencia sea pequeña y no detectable por los dispositivos usuales medidores de presión.

En suma, cuando ocurre el autoencendido se presentan dos tipos diferentes de vibraciones. En un caso se autoenciende una gran cantidad de mezcla, ocasionando así un rápido aumento en la presión en *toda* la cámara de combustión, que repercutirá como un golpe directo sobre la estructura del motor. El oído detectará el sonido o golpe de un cuerpo contra otro, proveniente del impacto y, consecuentemente, de las vibraciones libres de las partes del motor. En otro caso, habrá una gran *diferencia* de presión en la cámara de combustión y la *vibración resultante del gas*, forzará a las paredes de la cámara a vibrar a su misma frecuencia. Después de esto, será evidentemente audible un sonido como el silbido de una bala (*ping*). Por supuesto que ambos (o todos) de esos ruidos usualmente se sobreponen cuando un motor golpetea.

El problema es definir qué se entiende con los términos *golpeteo* y *detonación*. Si el golpeteo implica autoencendido, se presentará su severidad con una variedad infinita de valores, siendo necesaria la fotografía de alta velocidad del proceso de combustión para identificarlo. Si el golpeteo implica diferencias de presiones en el proceso de combustión, entonces la sensibilidad del equipo medidor de la presión será un factor para definirlo. Si el golpeteo implica ruido, entonces la sensibilidad del oído interviene en el problema. En consecuencia, debido a la complejidad del proceso de combustión, se entiende que no hay una definición completamente satisfactoria para el golpeteo o la detonación. En términos generales, *el golpeteo y la detonación son términos usados para significar cualquier sonido desusual que aparece, debido al autoencendido, en el proceso de combustión.* En la práctica automotriz, *el límite del gopeteo o el límite de la detonación* se definen como un impacto que se hace aparente en un local de pruebas, silencioso. En motores de aviación, dicho límite será completamente inaudible por el alto nivel de ruido del equipo asociado. En este caso, los valores máximos o picos de la vibración son atribuibles al motor y aun cuando, muy arbitrariamente, se especifica cierto nivel de golpeteo como objetable.

Los términos *golpeteo y detonación* se emplean como sinónimos en este texto y en la literatura técnica. Sin embargo, *en las páginas siguientes se reservará el término detonación para indicar específicamente la existencia de la diferencia de presión y, por lo tanto, la existencia de vibraciones del gas.*

El término golpeteo se empleará, generalmente, para incluir todos los fenómenos que provienen del autoencendido.

Se observará que en el proceso normal de combustión (sin autoencendido), es posible que la vibración de las partes del motor produzcan un sonido de tamborileo, que se hace evidente. Entonces, con la elevación de la presión y la disminución de la combustión, los órganos del motor tenderán a flexionarse aumentando los ruidos vibratorios aun cuando no se manifieste el autoencendido. Un motor en estas condiciones, se dice que está "mal acabado", lo cual es corregido usualmente rediseñando las partes vibratorias para obtener mayor rigidez (Art. 5-7).

Una de las metas en el proceso de combustión es la de quemar la mezcla antes de que el émbolo avance en su carrera de expansión. De aquí que sea conveniente un autoencendido ligero, que acelere el proceso de combustión, en el instante en que la velocidad de la llama comienza a disminuir (Art. 4-9). De hecho, se obtiene la máxima potencia con el motor ECH común (y con combustible común) cuando se ajusta la chispa en un punto de golpeteo escasamente audible. De todos modos, los ascensos de presión que engendran el golpeteo son impactos sobre la estructura del motor que al ser muy severos originan deterioros. El movimiento vibratorio de los gases restriega las paredes de la cámara de combustión aumentando así las pérdidas de calor que pasa al refrigerante. Adviértase también que las ondas de presión, provenientes de la detonación, tenderán, momentáneamente, a comprimir y elevar la temperatura de los gases hasta valores mayores. En vista de que la temperatura en la bujía es muy elevada (Art. 4-9), cualquier otro aumento en torno a ella es indeseable. En esa región o en cualquiera otra en la cámara, tiende a formarse un punto caliente que ocasiona un encendido anticipado a la acción de la chispa de la bujía. Al encendido anticipado, proveniente de un punto caliente, se le llama preencendido, porque la llama se inicia antes de que ocurra el chispazo. El preencendido produce temperaturas y presiones aún mayores en el gas final, que las obtenidas mediante el encendido normal por el hecho de aparecer prematuramente en la carrera de compresión. En consecuencia, el preencendido se anticipa al autoencendido y el autoencendido estimula al preencendido. Por otra parte, el proceso normal de incendio de los gases podrá ser complementado, además, por un *encendido superficial*, ocasionado por depósitos de la com-

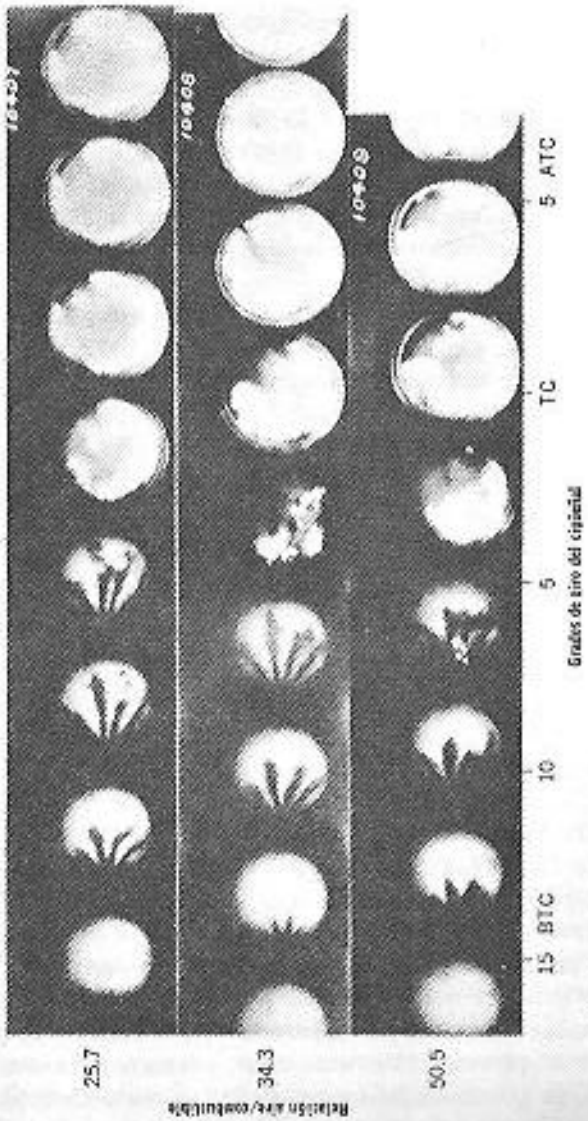


FIG. 4-9. Fotografías de la combustión en motor EC. (De Rothrock and Waldron, NACA Report, 545, 1936)

bustión sobre las paredes de la cámara o por una válvula de escape caliente, propagándose diferentes llamas a través de la cámara. Debe hacerse hincapié en que siendo la bujía la fuente principal del preencendido no ocasiona el encendido superficial porque la llama pasa a través del gas próximo a ella.

Será de interés calcular, aproximadamente, la presión y temperatura máximas que pueden alcanzarse con la detonación. Supóngase que el último elemento al que debe llegar la llama, se incendia (explota) a volumen constante (en vez de incendiarse lentamente, a presión constante, como se estableció en el Art. 4-9). En este ejemplo, la elevación de temperatura será un tanto mayor que anteriormente, porque se ha supuesto que el elemento no se dilata y, por lo tanto, la liberación de la energía va totalmente a aumentar la temperatura. Luego, para el calentamiento de los gases perfectos a presión constante:

$$\text{energía añadida} = cm_p\Delta t$$

en tanto que si fuera a ser liberada la misma energía química, a volumen constante

$$\text{energía añadida} = cm_v\Delta t_{v=c}$$

y de aquí

$$\Delta t_{v=c} = k\Delta t \tag{4-11}$$

Con este valor de Δt y la Ec. 4-10),

$$T_{2\ \text{gas final}} = T_2\left(\frac{p_{final}}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} + k\Delta t \tag{4-12}$$

Cuando se sustituyen las condiciones del Art. 4-9 en la Ec. (4-12) se encuentra que:

$$T_{2\ \text{gas final}} = 2\,933°\text{K}\ (5\,370°\text{R})$$

Pero, aun cuando la temperatura no ha sido afectada grandemente, aumenta radicalmente la presión porque a volumen constante

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)$$

en la que p_1 es la presión antes de la combustión a volumen constante del último elemento y, por ello, $p_1 = p_{final}$ del Art. 4-9; en tanto que T_1 es la temperatura dada por la Ec. (4-9). Suponiendo que $p_1 = 31.16$ kg/cm² (500 lb/plg² abs), $T_1 = 816°\text{K}$ (1 470°R); $T_2 = 2\,933°\text{K}$ (5 370°R) resulta

$$p = 128\ \text{kg/cm}^2\ (1\,828\ \text{lb/plg}^2\ \text{abs})$$

Seguramente este valor límite no se obtendrá en el motor real porque: (*a*) es inevitable alguna dilatación del elemento final; (*b*) al primer máximo de la presión de la Fig. 4-8 corresponderá un incremento en la misma y, por lo tanto, será de escasa duración al ser rápidamente reducido en sus múltiples viajes a través de la cámara; (*c*) el elemento final tendrá una masa casi cero

y, por lo mismo, la energía liberada será casi cero. (Si se selecciona un elemento final mayor, se nota que la presión será menor antes de la detonación, por lo cual la presión detonante será menor que los valores límites determinados arriba.)

Es oportuno recordar también que, en el caso teórico, los valores del equilibrio[3] final de la presión y la temperatura en la cámara de combustión a volumen constante serán exactamente los mismos si la mezcla explota totalmente a volumen constante, parcialmente a volumen constante o que cada elemento se queme a presión constante (con la presión elevándose constantemente). La prueba de lo expuesto se hace evidente por la Primera Ley

$$Q - W = \Delta U \qquad (3\text{-}3)$$

Al no haber trabajo transferido en ninguno de estos sistemas adiabáticos

$$U_{\text{de los productos}} = U_{\text{de la mezcla}}$$

que es una igualdad independiente de la serie de estados efectivamente encontrados en los diferentes procesos (Art. 4-8).

4-12. Combustión en el motor EC. En el motor EC solamente se comprime aire en la carrera de compresión, llevándolo a altas temperaturas. A continuación se introducen a la cámara de combustión, como se ilustra en la Fig. 4-9, uno o más chorros de combustible comprimido a presiones de 105.4-2 109 kg/cm² (1 500-30 000 lb/plg² abs). En estas condiciones el chorro se desintegra en un núcleo de combustible rodeado por una cubierta con partículas de aire y combustible pulverizados (Fig. 4-10*a*). Esta última zona es formada tanto por la atomización como por la vaporización del combustible, así como por la turbulencia del aire en la cámara de combustión al pasar a través del chorro y arrastrar las partículas de combustible del núcleo (Fig. 4-10*b*). En alguna parte de la cubierta pulverizada se formará una mezcla de aire y combustible haciéndose inminente la oxidación. Este periodo de *demora física* es el lapso entre el comienzo de la inyección y el logro de las condiciones de la reacción química. En este periodo de demora física el combustible es atomizado, vaporizado, mezclado con el aire y aumentado de temperatura. En la siguiente etapa, llamada *demora química*, la reacción se inicia lentamente y en seguida se acelera hasta que ocurre la inflamación o encendido (más o menos 5 grados antes del PMS en la Fig. 4-9). En algún punto, o en muchos puntos, aparece la llama; pero en lugar de la propagación ordenada a lo largo de un frente definido podrán explotar o incendiarse áreas enteras debido a la acumulación de combustible en la cámara durante

[3] En este caso los gases deberán ser bien mezclados para evitar el gradiente de temperatura del Art. 4-9. Sin embargo, las pérdidas por esta razón son insignificantes.

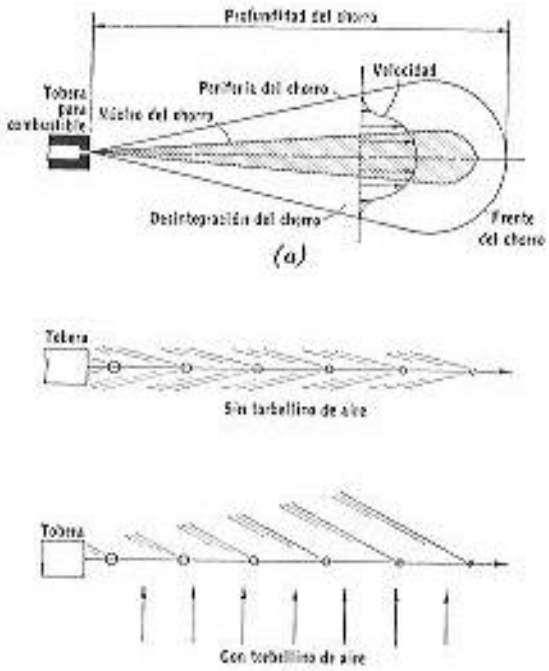


FIG. 4-10. Análisis esquemático de la desintegración de un chorro de combustible. [(*a*) por K. Neumann, de la Ref. 5; (*b*) de Dickse, *Trans. SAE*, enero, 1949)]

el periodo de demora. Considérese que la mezcla en el motor EC no es homogénea (como lo es en el motor ECH), pero sí muy heterogénea; existen regiones con gotitas de combustible solamente, con vapores de combustible, pero sin aire, con aire solamente y con mezclas de combustible-aire (Fig. 4-11). Cuando el encendido comienza en una región que contiene, tanto combustible como aire, la llama se propagará si la región de la mezcla es continua. Sin embargo, las regiones adyacentes al margen del autoencendido pueden, a su vez, incendiarse por el calor transferido de la región que se está quemando. En cualquier caso, será difícil distinguir entre la propagación de la llama y el autoencendido que, por supuesto, es asistido por las altas temperaturas que se generan en la cámara.

El nombre *demora del encendido* se asigna al tiempo consumido por ambas demoras, tanto la física como la química. (Entiéndase que la demora del encendido en el motor ECH equivale esencial-

mente a la demora química del motor EC, sin embargo, debe admitirse que la división exacta de las demoras en dos partes es imposible, en vista de la complejidad del proceso.) Para combustibles ligeros, la demora física es pequeña, en tanto que para los pesados, viscosos, la demora física puede ser el factor de control. La demora física se reduce grandemente mediante el empleo de presiones de inyección elevadas y gran turbulencia, facilitando la desintegración del chorro.

En la mayoría de los motores EC la demora del encendido es menor que la duración de la inyección. Por lo cual el periodo de combustión puede considerarse dividido en cuatro etapas:

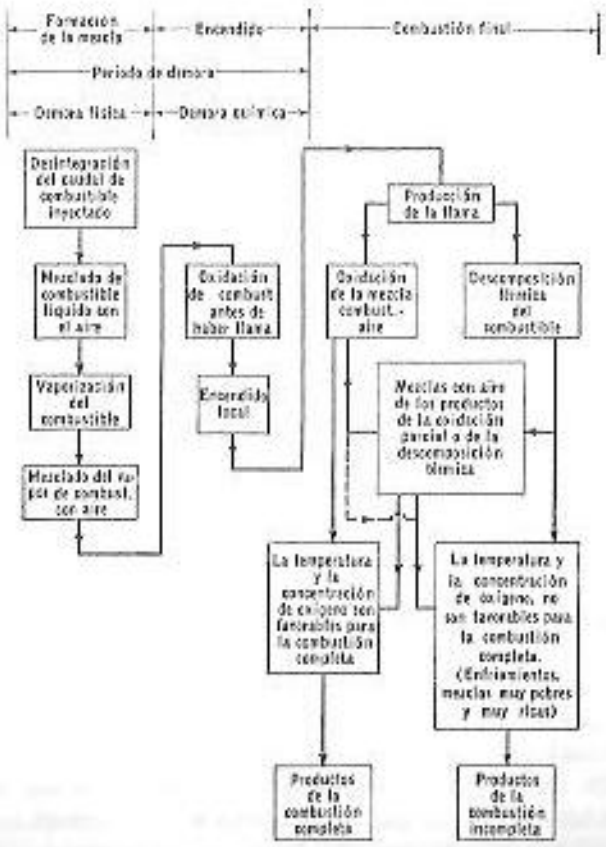


FIG. 4-11. Esquema del proceso de combustión en el motor diesel. (De Elliot, Ref. 5)

1. Demora del encendido
2. Elevación rápida de la presión
3. Presión controlada o elevación constante de la presión
4. Incendio en la carrera de expansión

En cuyo caso se presenta la rápida elevación de la presión como consecuencia de las miriadas de puntos de incendio y la acumulación del combustible durante el periodo de demora. Continuando esta etapa, se inyecta la porción final del combustible dentro de la llama y, consecuentemente, la combustión de esta porción es regulada un tanto por la rapidez de la inyección. En vista de que el proceso está muy lejos de ser homogéneo continúa la combustión cuando ya se inició la carrera de expansión. Este incendio continuado puede llamarse la cuarta etapa de combustión.

En el motor ECH el encendido ocurre en un punto, con la consiguiente elevación lenta de la presión: en el motor EC el encendido tiene lugar en muchos puntos y también con la consiguiente elevación rápida de la presión. Por esta razón la chispa aparece anticipada durante la carrera de compresión (digamos 30 grados antes del PMS) igual que como se realiza la inyección en un motor semejante, pero EC (digamos 15 grados antes del PMS).

En el motor ECH la velocidad de la llama era controlada principalmente por la turbulencia creada antes de iniciarse la combustión, dicha turbulencia se llama *turbulencia primaria*. En el motor EC la turbulencia primaria ayuda a la desintegración del chorro del combustible y sigue entremezclando las porciones de la mezcla, las incendiadas y las no incendiadas. Sin embargo, la mayoría de los motores EC que dependen de la turbulencia primaria son limitados a trabajar a bajas velocidades con respecto a los motores ECH, debido a su mezcla heterogénea.

4-13. Golpeteo en el motor EC. En los motores ECH, es relativamente fácil distinguir entre el funcionamiento con y sin golpeteo si solamente la sensibilidad del oído es el recurso para hacer una distinción aceptable. Es la porción final de la mezcla la que puede autoencenderse y si aparece el golpeteo, esto sucederá al final del proceso de combustión. En el motor EC serán aparentes las características totalmente opuestas. El combustible es inyectado en el seno del aire caliente y la combustión se *inicia* con autoencendido. Por lo tanto, si son aparentes los disturbios de presión, ése será el principio del periodo de combustión, que es el de golpeteo. Pero en el motor EC como el encendido se logra por autoencendido, el efecto

de golpeteo es más inevitable que en el motor ECH. Por supuesto que este postulado no implica que siempre resulte un golpeteo audible, pero sí implica que el autoencendido es la condición esencial para establecer una diferencia de presión o una rápida elevación de presión en la cámara.

Es de notarse que la severidad del aumento de presión sobre el encendido dependerá de la extensión de la demora del encendido (lo mismo que sobre la temperatura de autoencendido). Esto es cierto porque la inyección del combustible se hace durante un periodo relativamente grande. Si el combustible tiene un periodo de demora demasiado grande, se inyectará una mayor cantidad que se acumula en la cámara durante el periodo de demora. El autoencendido tenderá a ser incontrolablemente rápido por esa cantidad de mezcla a alta temperatura acumulada en la cámara de combustión. Por lo tanto, si se ha de evitar el golpeteo, un buen combustible de EC debe tener una demora del encendido (ID) corta y una temperatura de autoencendido (SIT) baja.

4-14. Combustión en la turbina de gas. El proceso de combustión en el quemador de la turbina de gas (Fig. 1-14) es un proceso de flujo continuo, siendo el problema mantener una *llama estacionaria* sobre límites muy amplios de las relaciones totales de aire combustible. (En los motores ECH y EC las llamas no eran estacionarias, pero se propagaban en una o en otra forma en toda la cámara.) Pueden reconocerse tres velocidades diferentes:

1. V_s, la *velocidad* absoluta del frente de la llama (velocidad de la llama) normal a ella misma (como en la Fig. 4-3).
2. V_g, la velocidad del gas; la velocidad absoluta de los gases no quemados, normal al frente de la llama.
3. V_n, *la velocidad normal de combustión o de encendido o velocidad de transformación.*

Entonces, por definición:

$$V_s = V_g + V_n \qquad (4\text{-}13)$$

Nótese que la velocidad de incendio, a diferencia de las otras, es una propiedad de la mezcla y depende de la velocidad[4] de la reacción química llamada combustión. Con estas definiciones el requisito para una llama estacionaria es:

$$V_s = 0 \quad o \quad V_g = -V_n \qquad (4\text{-}14)$$

[4] Art. 4-9.

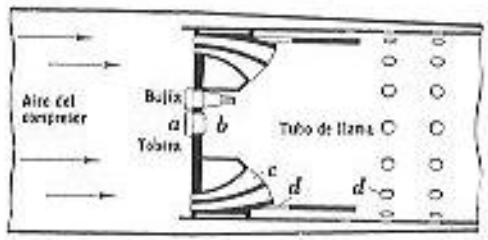


FIG. 4-12. Quemador, tipo bote de lata, para turbina de gas. (De Mock, *Trans. SAE*, mayo, 1946)

En general, se encuentra que:

1. Las velocidades de incendio aumentan a medida que aumenta la temperatura de los gases no quemados.
2. El valor de las relaciones aire-combustible para el incendio estable, aumenta a medida que aumenta la temperatura o la presión de los gases no quemados.

Considérese una tobera inyectando combustible en el seno de una corriente de aire en movimiento dentro de una cámara de combustión de flujo estable. Si el aire se mueve a velocidades mucho mayores que la velocidad de combustión, la llama se saldrá de la cámara; si el aire se mueve a velocidades menores que la de combustión, la llama viajará hacia el extremo de la tobera y se extinguirá. (Esta conclusión es correcta sólo parcialmente; luego, a medida que la llama se acerque al extremo de la tobera, la relación aire-combustible cambiará y la mezcla se volverá completamente heterogénea a causa de la presencia de partículas de combustible, por lo cual disminuye también la velocidad de la combustión). Por lo tanto, se hace evidente el problema para el quemador de la turbina de gas: Deberá ser capaz de mantener una combustión continua, a pesar de los cambios en la relación aire-combustible, en la presión, en la temperatura y en la rapidez del flujo de masas.

Uno de los diseños para quemador es el *tipo de bote de lata*, ilustrado en la Fig. 4-12. Se coloca en el ducto principal del aire, entre el compresor y la turbina, un *tubo cilíndrico para la llama*. En la copa central *b* se coloca una tobera *a* alimentándole a la copa aire a baja velocidad por *c*. En esta forma se *estabiliza* la llama colocando a la tobera en una región en donde la velocidad de la corriente de aire es baja y la velocidad de la combustión puede mantener una llama estacionaria. Cuando se inyecta una mayor cantidad de combustible, se recibe aire a mayor velocidad a través

de los agujeros alimentadores *d*. La mezcla resultante puede moverse más rápidamente que la velocidad de combustión, pero esto no tiene importancia porque la llama se introduce continuamente desde la zona piloto. Luego, a medida que aumenta la velocidad, también aumenta el volumen de la llama debido a las mayores velocidades del gas. El aire total admitido para la combustión se llama *aire primario* alcanzándose temperaturas de 1 650°C (3 000°F). Para reducir estas temperaturas a valores seguros entra a la cámara de combustión un aire *secundario* por los agujeros radiales en el tubo de la llama mezclándose con los productos de la combustión. También puede emplearse el principio de la llama piloto sin los detalles de construcción del quemador tipo bote de lata. Para esto se dirige una llama auxiliar a contracorriente, o bien se dispone de un cuerpo caliente para suplir a la zona piloto. Puede colocarse un obstáculo en la corriente de la mezcla combustible a alta velocidad, formándose atrás de esta represa una excitación turbulenta de baja velocidad. Con esta excitación se tendrá una llama que es mantenida por la mezcla fresca inducida por remolinos dentro de la región de baja velocidad. Dichos obstáculos son llamados *mantenedores de llama* o *anclas de llama*.

4-15. Detalles de la química de la combustión. Para mejor entendimiento del proceso de combustión, son de importancia ciertos aspectos de la estructura química y molecular. En vista de que la mayoría de los tratados sobre combustión son escritos para aquellos que están familiarizados con el campo de la química, se hará aquí un resumen de los conceptos básicos con objeto de que el significado de la teoría de la combustión sea completamente valorizado por el ingeniero.

RADICALES. Todos los compuestos químicos se forman a partir de dos o más *radicales*. Radical es el nombre que se da a un átomo o a un grupo de átomos que pueden permanecer invariables, o bien, ser reemplazados por otro radical en una reacción química. Por lo tanto, un radical se comporta en una reacción química como si fuera un solo átomo. Por lo dicho, el H_2O puede considerarse como una combinación de dos radicales: el *radical hidrógeno* H y el *radical hidróxilo* OH; o bien, pueden encararse tres radicales: dos radicales hidrógeno H y un radical oxígeno O. Los componentes orgánicos (o poseedores de carbono) están formados, en su totalidad o en parte, por dos *radicales orgánicos*. Una familia de radicales orgánicos, que frecuentemente es mencionada, tiene la fórmula general:

$$C_nH_{2n+1} \qquad (4\text{-}15a)$$

Los nombres de los radicales o *grupos* en esta familia corresponden al código siguiente:

$n = 1$ metil		$n = 3$ propil	(4-15*b*)
2 etil		4 butil	

Es posible el aislamiento[5] de los radicales como una sola sustancia, aun cuando la vida de tales partículas es limitada.

IONES. Se llama *ion* a un radical que soporta una carga eléctrica. En el caso más simple se sabe que el átomo de hidrógeno H consta de un protón y un electrón. Si aparece un átomo de hidrógeno sin el electrón (por ejemplo, en un chispazo de descarga eléctrica), la partícula se llama un *ion positivo*. Por lo tanto, el hidrógeno podrá existir como una molécula H_2, como un átomo H (con protón y electrón), y como un ion positivo H^+ o H_2^+ y aun H_3^+. Que los iones jueguen o no un papel importante en la combustión, es una cuestión debatible; es de creerse que su papel es relativamente insignificante.[6]

REACCIÓN SUPERFICIAL. Algunas reacciones se catalizan por la presencia de una superficie; esto es, que es necesaria una superficie de área definida, por volumen de mezcla antes de que ocurra la reacción. También el material de la superficie juega un papel importante. El mecanismo exacto de las superficies en estas reacciones es desconocido. Posiblemente uno o más de los gases son absorbidos[7] en la superficie uniéndose con el metal, o bien uniéndose unos con otros; de cualquier forma es un motivo para que les proporcione nuevas propiedades químicas. Otra teoría indica que el gas puede desintegrarse en la superficie y formar una película atómica o radical que, a su vez, proporcionará una corriente de átomos o radicales a la reacción; en este caso, como en el anterior, pueden participar varios gases de la acción de la superficie.

DESCOMPOSICIÓN PIROGÉNICA. Cuando un hidrocarburo es expuesto a las altas temperaturas en ausencia del oxígeno, puede desintegrarse o romperse en dos o más moléculas pequeñas (Art. 8-4). De esta descomposición pueden resultar radicales libres.

4-16. Teorías de la combustión. Cuando se mezcla combustible con aire a la temperatura ambiente, se observa, generalmente, que la reacción es extremadamente lenta. Una teoría para explicar esta inacción, supone que las colisiones entre moléculas no ocasionan la formación de una nueva molécula, a menos que las moléculas en colisión posean energía en exceso, de un valor mínimo, llamada *energía de activación*. Mediante esta teoría, la rapidez de la reacción podrá elevarse aumentando la concentración de las moléculas (aumentando la presión), incrementando en esa forma la frecuencia de las colisiones moleculares; también será posible aumentarla,

[5] Ref. 14.
[6] Refs. 1 y 2.
[7] Art. 8-4.

elevando la temperatura, en cuyo caso se aumentará el número de moléculas con energía en exceso. Con este concepto en mente, considérese que se coloca a la mezcla en un recipiente adiabático. Cuando ocurre la reacción se libera la energía y se aumenta la temperatura. Pero a esta temperatura mayor aumenta la reacción, por lo cual se libera mayor energía. Consecuentemente, la rapidez de la reacción es acelerada continuamente por el aumento de temperatura pudiendo ocurrir una explosión. Esta es la *teoría térmica* de la explosión.

Se ha encontrado experimentalmente que si se disminuye la presión de una mezcla oxígeno-hidrógeno a temperatura constante, disminuye invariablemente la rapidez de la reacción (esto concuerda con la explicación térmica) hasta que se alcanza una presión en la que ocurre la reacción a velocidades explosivas. ¡A presiones todavía menores, se encuentra un límite inferior de explosión abajo del cual la reacción no es explosiva! Es claro que el concepto de la teoría térmica es inadecuado para explicar estos (y otros) fenómenos nuevos.

Sin embargo, la reacción puede iniciarse en las formas siguientes: Supóngase que una molécula de hidrógeno experimenta una colisión y se vuelve altamente activa; se concibe que la molécula altamente activada podrá desintegrarse en dos átomos de hidrógeno. También es posible para las moléculas de hidrógeno y oxígeno, sufrir ya sea una reacción de parte de las paredes o bien a altas temperaturas una reacción de fase gas para formar peróxido de hidrógeno, el cual se desintegra en seguida en los radicales hidroxilos:

$$H_2 + O_2 \longrightarrow H_2O_2 \longrightarrow 2\ OH$$

Con la apariencia de radicales[1] sirviendo como centros activos, la formación de H_2O podrá resultar de muchas reacciones; dos de éstas son:

$$OH + H_2 \longrightarrow H_2O + H \qquad (a)$$
$$H + O_2 \longrightarrow OH + O \qquad (b)$$

Nótese que el radical OH, formado por la reacción de la Ec. (*b*), es utilizable para la reacción de la Ec. (*a*). Es decir, un radical OH es capaz de formar n moléculas de H_2O si se regenera n veces antes de que alguna colisión extraña ocasione su desaparición. Una

[1] En el motor EC se inyecta combustible en el seno de aire extremadamente caliente, y la posibilidad de formar radicales desintegrando al combustible es muy plausible.

reacción se llama *reacción en cadena* si los radicales que reaccionan son regenerados durante el proceso. A dichos radicales se les llama *portadores de cadena*. La velocidad de la reacción será controlada por el número de portadores de cadena inicialmente presentes y por la *longitud* de la cadena, esto es, el número (n) de regeneraciones sufridas por el portador antes de su destrucción. Véase que el átomo de O formado en la Ec. (*b*) puede reaccionar con H_2:

$$O + H_2 \longrightarrow OH + H \qquad (c)$$

proporcionando así portadores para dos o más cadenas. Las ecuaciones (*b*) y (*c*) se llaman reacciones de cadena ramificada porque se multiplican los portadores. La velocidad de la reacción será aumentada enormemente (y a temperatura constante) por dichas reacciones. Por otra parte, los portadores de cadena pueden ser destruidos:

$$\begin{aligned} OH + \text{superficie} &\longrightarrow H_2,\ O_2,\ \text{o}\ H_2O \\ H\ \text{u}\ O + \text{superficie} &\longrightarrow H_2\ \text{u}\ O_2 \end{aligned} \qquad (d)$$

Estos son ejemplos de reacciones de *desdoblamiento de cadenas*. La cadena puede también desdoblarse por otros métodos, por ejemplo, por la colisión de los radicales con moléculas no reactivas o inertes (tales como el N_2 en el aire). Por lo tanto, no necesita ser involucrada una superficie en una reacción en cadena desdoblada, la cual puede estar enteramente en la fase del gas.

La teoría de la reacción en cadena sobre la formación de H_2O como consecuencia de los portadores de cadena, explica la evidencia experimental que muestra que las mezclas de hidrógeno y oxígeno explotan a bajas presiones y reaccionan sólo moderadamente a ciertas presiones mayores. Si la reacción en cadena es favorecida por una disminución en la presión, o si una reacción de cadena ramificada se inicia por una disminución en la presión, las reacciones desdobladoras como la mostrada en la Ec. (*d*) arriba, podrá romper la cadena presentándose una región no explosiva. La premisa de esta explicación es que la velocidad es regulada por la longitud y número de las cadenas que pueden formularse, así como por la temperatura y la concentración.

La teoría de la reacción en cadena ayuda a explicar otros fenómenos que aparecen en las reacciones de combustión:

1. La existencia de un "periodo de inducción" (atraso de encendido) en el cual es inconmensurable la reacción.
2. La curiosa dependencia, en muchos casos, de la velocidad de la reacción sobre:

a) La naturaleza y área de las paredes de confinamiento
b) El efecto de los aditivos inertes
c) El efecto de los diminutos vestigios de aditivos que reaccionan.

Sin embargo, un hidrocarburo complejo requiere considerablemente más de una molécula de oxígeno para su completa reacción, esto no implica que una sola molécula de combustible deba chocar simultáneamente con muchas moléculas de oxígeno. En su lugar, probablemente ocurra una colisión bimolecular, siendo oxidado el combustible en parte, para dar lugar a un producto intermedio. Este, a continuación, sufre otras colisiones hasta que, finalmente, después de muchos productos intermedios, se obtiene un estado de casi completa conversión a H_2O y CO_2. Indudablemente el proceso completo consta de un gran número de reacciones en cadena, aun cuando el mecanismo exacto solamente puede ser presupuesto. En vista de que incluso el mecanismo para la conversión del H_2 y el O_2 en H_2O no es comprendido enteramente, se sobreentiende que lo concerniente a reacciones más complejas sea virtualmente desconocido.

4-17. La reacción en cadena y el motor de combustión. Cuando se eleva súbitamente hasta una alta temperatura (digamos, mediante la compresión rápida), una mezcla de hidrocarburo-aire, transcurre un lapso de tiempo antes de que la reacción se haga perceptible. Este periodo de demora del encendido se explica por la teoría de la reacción en cadena, según la cual la mezcla debe ser sensibilizada antes de que ocurra la reacción rápida, mediante la producción de alguna sustancia que sea capaz de generar portacadenas. Esta interpretación adquiere más valor por ciertos fenómenos que influyen profundamente la longitud del periodo de inducción. Por lo tanto, la naturaleza y extensión de las paredes confinantes pueden ejercer una influencia que será positiva o negativa, explicable por el efecto de dichas paredes en lo que puede ser, iniciar las cadenas o romperlas. En la Fig. 14-8 se muestra una cámara de combustión inventada por Ricardo[1] (este principio es empleado en todos los motores modernos ECH). En la vecindad del extremo del gas la cámara presenta una gran superficie para confinar la porción relativamente pequeña de la mezcla. En seguida, a medida que la llama progresa a través de la cámara, el gas final es comprimido hasta una alta presión, aumentando su temperatura. Se puede pensar que la tem-

[1] Ref. 9.

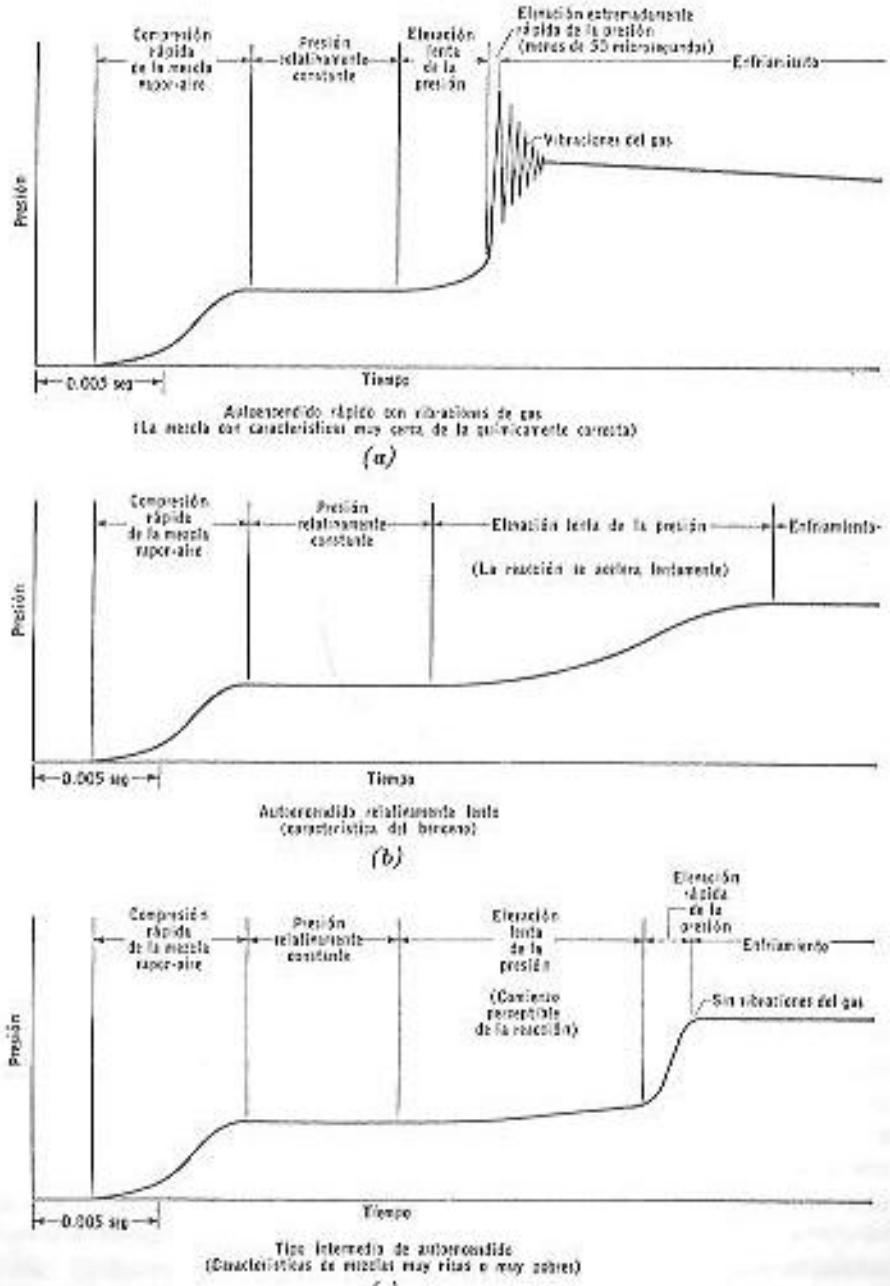


FIG. 4-13. Presión desarrollada contra tiempo con varios grados de severidad del autoencendido. (Trazado con objeto de enfasizar las tendencias mostradas por Taylor, Taylor, Livengood, Russell y Leary en la Ref. 19; no están completamente a escala)

peratura del último gas sea reducida por la gran superficie disponible para transferir calor y, por lo tanto, evitar el autoencendido que la elevaría culminando en el golpeteo. Esto puede ser la explicación térmica (y la más probable[10]). Sin embargo, el tiempo disponible para dicha transferencia de calor, es pequeño y la temperatura (Art. 4-10) es elevada, pudiendo presentarse una vigorosa reacción de preflama. Entonces, es muy posible que el efecto inhibitorio de esta construcción proviene de las reacciones rompecadenas que son estimuladas por las paredes. Otra evidencia apoya este punto de vista. Esto es, que los aditivos metálicos añadidos a un combustible en un motor ECH que golpetea, no producen inmediatamente un cambio evidente del golpeteo. Sin embargo, pasado un tiempo disminuye progresivamente hasta valores menores. En estas condiciones, al emplear un combustible no tratado prevalecerá un golpeteo menor hasta que con el tiempo aumenta continuamente hasta su condición original. La conclusión lógica es que las paredes de la cámara de combustión fueron inhibidas por el aditivo.[11] El caso familiar del tetraetilo de plomo (TEL) es bien conocido. Es así como pequeñas cantidades del TEL (1 o más centímetros cúbicos por galón) pueden añadirse al combustible de un motor ECH sin cambios perceptibles en la velocidad del frente de la llama. Sin embargo, las reacciones de oxidación lenta dentro de la mezcla son afectadas profundamente por el TEL, en la mayoría de los casos, el golpeteo de la combustión se reduce o elimina. En otros casos menos comunes aumenta (Fig. 9-17). En vista de que la cantidad de TEL es extremadamente pequeña, la conclusión lleva a la premisa de que las reacciones, tanto de desdoblamiento de cadena (común), como la de ramificación de cadena, han sido activadas por el aditivo.

Cuando aparece la rápida inflamación del gas final, es difícil decir si la reacción ha sido acelerada por un mecanismo puramente térmico, o bien que el mecanismo en cadena sea la explicación más plausible. La creencia de que las reacciones en cadena sean las causas es reforzada por la evidencia de la Fig. 4-13. En este caso se muestra que cuando las mezclas químicamente correctas son comprimidas rápidamente, aparece un periodo de demora y a continuación la elevación de presión, por lo cual el autoencendido puede ser extremadamente rápido (Fig. 4-13*a*). Pero cuando se prueban benceno y aire, a pesar de que aparece esencialmente el mismo periodo

[10] Arts. 4-2 y 14-3.

[11] Y estos aditivos producen poco efecto en el proceso de combustión EC porque las paredes de la cámara son cubiertas por aire y no por una mezcla combustible-aire.

de inducción, la elevación de presión por sobre el autoencendido es completamente suave (Fig. 4-13*b*). El tipo de la explosión del benceno no puede referirse rápidamente a la teoría térmica con sus predichas velocidades de reacción siempre en aumento. Las conclusiones de los autores de la Ref. 7 es de especial interés (para los combustibles iso-octano, triptano y benceno):

1. El periodo mínimo de demora ocurre en la proximidad de la mezcla químicamente correcta (pero no está definido con precisión).
2. La demora aumenta con relaciones de compresión bajas.
3. Las demoras fueron aproximadamente, iguales en extensión.
4. El benceno tuvo las menores velocidades de reacción.

Un informe posterior (Ref. 19) añadió las siguientes conclusiones:

5. Con mezclas muy pobres o muy ricas, la explosión es relativamente moderada (Fig. 4-13*c*).

Por supuesto, las condiciones de funcionamiento, tales como la temperatura inicial, la relación de compresión y la relación AF pueden ocasionar cambios progresivos en el tipo de explosión, y tales cambios pueden incluso ocurrir erráticamente de ciclo a ciclo.

4-18. Detonación y golpeteo. Varios investigadores[12] han demostrado mediante fotografías de alta velocidad, que el autoencendido de una parte considerable de la mezcla puede no siempre acompañar a las diferencias de presión de suficiente intensidad para ocasionar la detonación del gas (vibraciones del gas). En tales casos, la fracción de la mezcla autoencendida se dilata tan pronto como reacciona. Aun cuando una pequeña parte de la mezcla podrá explotar casi instantáneamente, sin lugar a dudas, la energía liberada por la masa reaccionante será extremadamente pequeña. De aquí que la diferencia de la alta presión si bien presente, no será medible, a menos que se coloque en la misma región un indicador de presión extremadamente sensible. Es absolutamente posible que una gran cantidad de tales elementos reaccionen en el mismo instante ocasionando el nacimiento de un golpeteo severo. Esta es la teoría del autoencendido, para explicar el golpeteo. Quienes objetan[13] dicho concepto, señalan el hecho de que la mezcla no es completamente homogénea y, por esta razón, es remota la posibilidad de que una cantidad suficiente de elementos contiguos reaccionen simultáneamente y ocasionen un golpe perceptible. Proponen una modi-

[12] Principalmente los autores de las Refs. 3 y 11.

ficación de la teoría del autoencendido para incluir un mecanismo sincronizador, que ocasione una reacción súbita y casi simultánea. Dicha sincronización será producida por un gran disturbio de alta presión, *una onda de choque* (Art. 3-23) viajando en la cámara y comprimiendo la carga hasta una presión y temperatura en las cuales la reacción será prácticamente instantánea.

Para examinar esta hipótesis, considérese que la velocidad *sónica o acústica* es, por definición, la velocidad de disturbios infinitamente pequeños de la presión. Sin embargo, si se crea una gran diferencia de presiones, por ejemplo, mediante una explosión, el disturbio viajará a velocidades mayores [Ec. (3-41)] que la del sonido, debido al impulso impartido a los gases que se dilatan. (Por supuesto que tales velocidades vuelven rápidamente hacia los valores sónicos independientemente de que la energía sea suministrada continuamente.) Supóngase que un pequeño elemento explota y crea momentáneamente una alta presión. La discontinuidad de la presión entre el elemento que explota y sus alrededores, originará una onda de choque que avanza en el seno de la mezcla contigua, comprimiéndola hasta una mayor temperatura. Ahora bien, si ocurre la reacción, la energía liberada aumentará la velocidad del frente de choque, así como la diferencia de presión; este choque más poderoso, ocasionará sobre la mezcla que encuentre, una considerable elevación en su temperatura. De aquí que la onda de choque sea acelerada hasta una velocidad extremadamente alta, con la consiguiente alta presión debida a la reacción casi instantánea que ocurre en el frente de choque, a altas temperaturas. Será previsible una velocidad constante y supersónica cuando la liberación de la energía química vaya al unísono con la energía demandada para la propagación del frente de choque. Cuando se alcanzan estas condiciones estables, se llama al disturbio una verdadera *onda de detonación*.

Ahora es conveniente hacer una digresión y explicar que los términos *detonación* y *golpeteo* se usan como sinónimos por la mayoría de los ingenieros, aun cuando para el químicofísico la detonación es la única propagación de la combustión, mediante una onda de choque de velocidad supersónica.

Las ondas de detonación se han estudiado[13] extensamente a bajas presiones, con mezclas combustibles en tubos largos, de área constante. En general, se ha encontrado que es necesaria una gran longitud de tubo, más larga que la longitud de la cámara de combustión, antes de que se establezca la detonación. Si el tubo tiene

[13] Consultar las Refs. 1 y 2.

un aumento brusco en su área, la velocidad de detonación se reduce hasta la velocidad normal de la llama, porque el impulso llevado por el frente de choque es insuficiente para acelerar una masa mayor. Los hidrocarburos y las mezclas de aire, tal y como se usan en los motores de combustión, no detonan en estas pruebas (pero posiblemente a las altas presiones y temperaturas encontradas en el motor no se tenga esta falla). Más aún, las condiciones que ocasionan la detonación en el motor, tendrán el efecto opuesto sobre la detonación en los tubos.

La mayoría de los autorizados no creen que ocurra la verdadera detonación en el proceso de combustión del motor. Sin embargo, por las evidencias[14] fotográficas hay razón para creer que en el proceso de combustión se origina una onda de choque parecida a la detonación. De aquí que se han observado los disturbios de presión viajando a velocidades ligeramente arriba de la sónica y al doble de la sónica [alrededor de 2 134-2 438 m/seg (6 000-7 000 pies/seg) para las condiciones de temperatura en el motor ECH] siendo creíble que las reacciones ocurran en los frentes de choque. El concepto de la onda de choque con o sin combustión como el mecanismo "disparador" para originar el golpeteo, es algo apelable, porque aumenta la probabilidad del autoencendido mutuo de la carga. De todas formas, se llega a la misma conclusión para el efecto del golpeteo sobre el rendimiento del motor exista o no, una onda de detonación durante un instante transitorio. En virtud de que una onda de verdadera detonación queda limitada a una dimensión transversal de la cámara (porque la combustión es la fuerza motriz), una vez que perdure la combustión, el disturbio de la presión degenerará rápidamente hacia un valor menor, que viajará a velocidad cercana a la sónica hacia atrás y hacia adelante a lo largo de la cámara.

Debe subrayarse que no es necesariamente suficiente una sola explicación para el golpeteo o la detonación, ya que es muy posible que acontezcan como consecuencia de una serie de sucesos por ocurrir. Lo más probable es que se requieran varias explicaciones o teorías para exponer todos los aspectos del fenómeno del autoencendido.

4-19. Encendido por chispa.[15] El encendido de la mezcla combustible-aire en el motor ECH, queda asegurado estableciendo un arco eléctrico a través del espacio entre los electrodos de la bujía. Sin embargo, ¿el encendido es el resultado de la sola elevación en temperatura o de un efecto de ionización de la chispa, o de alguna otra influencia activadora? La respuesta exacta a esta

[14] Refs. 3 y 11.
[15] Véase también el Art. 14-9.

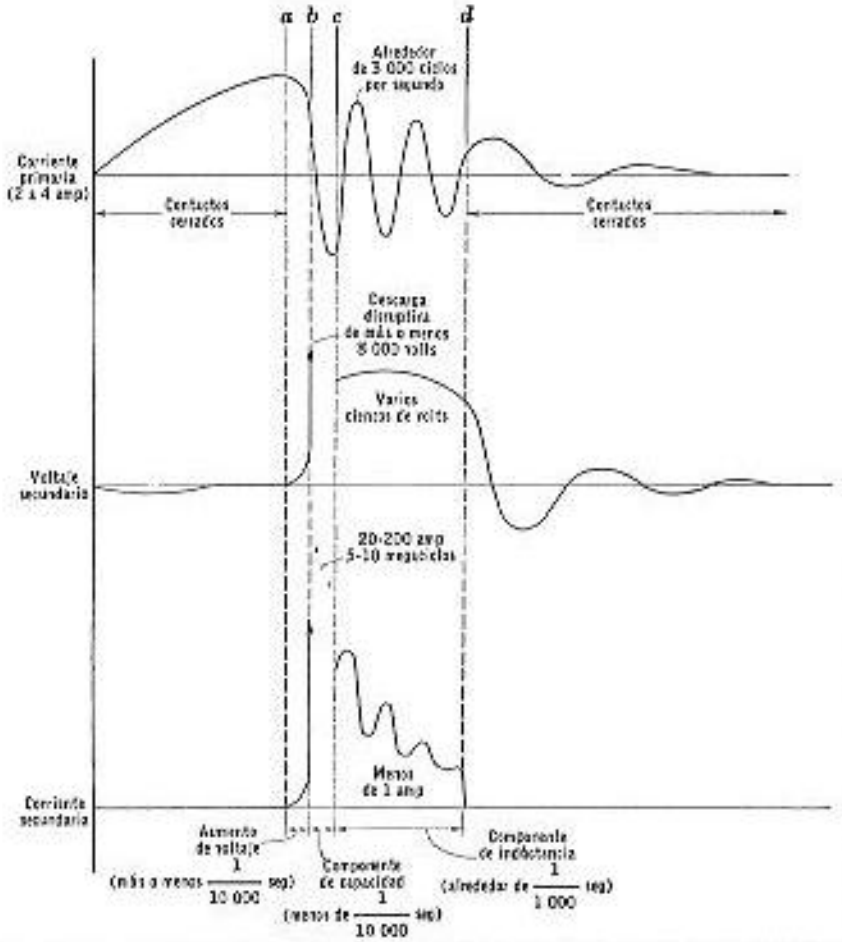


FIG. 4-14. Oscilogramas del circuito de encendido automotriz. (Datos por cortesía de H. Hartzell, Delco-Remy; no están completamente a escala)

pregunta no se puede externar, pero pueden hacerse ciertas consideraciones generales.

Antes de continuar, es conveniente estudiar algunas características eléctricas de la descarga de la chispa. Un arco proporcionado mediante la descarga de un condensador, a través del espacio entre electrodos de la bujía, se caracteriza por una frecuencia extremadamente alta y de duración muy limitada y, por lo tanto, la intensidad de la corriente es bastante elevada. Las descargas de capacitancias, tales como ésta, ocasionan considerable ionización de la mezcla debido a la liberación de gran cantidad de energía en el arco. Por otra parte, si el circuito contiene tanta inductancia como capacitancia (Fig. 14-18),

la frecuencia de estos circuitos resonantes es inferior, comparada con un circuito capacitivo puro, y, por lo tanto, la duración es mayor para disipar igual cantidad de energía. Luego, un arco proveniente de un circuito de este tipo, distribuye su energía en un periodo de tiempo mayor y, por lo tanto, ocasiona menor ionización, pero mayor activación de las moléculas que un arco de capacitancia.

La secuencia de los sucesos que ocurren en el sistema de encendido y en la bujía, se ilustran en la Fig. 4-14. Cuando los platinos se abren (*a*) en el circuito primario, se induce un alto voltaje (*b*) en el circuito secundario que rompe la resistencia del espacio entre electrodos y establece el arco. Curiosamente, surge un disturbio (*bc*) de alta frecuencia (arriba de 10^6 ciclos/seg), porque los conductores que llegan al espacio entre electrodos poseen algo de capacidad e inductancia. Este disturbio transitorio, de escasa duración, se llama la componente de *capacidad*. Por lo cual el voltaje y la corriente (*cd*) siguen las características de los circuitos resonantes primario y secundario con valores relativamente bajos (pero unidireccionales) de voltaje y corriente. Esta etapa del arco se llama la componente de *inductancia*. Ambas componentes pueden eliminarse, prácticamente, del arco. La componente de capacidad se suprime, insertando una alta resistencia (10 000 ohmios) en el conductor de la bujía, anulando así el ligero efecto de capacitancia-inductancia (este es el principio de la resistencia de la bujía). La componente de inductancia puede reducirse hasta cualquier valor volviendo a cerrar los platinos del primario en la etapa deseada del arco. Nótese que con estos ajustes, puede estudiarse en el laboratorio de investigaciones el efecto de una de las dos componentes sobre el encendido.

De pruebas hechas en diferentes mezclas de combustible-aire, parece probable que la componente inductiva es más efectiva para asegurar el encendido (no obstante, en la literatura correspondiente se pueden encontrar puntos de vista y experimentos en conflicto). Jost llega a la conclusión de que como la descarga de baja frecuencia de la componente inductiva proporciona mayor número de átomos y moléculas activadas que la componente de capacidad de alta frecuencia, son las partículas activadas, y no los iones, las que influyen en el encendido. En los motores ECH el sistema de encendido se diseña para proporcionar voltajes más elevados que el valor mínimo de ruptura del espacio entre electrodos. Por esta razón, se garantiza el encendido en el motor mediante la componente de capacidad, siendo la componente inductiva sólo un factor de seguridad.

También debe sentarse como premisa que el encendido es garantizado por la acción térmica de la chispa. Considérese que la energía es añadida por la chispa a un pequeño volumen de la mezcla, la cual es así elevada a una temperatura de encendido con la consecuente liberación de energía química. Esta mezcla podrá disipar calor hacia los gases no quemados con una rapidez verdaderamente grande, debido al elevado gradiente de temperatura. Luego, el encendido continuo de la carga se asegura cuando la proporción de energía química liberada por la combustión es mayor que la proporción de calor disipado por conducción hacia el gas contiguo, porque ahora la temperatura del gas circundante puede ser aumentada progresivamente. Como la conducción de calor desde una esfera de mezcla incendiada está en relación inversa con su radio, es deseable inflamar un mayor volumen de mezcla mediante la chis-

pa. Esto puede hacerse con la mínima cantidad de energía, si la adición de calor es instantánea (debido a la pérdida de calor por conducción). Pero si esta teoría térmica es cierta, la componente de capacidad será más efectiva en el encendido que la componente inductiva, porque se garantiza una mayor proporción de descarga de energía. Como la componente de capacidad es menos efectiva, la teoría térmica del encendido es, probablemente, una parte de la historia completa.

El sistema de encendido se diseña, sabiendo que la temperatura, la ionización y la activación pueden ser todos factores en el funcionamiento con buen éxito del motor, y la comprobación del diseño se establece mediante pruebas experimentales. Por lo cual se ha encontrado deseable un espacio entre electrodos, amplio (Fig. 14-24), especialmente para las condiciones de aceleración parcial. Las razones para este buen éxito pueden imputarse a factores en parte teóricos y en parte mecánicos:

1. La teoría térmica predice que una gran esfera de mezcla incendiada estará menos expuesta a ser extinguida (falla del incendio) que una esfera pequeña, debido a las pérdidas de calor por conducción.
2. Existe una mejor posibilidad de que la mezcla combustible y no los gases inertes, estén presentes en un espacio entre electrodos grande.
3. La mayor superficie de la mezcla inflamada asegura un arranque rápido de la combustión (en un instante en que la velocidad de la llama es muy reducida, Fig. 4-3).

Si se usa el espacio grande entre electrodos con una bujía de resistencia, la componente de capacidad puede eliminarse prácticamente. Nótese que esta eliminación (Fig. 4-14) baja el voltaje medio a través del espacio entre electrodos, puesto que ha sido eliminada la componente de alto potencial. Ya que la resistencia añadida absorbe energía (pérdidas I^2R), será liberada menos energía en el arco. Por estas razones se reduce el "chisporroteo" o erosión del espacio entre electrodos (así como las interferencias de radio ocasionadas por descargas de alta frecuencia). Adviértase que la reducción de la energía en el espacio entre electrodos no aumenta la posibilidad de fallas del incendio, porque la mayor parte de esa energía estaba contenida originalmente en la componente de capacidad, la cual se ha supuesto no es muy efectiva para el encendido.

4-20. Equilibrio químico y disociación. No puede lograrse la temperatura teórica de la combustión completa, que fue calculada en el Art. 4-8 porque la reacción nunca es completa. Por ejemplo, la reacción del monóxido de carbono y el oxígeno produce bióxido de carbono con liberación de energía que eleva la temperatura:

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2 + \text{liberación de energía química latente}$$

Pero el CO_2 se *disocia* especialmente a altas temperaturas, con absorción de energía:

$$CO_2 \rightarrow CO + \tfrac{1}{2}O_2 + \text{energía absorbida}$$

Por consiguiente, en la reacción del monóxido de carbono y el oxígeno se forma CO_2 y aumenta la temperatura. Pero como el CO_2 se disocia en CO y O_2

se alcanza una temperatura límite cuando la reacción tiene la misma relación en ambas direcciones; entonces, la reacción está en *equilibrio químico*:

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftarrows CO_2$$

Esto es, que a cada temperatura están presentes en la mezcla en equilibrio, proporciones definidas de CO, O_2 y CO_2; a temperaturas bajas la proporción de CO_2 es alta, en tanto que a altas temperaturas la proporción de CO_2 es baja. Por esta razón, no puede alcanzarse la temperatura teórica calculada en el supuesto de que la mezcla se convierte completamente en productos, ya que la elevación de temperatura de la combustión limita el grado de plenitud de la reacción y, por lo mismo, limita la liberación de energía química.

En los calorímetros descritos previamente, el equilibrio químico puede evitar que los recipientes alcancen la máxima temperatura, pero esto no tiene importancia, puesto que el factor primordial es asegurar que la primera reacción llegue esencialmente a completarse. Este grado de plenitud se asegura operando el calorímetro a la temperatura ambiente, en la que la disociación de los productos de la combustión es despreciable (y por el suministro de oxígeno en abundancia).

Los productos de la combustión que se disocian son, generalmente, CO_2 y H_2O, pero a temperaturas muy elevadas puede estar presente también la disociación molecular para los átomos.

Cuando existe el equilibrio químico habrá una relación definida entre la concentración de las sustancias reaccionantes, como se muestra por la constante de equilibrio (Art. 3-26). Por lo tanto, para la disociación del H_2O, se tiene:

$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftarrows H_2O \qquad (a)$$

$$K_p = \frac{p_{H_2O}}{p_{H_2}(p_{O_2})^{\frac{1}{2}}}$$

Adviértase que la constante K_p tiene en el numerador la presión parcial del producto, de la Ec. (*a*) y la presión parcial de los componentes de la mezcla, en el denominador. Cada presión parcial queda elevada a una potencia dictada por los coeficientes en la ecuación de la reacción (*a*) (Art. 3-26). Por lo tanto, los valores para la constante de equilibrio están asociados con una forma particular de la ecuación de la reacción (véase el Ej. 6) y también con las unidades seleccionadas para las presiones parciales. En la Fig. I (del Apéndice), se muestran varias ecuaciones de reacciones y sus correspondientes constantes de equilibrio para presiones parciales en atmósferas.

Supóngase que x y y representen el valor de la disociación de 1 mol de CO_2 y 1 mol de H_2O; las reacciones a partir de la mezcla hasta los productos en equilibrio, serán:

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 \longrightarrow (1-x)CO_2 + xCO + \frac{x}{2}O_2$$

$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \longrightarrow (1-y)H_2O + yH_2 + \frac{y}{2}O_2$$

EJEMPLO 6. Las mediciones experimentales muestran que el 5% de 1 mol de H_2O es disociado en hidrógeno y oxígeno a una presión de 10.33 kg/cm² (147 lb/plg²). Calcular la constante de equilibrio y determinar la temperatura.

SOLUCIÓN. La ecuación completa de la reacción es:

$$H_2 + \tfrac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O \qquad (a)$$

Como el H_2O se disocia en un veinteavo, la mezcla en equilibrio es:

$$0.95\,H_2O + 0.05\,H_2 + 0.025\,O_2 = 1.025 \text{ moles}$$

La presión parcial de los constituyentes, en atmósferas, es:

$$H_2O: \left(\frac{\text{moles de } H_2O}{\text{moles de la mezcla}}\right) \times \left(\frac{\text{presión total en lb/plg}^2}{14.7 \text{ lb/plg}^2/\text{atm}}\right) = \frac{0.95}{1.025}(10) = 9.268 \text{ atm}$$

$$H_2: \frac{0.05}{1.025}(10) = 0.488 \text{ atm} \qquad O_2: \frac{0.25}{1.025}(10) = 0.244 \text{ atm}$$

Basados en la Ec. (a) la constante de equilibrio será:

$$K_p = \frac{p_{H_2O}}{(p'_{H_2})(p'_{O_2})^{\frac{1}{2}}} = \frac{0.268}{0.488(0.244)^{\frac{1}{2}}} = 38.4 \qquad \text{Resp.}$$

La Fig. I (del Apéndice) muestra que este valor corresponde a una temperatura de 2 853°K (5 140°R) Resp.

Si la Ec. (a) hubiera sido escrita en la forma

$$H_2O \rightarrow H_2 + \tfrac{1}{2}O_2$$

entonces la constante de equilibrio será la recíproca de 38.4 o sea 0.026. Si la Ec. (a) se hubiera expresado como

$$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O \qquad (b)$$

la constante de equilibrio para la Ec. (b) será:

$$K_p = \frac{(p'_{H_2O})^2}{(p'_{H_2})^2(p'_{O_2})} = \frac{(0.268)^2}{(0.488)^2(0.244)} = 1\,480$$

Estos ejemplos subrayan que las constantes de equilibrio se valorizan para una forma definida de la ecuación de la reacción, debiendo ser conocida esta forma antes de que la constante se use en los cálculos. También deberán conocerse las unidades de las presiones parciales. La Fig. I (del Apéndice) muestra no solamente las constantes de equilibrio sino también las ecuaciones y unidades sobre las cuales se basan las constantes.

¿Cuál será el efecto de la presión sobre el equilibrio químico? Esta pregunta se responde mediante el principio de Le Châtelier-Braun: *Un sistema en equilibrio tiende a neutralizar cualquier cambio en la presión.* Por lo tanto, 1 mol de CO_2 disocia 1 mol de CO y se forma ½ mol de O_2; si aumenta la presión, el sistema tiende a remediarlo disminuyendo su volumen; esto mediante el CO y el O_2 combinándose para formar CO_2.

EJEMPLO 7. Calcular el grado de disociación de 1 mol de CO_2 a 2 873°K (5 170°R) para presiones totales de 1 y 10 atmósferas.

SOLUCIÓN. La Fig. I (del Apéndice) muestra que a 2 873°K (5 170°R)

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 \rightleftarrows CO_2 \qquad K_p = 5 = \frac{(p'_{CO_2})}{(p'_{CO})(p'_{O_2})^{\frac{1}{2}}}$$

La mezcla en equilibrio es:

$$CO + \tfrac{1}{2}O_2 \longrightarrow (1-x)CO_2 + xCO + \frac{x}{2}O_2 = 1 + \frac{x}{2} \text{ moles} = n$$

Las presiones parciales de los constituyentes son

$$p'_{CO_2} = \frac{\text{moles } CO_2}{\text{moles de mezcla}} \times \text{presión total en atmósferas} = \left(\frac{1-x}{n}\right)p$$

$$p'_{CO} = \left(\frac{x}{n}\right)p$$

$$p'_{O_2} = \left(\frac{x}{2n}\right)p$$

Y, para $p = 1$ atm,

$$K_p = \frac{\left(\frac{1-x}{n}\right)p}{\left(\frac{x}{n}\right)p\left(\frac{x}{2n}\right)^{\frac{1}{2}}p^{\frac{1}{2}}} = \frac{(1-x)(2+x)^{\frac{1}{2}}}{x^{\frac{3}{2}}} = 5.00$$

Después de elevar cada miembro al cuadrado y hacer reducciones,

$$24x^3 + 3x = 2$$

$x = 0.344$ o 34.4% de disociación de CO_2 Resp.

A una presión de 10 atm,

$$K_p = \frac{(1-x)(2+x)^{\frac{1}{2}}}{x^{\frac{3}{2}}(10)^{\frac{1}{2}}} = 5.00$$

De donde se obtiene

$x = 0.18$ o 18% de disociación del CO_2 Resp.

Nótese que un aumento en la presión tiende a cambiar el equilibrio hasta un volumen menor. En vista de que en esta reacción el volumen de los productos es menor que el volumen de la mezcla, el grado de consumación crece por el aumento de presión. Se tiene el efecto opuesto, si los productos tienen un volumen mayor que la mezcla.

Cuando es aumentada la concentración de una de las sustancias reaccionantes, la reacción tiende a variar en obediencia a la relación demandada por la constante de equilibrio.

EJEMPLO 8. Si se suministran tres tantos de la cantidad correcta de oxígeno al quemar CO, ¿cuál será el porcentaje de disociación del CO_2 a 2 873°K (5 170°R) y a la presión total de 1 atm?

SOLUCIÓN. La ecuación de combinación es:

$$CO+\tfrac{1}{2}O_2 \longrightarrow CO_2+O_2 \qquad (c)$$

La mezcla en equilibrio es

$$(1-x)CO_2+xCO+\frac{x}{2}O_2+O_2=2+\frac{1}{2}x \text{ moles} = n \qquad (d)$$

La presión parcial de los constituyentes

$$p'_{CO_2}=\frac{(1-x)}{n}(p)$$

$$p'_{CO}=\frac{x}{n}(p)$$

$$p'_{O_2}=\frac{x+2}{2n}(p)$$

Por la Ec. (c)

$$K_p=\frac{(p'_{CO})(p_{O_2})}{(p'_{CO_2})(p'_{O_2})^{\frac{1}{2}}}=\frac{p'_{CO}}{p'_{CO_2}(p_{O_2})^{\frac{1}{2}}}=\frac{(1-x)}{x\left(\frac{2+x}{4+x}\right)^{\frac{1}{2}}}=5.00$$

Elevando al cuadrado y simplicando resulta

$$24x^3+48x^2+7x=4$$

Resolviendo por tanteos

$$x = 0.22 \text{ o } 22\% \text{ de disociación.} \qquad \text{Resp.}$$

Compárese con el Ej. 7. La presencia del exceso del oxígeno conduce a la reacción más allá de la terminación. Además, el exceso de oxígeno reducirá la temperatura de la flama y así disminuye la tendencia hacia la disociación.

Cuando el H_2O y el CO_2 se disocian, la mezcla en equilibrio contendrá H_2, CO, CO_2 y O_2. Pero el H_2O y el CO reaccionan para formar CO_2 y H_2:

$$CO_2+H_2 \longrightarrow H_2O+CO$$

Esto se llama, algunas veces, una *reacción de gas de agua*, debiendo satisfacerse la constante de equilibrio para esta reacción (igual que las constantes individuales):

$$K_p=\frac{p_{CO}p'_{H_2O}}{p'_{CO_2}p'_{H_2}}=\frac{K_{H_2O}}{K_{CO_2}}$$

Como a esta reacción no la acompaña un cambio en volumen, pueden reemplazarse las presiones parciales por el número de moles:

$$K_n=\frac{n_{CO}n_{H_2O}}{n_{CO_2}n_{H_2}}$$

Esta reacción frecuentemente es de importancia porque todas las cuatro sustancias son productos de la combustión provenientes del motor. La velocidad de la reacción es relativamente lenta abajo de 871°C (1 600°F); por esta razón, si la mezcla en equilibrio es enfriada rápidamente, se mantendrá la misma relación de concentración a baja temperatura que la que existía antes a alta temperatura. En otras palabras, el equilibrio puede no conducir a las condiciones requeridas por la baja temperatura, a menos que se tenga una relación medible de la reacción.

Las cantidades de disociación de 1 mol de CO_2 y también 1 mol de H_2O a diferentes presiones y temperaturas se muestran en la Tabla 4-2. Nótese que la disociación *aumenta* con la temperatura elevada y *disminuye* con la presión elevada. Por lo tanto, ocurre una considerable disociación en el motor ECH durante el proceso de combustión a las temperaturas y presiones tenidas usualmente [digamos, T = 2 760°C (5 000°R), p = 40.6 kg/cm² (600 lb/plg² abs)]. Sin embargo, la Tabla 4-2 está basada en la premisa de que existe el equilibrio químico en el proceso de combustión. Es de creerse que esta condición se alcanza en la zona de reacción, directamente a un lado del frente de la llama ECH. Por otra parte, el fenómeno de encendido tardío y la observación[19] de la detonación *a un lado* del frente de la llama proporcionan bases a la teoría de que no se logra el equilibrio. En el motor EC, con su combustión heterogénea, será difícil separar la disociación de las condiciones de incendio incompleto. A pesar de esto, la Tabla 4-2 muestra que las altas presiones en el motor EC [digamos 61.1 kg/cm² (900 lb/plg² abs)] y las bajas temperaturas [digamos 1 666-2 221°K (3 000-4 000°R)] podrán suprimir la disociación. Nótese que las temperaturas de combustión en el motor EC tenderán a ser menores que las del motor ECH, debido a la presencia del exceso de aire. Además, el motor EC reduce la carga disminuyendo combustible, y de este modo aumenta considerablemente el exceso de aire a medida que disminuye la carga y consecuentemente la reacción es conducida más ampliamente hacia la consumación. (A pesar de esto la combustión en el motor EC ocurre primero en regiones localizadas, en donde las temperaturas alcanzan los valores de ECH, siendo progresivamente reducidas a medida que la energía se difunde entre todos los contenidos de la cámara de combustión.)

TABLA 4-2. PORCENTAJE DE DISOCIACION DE 1 MOL DE CO_2 Y 1 MOL DE H_2O TAL Y COMO ES AFECTADO POR LA TEMPERATURA Y LA PRESION

Temperatura °R	Temperatura °K	Presión, en atmósferas: 1	10	40	60
		Bióxido de carbono, CO_2			
3 000	1 666	0.17%	0.078%	0.049%	0.043%
4 000	2 222	5.2	2.4	1.5	1.3
5 000	2 777	34.	18	12	11
		Agua, H_2O			
3 000	1 666	0.069%	0.032%	0.020%	0.018%
4 000	2 222	1.6	0.76	0.48	0.42
5 000	2 777	11	5.1	3.3	2.8

[19] Ref. 3.

PROBLEMAS

1. Un aceite combustible da un análisis de 87% de carbono y 13% de hidrógeno. Determinar, para él, una fórmula equivalente.

2. Determinar las ecuaciones químicas balanceadas para la combustión completa del acetileno C_2H_2 y del alcohol metílico CH_3OH con aire.

3. Un gas natural de Palestina, Illinois, mostró una composición volumétrica de 95.6% de metano CH_4; bióxido de carbono CO_2, 0.5%, nitrógeno N_2, 3.9%. Calcular: (*a*) el análisis en peso de dicho gas; (*b*) su peso molecular compuesto; y (*c*) el volumen específico a 20°C y 1.033 kg/cm² (68°F y 14.7 lb/plg² abs).

4. Repetir el Prob. 3, pero para un gas natural de Elmira, New York, de la siguiente composición: CH_4, 84%; C_2H_6, 15.0%; y N_2, 1.0%.

5. Repetir el Prob. 3, pero para un gas de horno de coque, de la siguiente composición: H_2, 57.3%; CH_4, 26.9%; CO, 5.9%; CO_2, 1.4%; O_2, 0.2%; C_2H_4, 3.0%; H_2S, 0.6%, y N_2, 4.7%.

6. Determinar la composición de los productos secos de la combustión, en base volumétrica cuando se quema CH_4 con 100, 110 y 120% del aire teórico.

7. Determinar las relaciones AF y FA cuando se quema CH_4 con la cantidad químicamente correcta de aire.

8. Determinar las relaciones AF y FA cuando se quema CH_3OH con la cantidad estequiométrica de aire.

9. Si se coloca la bomba calorimétrica del Ej. 2, 0.2 gr de C_8H_{18} líquido, ¿cuál será la elevación de temperatura desde 25°C (77°F)? (La bomba fue saturada inicialmente con vapor de agua.)

10. Dado el poder calorífico superior del CH_4 a presión constante (Tabla V del Apéndice), calcular los valores superior e inferior a volumen constante.

11. Dado el poder calorífico superior del $C_{10}H_{22}$ gaseoso a presión constante (Tabla V del Apéndice), calcular otros siete valores de poderes caloríficos para el combustible gaseoso y líquido. Determinar la diferencia máxima en porcentaje.

12. En la literatura para ingenieros se anuncia un rendimiento térmico de 32% para las turbinas de gas empleando como combustible el $C_{10}H_{22}$ (Prob. 11, anterior). Discutir todos los aspectos de este anuncio.

13. Dado el poder calorífico inferior a volumen constante del C_2H_5OH líquido (Tabla V del Apéndice), calcular el poder calorífico superior a presión constante. Determinar la diferencia en porcentaje.

14. Determinar la temperatura teórica de la llama cuando se quema CH_4 con 100% de exceso de aire, a volumen constante [dato 25°C (77°F)], empleando la Tabla V del Apéndice.

15. Repetir el Prob. 14, pero empleando la Tabla IIB para la solución.

16. Determinar la temperatura teórica de la llama cuando se quema C_8H_{18} líquido con 200% de exceso de aire a presión constante [dato 25°C (77°F)], empleando la Tabla IV del Apéndice.

17. Repetir el Prob. 16, pero empleando la Tabla IIA del Apéndice

18. Si se ignora la combustión durante el 10% inicial y el 5% final, de su recorrido, ¿permanece constante (en grados) el periodo de combustión para el motor de la Fig. 4-3?

19. Determinar la posición para el final del 10% del recorrido en grados del cigüeñal desde el PMS para velocidades del motor de 600 y 1 200 rpm (Fig. 4-3).

20. ¿Cuál es el factor principal que controla la velocidad de la llama en un motor ECH?

21. Explicar por qué existe un gradiente de temperatura en la cámara de combustión ECH, cuando ha terminado el recorrido de la llama.

22. En el supuesto de que la combustión ocurra a volumen constante (a pesar de que se mueve una llama a través de la cámara), trazar un diagrama pv para ilustrar el proceso experimentado por el primero y último elemento que se ha de quemar en el proceso de combustión.

23. Calcular la diferencia máxima de temperatura que pueda existir cuando la combustión ocurre sin golpeteo para condiciones de: $T_c = 766°K$ (1 200°R), $\Delta t_{-05} = 1\,944°K$ (3 500°R), $p_{inicial} = 8.75$ kg/cm² abs (125 lb/plg² abs), $p_{final} = 35$ kg/cm² abs (500 lb/plg² abs) y $k = 1.28$.

24. Mostrar que un gradiente de temperatura en la cámara de combustión ocasiona una disminución de la presión ejercida sobre el émbolo.

25. Definir la temperatura de autoencendido. ¿Cuál es la poca consistencia de este concepto?

26. Definir el término golpeteo.

27. Para los datos del Art. 4-11, calcular la temperatura en la bujía suponiendo que la onda de presión de 127.5 kg/cm² abs (1 828 lb/plg² abs) llega a ese valor sin disminuir.

28. Repetir el problema del Art. 4-11, pero suponiendo que el autoencendido de la carga no quemada ocurre cuando la presión es de solamente 28 kg/cm² abs (400 lb/plg² abs).

29. Definir el preencendido y el encendido por superficie.

30. Definir las demoras física y química.

31. Hacer una lista de las diferencias entre las combustiones ECH y EC.

32. Hacer una lista y explicar las cuatro etapas de la combustión EC.

33. Definir la turbulencia primaria.

34. ¿Puede decirse que golpetea un motor aun cuando no haya una diferencia aparente de temperatura en la cámara de combustión? Explíquelo.

35. Definir la frontera del golpeteo.

36. Definir la velocidad de la llama, velocidad de incendio y llama estacionaria.

37. Definir el aire primario y el aire secundario.

38. Explicar la acción del ancla para llama y por qué puede ser necesaria.

39. Decir la distinción entre un ion y un radical.

40. Explicar la diferencia entre la teoría térmica y la teoría de reacción en cadena, de la combustión.

41. Definir las reacciones de cadena ramificada y cadena interrumpida.

42. Distinguir entre golpeteo y detonación.

43. Definir la velocidad acústica y la onda de choque.

44. ¿Podrá estar presente en la cámara de combustión una onda de choque sin una onda de detonación necesariamente?

45. Si el vapor de H_2O del Ej. 6 estuviera a una presión de 1.033 kg/cm² abs (14.7 lb/plg² abs), ¿cuál sería su temperatura?

46. Calcular el grado de disociación del CO_2 a 2 783°K (5 000°R) bajo presiones totales de 10 y 100 atm.

47. Calcular el grado de disociación del CO_2 cuando se quema CO con la cantidad teórica de aire, si la temperatura de equilibrio es de 2 222°K (4 000°R) y la presión total 20 atm.

48. Repetir el Ej. 8, pero para una presión total de 10 y 100 atm.

49. Repetir el Prob. 48 para el doble de la cantidad de oxigeno suministrado a la mezcla inicial de CO y O_2.

REFERENCIAS

1. Lewis, B. y Von Elbe, G. *Combustion, Flames and Explosions of Gases*. Cambridge, England: Cambridge University Press, 1938.
2. Jost, W. *Explosion and Combustion Processes in Gases*. Traducido por H. Croft. New York: McGraw-Hill Book Company, Inc. 1946.
3. Miller, C. D. "Roles of Detonation Waves and Autoignition in Spark-ignition Engine Knock", *Trans. SAE*, Vol. 1, Núm. 1. (enero, 1947), Pág. 98. [Un resumen de NACA Reports Núms. 704, 727, 161, 785, 855 y 857; véase Reporte Núm. 855 (1946) para bibliografía sobre golpeteo en el motor.]
4. Dunstan, A. E., Nash, A. W., Brooks, B. T. y Tizard, H., Eds. *The Science of Petroleum*, Vol. 4. New York: Oxford University Press, 1938.
5. Elliot, M. A. "Combustion of Diesel Fuel", *Trans. SAE*, Vol. 3, Núm. 3 (julio, 1949), Pág. 490.
6. Caldwell, F. R., Ruegg, F. W. y Olsen, L. O. "Combustion in Moving Air", *Trans. SAE*, Vol. 3, Núm. 2 (abril, 1949), Pág. 327.
7. Leary, W. A., Taylor, E. S., Taylor, C. F. y Jovellanos, J. U. *The Effect of Fuel Composition, Compression Pressure, and Fuel-Air Ratio on the Compression-ignition Characteristics of Several Fuels*. NACA TN 1470, marzo, 1948.
8. Rassweiler, G. M. y Withrow, L. "Flame Temperatures Vary with Knock and Combustion Chamber Position", *SAE Journal*, Vol. 36, Núm. 4 (abril, 1935), Pág. 125.
9. Ricardo, H. *The High Speed Internal Combustion Engine*. Glasgow: Blackie & Son, Ltd.
10. Langweiler, H. *The Hydrodynamic Theory of Detonation*. NACA TM 899, junio, 1939.
11. Sokolik, A. S. *Self-Ignition and Combustion of Gases*. NACA TM, agosto, 1942.
12. Uyehara, O. A., Myers, P. S., Watson, K. M. y Wilson, L. A. "Diesel Combustion Temperatures—The Influence of Operating Variables", *Trans. ASME*, Vol. 69, Núm. 5 (julio, 1947), Pág. 465.
13. Uyehara, O. A. y Myers, P. S. "Diesel Combustion Temperatures—Influence of Fuels of Selected Composition", *Trans. SAE*, Vol. 3, Núm. 1 (enero, 1949), Pág. 178.
14. Semenoff, N. *Chemical Kinetics and Chain Reactions*. New York: Oxford University Press, 1935.

15. Obert, E. F. *Thermodynamics*. New York: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1948.
16. Finch, G. I. y Thompson, H. M. "The Effect of Frecuency on Ignition", *Proceedings of the Royal Society*, Vol. 134A (1931), Pág. 343.
17. Morgan, J. D. *Principles of Spark Ignition*, New York: Pitman Publ. Corp., 1942.
18. Bouchard, C. L., Taylor, C. F. y Taylor, E. S. "Variables Affecting Flame Speed", *SAE Journal*, Vol. 41, Núm. 5 (noviembre, 1937).
19. Taylor, C. F., Taylor, E. S., Livengood, J. C., Russell, W. A. y Leary W. A. "Ignition of Fuels by Rapid Compression", *Trans. SAE*, Vol. 4, Núm. 2 (abril, 1950), Pág. 232.

CAPITULO 5

PRESION Y MEDICIONES DE LA PRESION

Para diseñar el ciclo termodinámico de los procesos de un fluido (Cap. 6), viene a ser un requisito necesario, el conocimiento de las presiones encontradas en el cilindro del motor durante el ciclo mecánico del émbolo reciprocante. En este capítulo, se examinarán varios instrumentos para medir presiones, así como las presiones y las variaciones de presión que tienen lugar en el motor.

5-1. Indicadores mecánicos. Generalmente, con un *indicador*, Fig. 5-1, se puede obtener la historia de los valores instantáneos de la presión en el motor. El indicador consta de un juego de cilindro-émbolo

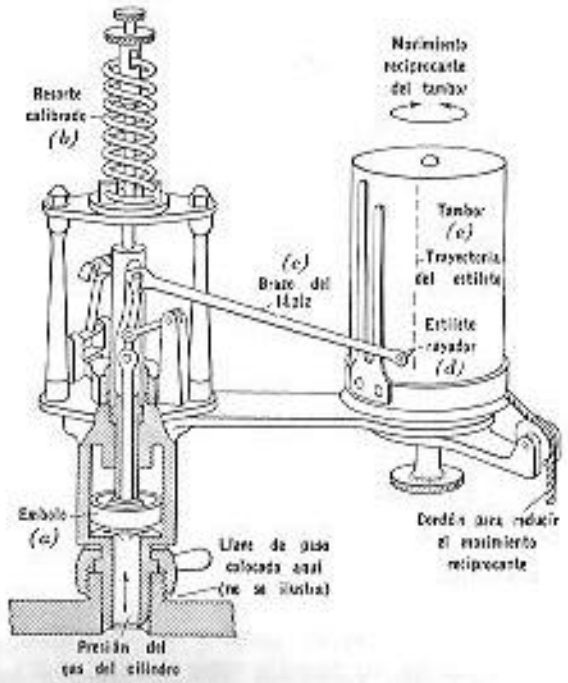


FIG. 5-1. El indicador

removible, conectado al motor en tal forma que la presión del gas se ejerce contra el émbolo *a* del indicador, el cual está conectado a un resorte calibrado *b*. El movimiento vertical del émbolo del indicador, es multiplicado con ayuda del mecanismo c del brazo del lápiz, siendo indicado este movimiento por medio del estilete *d* que inscribe la presión sobre una cartulina montada en el tambor *e*. El tambor puede tener un movimiento reciprocante, proporcional al movimiento del émbolo del motor, empleando un reductor conveniente conectado a la biela o a la cruceta en el caso de un motor grande, o mo-

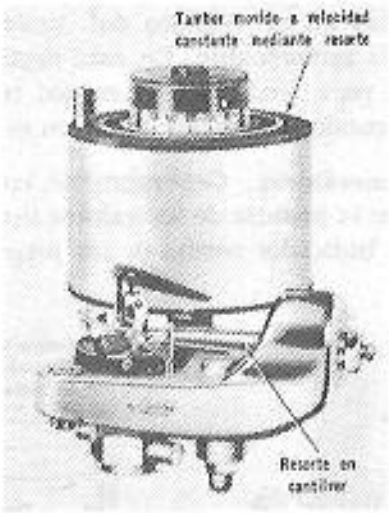


FIG. 5-2. Indicador Maihak para motor de alta velocidad. (Cortesía de *Bacharach Industrial Instrument Co.*)

viéndolo con un mecanismo auxiliar conectado al cigüeñal. Cuando se emplean ambos dispositivos, el tambor oscila en sincronismo con el émbolo del motor en tanto que el estilete recorre distancias verticales que son proporcionales a las presiones en el cilindro. Quedará trazado un ciclo completo o diagrama mostrando la presión que existe en el motor en cada etapa de movimiento de su émbolo. Un diagrama de tal naturaleza, se denomina diagrama presión-volumen (pV) porque el volumen contenido en el cilindro del motor, está relacionado directamente con la posición del émbolo (Fig. 5-8).

También puede moverse el tambor a velocidad esencialmente constante por medio de un muelle espiral (Fig. 5-2). En este caso, el diagrama trazado se llama de presión-tiempo (pt) (Fig. 5-9);

porque la abscisa o escala horizontal es proporcional al tiempo expresado ya sea en segundos o en grados de giro del cigüeñal.

Para determinar la presión mostrada por los diagramas pV o pt, deberá conocerse la *constante del resorte*. La constante se define como el cambio en presión, necesario para producir un desplazamiento vertical de 2.54 cm (1 plg) del estilete marcador sobre el tambor indicador. La constante del resorte se refiere a una área específica del émbolo del indicador. Para motores de bajas presiones, el área de dicho émbolo es generalmente de 1.27 cm² (½ plg²); aun cuando se pueden tener otros medidores. Un resorte marcado con el número 50 ocasionará un desplazamiento vertical del estilete de 2.54 cm (1 plg) si se aplica una presión de 3.5 kg/cm² (50 lb/plg²) al émbolo del indicador, cuya área es de 1.27 cm² (½ plg²). Si se reemplazan el cilindro y el émbolo del indicador por otro juego de piezas cuya área sea de 0.318 cm² (⅛ plg²) el estilete se moverá 2.54 cm (1 plg) si la presión aplicada tiene una variación de 14 kg/cm² (200 lb/plg²).

Para motores diesel de gran tamaño y baja velocidad, se emplean ampliamente indicadores similares al tipo mostrado en la Fig. 5-1. Sin embargo, son poco prácticos para motores pequeños, porque el volumen de los gases atrapados en la tubería entre el motor y el cilindro del indicador, llega a ser considerable. El efecto del conducto de transferencia es doble: (1) El volumen de los gases atrapados en la tubería, reduce la relación de compresión del motor pequeño; (2) en cualquier motor, la tubería genera ondas de presión que se suman a las variaciones reales de presión del ciclo; precisamente cuando se vencen en parte estas objeciones, empleando conductos de tamaño reducido, permanecen ciertas desventajas mecánicas, que hacen no apto al dispositivo para mediciones de cambios rápidos de presión, o para usarse en motores de alta velocidad y que son:

1. La inercia del émbolo, varilla, resorte y estilete evitan que éste inscriba la presión instantánea real en el cilindro.
   a. Pueden ocurrir vibraciones de dichas partes, resultando oscilaciones espúrias del estilete.
   b. Las fluctuaciones rápidas de la presión en el motor son promediadas por el indicador.
2. El empleo de resortes duros, para mostrar las altas presiones de combustión, anulan la inscripción de sucesos del ciclo verificados a baja presión. En otras palabras, si se selecciona un resorte para mostrar las presiones en la carrera de poten-

cia, las presiones de escape y admisión serán muy insignificantes para afectar al resorte duro.

3. Las vibraciones de la estructura del motor afectan al diagrama.
4. El ajuste mecánico entre el émbolo y el cilindro del indicador, no queda exento de fricción.
5. La inercia del tambor, evita que éste siga correctamente el movimiento reciprocante del émbolo del motor.

El indicador de alta velocidad mostrado en la Fig. 5-2 salva parcialmente alguna de estas deficiencias, mediante el empleo de partes pequeñas y reduciendo el recorrido de todas las partes a un mínimo. En este caso, el volumen total del indicador incluyendo la llave de cierre, es de 2.92 cm³ (0.178 plg³) y la frecuencia natural del instrumento está arriba de 1 100 ciclos por seg (cps).

5-2. Empleo del diagrama del indicador. El diagrama del indicador es una herramienta útil para estudiar el rendimiento de los motores. Los efectos de los cambios en el tiempo de encendido o de la inyección, o de la falla de una tobera, para proporcionar un rocío bien atomizado de combustible o el deterioro progresivo de los anillos del émbolo y válvulas, ocasionarán cambios en las marcas de presión sobre la cartulina del indicador. Un indicio del rendimiento del motor, es la presión media efectiva (Art. 2-11), pudiéndose calcular rápidamente la imep una vez que ha sido tomado el diagrama pV. Adviértase que las alturas en el diagrama pV (Fig. 5-8), son proporcionales a las presiones sobre el émbolo del motor. La altura media del diagrama, tomada en unidades convenientes de presión, es la presión media efectiva indicada. Esta altura promedio o media, puede determinarse convenientemente mediante la medición del área contenida en el diagrama con un planímetro y dividiéndola entre su longitud. Entonces por la definición de la constante del resorte,

$$\text{imep} = \text{altura media del diagrama} \times \text{constante del resorte} \qquad (5\text{-}1)$$

Ejemplo 5-1. Un cilindro de 56 × 76 cm (22 × 30 plg) (diámetro y carrera, respectivamente) de un motor diesel de simple efecto, con ciclo de cuatro carreras gira a 180 rpm, teniendo instalado un indicador. El diagrama resultante tomado en el motor a plena carga, mostró una área de 2.96 cm² (0.458 plg²), con una longitud del diagrama de 6.12 cm (2.41 plg). La constante del resorte del indicador fue de 5.31 kg/cm² — cm (400 lb/plg²/plg) para el área de 1.613 cm² (¼ plg) del émbolo del indicador, usado en la prueba. Encontrar la imep y los ihp desarrollados por el cilindro de este motor.

Solución. La altura media del diagrama es igual a:

$$\frac{\text{área}}{\text{longitud}} = \frac{2.96}{6.12} = 0.48 \text{ cm}$$

Como la altura media del diagrama × constante del resorte = imep,

$$\text{imep} = 0.48 \times 11 = 5.28 \text{ kg/cm}^2 \qquad \textit{Resp.}$$

En la Ec. (2-6*b*), $L = 76$ cm, $A = \frac{\pi}{4}(56)^2 = 785$ cm, $N = 180$ rpm, $n = 1$ y $x = 2$

para el ciclo de cuatro carreras. Por lo tanto,

$$\text{ihp} = \frac{5.30 \times 76 \times 785 \times \pi \times 180}{4\,500 \times 100} \times \tfrac{1}{2} = 197 \qquad \textit{Resp.}$$

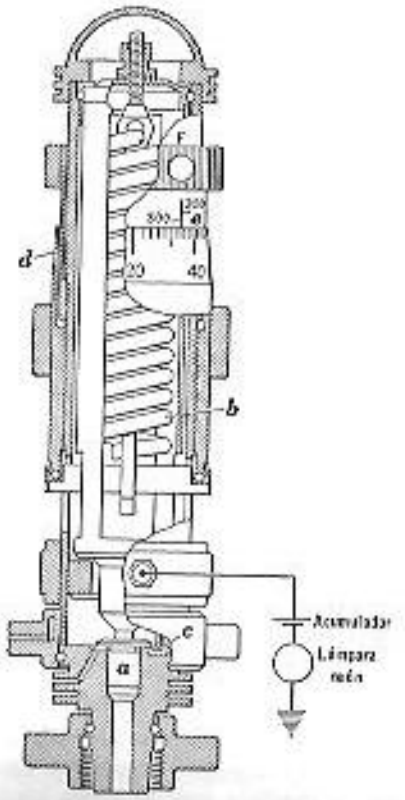


Fig. 5-3. Indicador de presión máxima. Similar al modelo Bacharach

5-3. Indicadores de presión máxima. La presión máxima encontrada en los motores, puede ser medida mediante un calibrador para presión con una válvula de retención incorporada, o bien, mediante un dispositivo como el mostrado en la Fig. 5-3. La presión del cilindro, queda comunicada al émbolo *a*, el cual es elevado contra la tensión del resorte calibrado *b*. El movimiento del émbolo cierra los contactos c y enciende una lámpara neón. Se aumenta gradualmente la tensión del resorte, haciendo girar la cubierta *d* con mangas hasta que desaparezca la intermitencia de la luz neón; en este punto, la fuerza ejercida por el resorte contrarresta exactamente a la fuerza ejercida contra el émbolo por la presión máxima en el cilindro. Esta presión se lee directamente mediante la escala micrométrica *e* hasta cerca de 0.14 kg/cm² (2 lb/plg²).

Se hace manifiesta una limitación de este indicador: sólo puede ser medida una presión, la máxima en el ciclo. Sin embargo, la presión máxima, sus variaciones con el uso del motor o las que haya de cilindro a cilindro, son un buen índice práctico respecto a las condiciones del motor.

5-4. Indicadores de presión media.[1] También se construyen indicadores que miden una sola presión en una etapa definida del ciclo de presión; por medio de un dispositivo desviador de fase, puede seleccionarse cualquier punto en el ciclo. Con este aparato, es posible trazar un diagrama completo *pt* (o *pV*), determinando la presión en diferentes puntos, durante todo el ciclo. El diagrama resultante, representa el trazo probable de la presión media durante el periodo de la prueba, el cual comprende a varios cientos o miles de revoluciones del motor.

En la Fig. 5-4, se muestra un esquema de un indicador de presión media de diafragma balanceado, dándose a continuación una explicación simplificada de su funcionamiento. Se aplica una baja presión proveniente, por ejemplo, de un depósito de nitrógeno, a un lado del diafragma así como al émbolo, restringido por un resorte calibrador. Si la presión en el motor es mayor que la presión aplicada, se establece un circuito eléctrico a través de la bobina de inducción. Cuando la presión en el cilindro se hace menor que la aplicada, se interrumpe el contacto y el alto voltaje inducido en la bobina salva el espacio de aire en el extremo del electrodo trazador, perforando así el papel para el trazo. Este papel se coloca en un tambor que es movido por el cigüeñal; a medida que se eleva lentamente la presión

[1] Véase, por ejemplo, la Ref. 1.

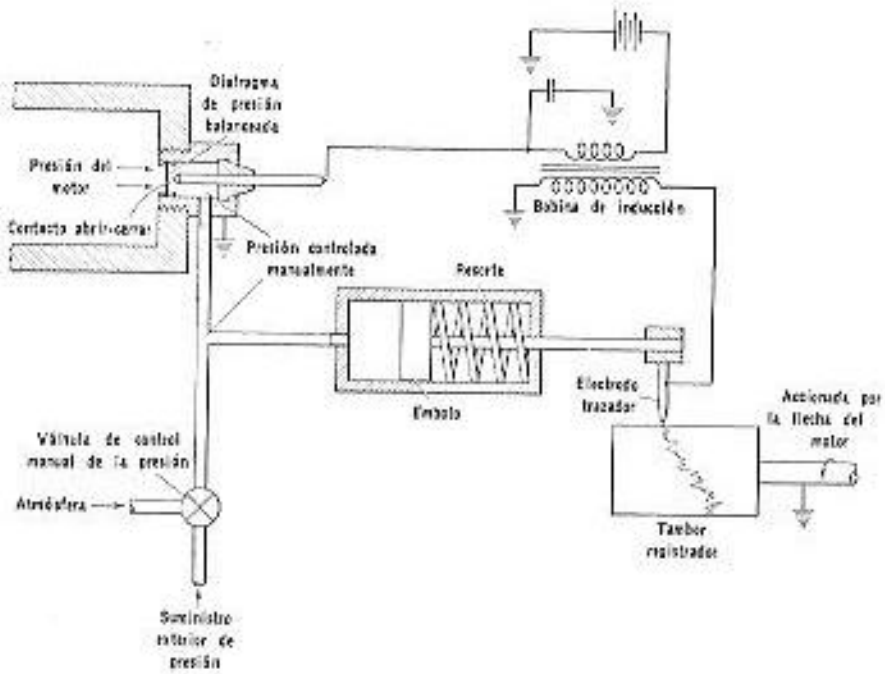


FIG. 5-4. Diagrama esquemático del indicador de presión media del tipo de diafragma balanceado

aparece automáticamente la desviación de fase y se produce un registro *pt*.

Este tipo de indicador es extremadamente preciso y conveniente en muchas aplicaciones. Por otra parte, el registro promediado puede ser influido irregularmente por las presiones instantáneas, variando un tanto de ciclo a ciclo; esta irregularidad es especialmente pronunciada cuando ocurre el golpeteo o la detonación. Incluso, las fluctuaciones de presión, provenientes de la detonación, son muy rápidas, así como demasiado irregulares para ser reproducidas fielmente.

5-5. Indicadores eléctricos de la presión. Cuando los indicadores instantáneos[2] o de presión continua, son excitados eléctricamente (u ópticamente), podrá reproducirse cada ciclo individual de la presión en el motor y, por lo tanto, podrán estudiarse las variaciones de ella lo mismo que sus fluctuaciones rápidas, que tienen lugar con la de-

[2] Se advierte que los indicadores mecánicos del Art. 5-1, también pueden llamarse indicadores de presión instantánea.

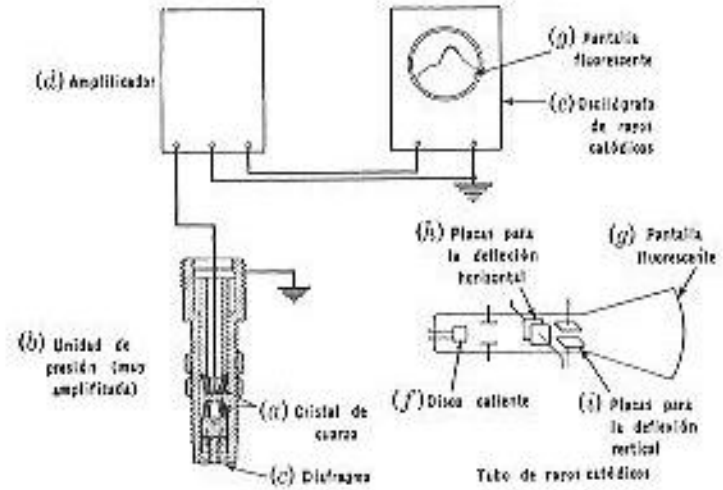


FIG. 5-5. Elementos del indicador piezoeléctrico de la presión de los motores

tonación. Los cuatro componentes usuales de un indicador eléctrico incluyen: (1) Un elemento respondedor de la presión o captador de la presión que se instala en el cilindro del motor, con poco o ningún conducto de transferencia; (2) un integrador eléctrico o unidad amplificadora; (3) un osciloscopio; (4) algún dispositivo para hacer correlativas las posiciones del cigüeñal del motor, con las placas horizontales del osciloscopio.

En la Fig. 5-5, se ilustra un indicador de presión continua que emplea un cristal[3] de cuarzo como unidad (*b*) medidora de la presión (sin embargo, pueden sustituirse varios tipos diferentes de captadores de la presión). La unidad de presión se atornilla en la tapa del cilindro, con el diafragma *c* expuesto a las presiones del cilindro. (Es de señalarse que esta inserción no requiere aumentar el volumen de compresión). A medida que aumenta la presión en el cilindro, son comprimidos los cristales de cuarzo *a*, apareciendo en ellos un potencial eléctrico de valor proporcional al esfuerzo y, en consecuencia, proporcional a la presión. Esta propiedad singular se llama el efecto *piezoeléctrico*. El voltaje que aparece a través de los cristales, es ampliado mediante el amplificador *d* y la salida del amplificador se utiliza en las placas del tubo de rayos catódicos en el osciloscopio[4] *e*.

[3] Véase, por ejemplo, la Ref. 2.

[4] Esta unidad se describe mejor en la Ref. 3.

Supóngase que la presión en el cilindro es cero y que el haz de electrones proveniente del disco caliente *f* es enfocado al centro de la pantalla *g* del osciloscopio. Al permitir que aumente la presión, los cristales producirán un voltaje. Considerando que este voltaje sea de sentido positivo, se conducirá a la placa vertical superior del osciloscopio. En estas condiciones el haz de electrones será atraído hacia arriba una distancia proporcional al voltaje aplicado a la placa. Como

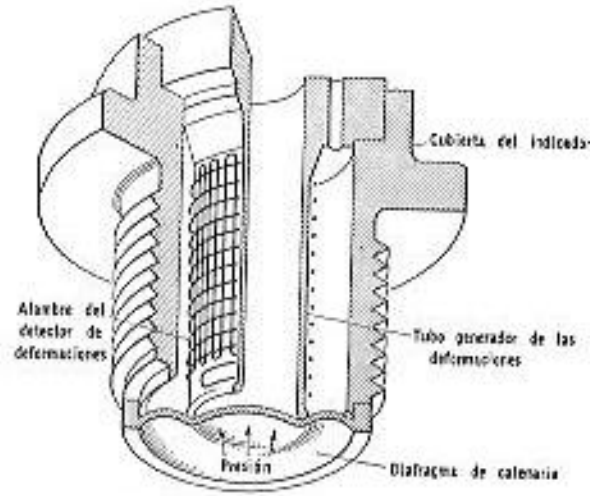


FIG. 5-6. Diagrama pictórico del captador de presiones de diafragma de catenaria. (De *Draper y Li*, Ref. 4)

este voltaje es proporcional a la presión en el motor, los movimientos verticales del haz de electrones del osciloscopio, serán proporcionales también a esa presión. El voltaje aplicado a las placas horizontales aumenta desde un valor cero, hasta un máximo en proporción lineal. Por lo tanto, el haz se flexiona horizontalmente en una relación proporcional con el tiempo, en tanto que el movimiento vertical es proporcional a la presión. Los movimientos combinados de ambas influencias dan por resultado un diagrama de presión-tiempo.

Debe notarse que el voltaje para las placas de deflexión horizontal pueden producirse, por ejemplo, mediante un generador acoplado al motor mediante una transmisión de engranes. En esta forma queda referido directamente el haz, ya sea al cigüeñal o a la posición del émbolo.

En el diseño de la unidad respondedora de presión, pueden emplearse otros principios diferentes del efecto piezoeléctrico. En la

Fig. 5-6, se muestra un tipo de detector[5] de deformaciones. En éste, se emplea un diafragma flexible muy delgado [0.1016 mm (0.004 plg)], como sello contra la presión (y no como miembro elástico), siendo sostenido por medio de un tubo rígido deformable. En este tubo, se conecta un alambre con dos ramas de igual resistencia eléctrica. La carga axial sobre el tubo (proveniente de la presión del gas contra el diafragma), provoca que la resistencia de una de las ramas aumente, en tanto que la de la otra disminuye. Estas ramas son parte del circuito de un puente de Wheatstone, junto con un conductor llevado desde el contacto central del alambrado, hasta el oscilógrafo. A medida que cambia la presión en el cilindro del motor, es comprimido el tubo deformable, el alambrado queda sometido a esfuerzo y, por lo tanto, la resistencia eléctrica cambia proporcionalmente. El potencial en el contacto central, viene a ser directamente proporcional a la presión del motor. Las variaciones en el potencial pueden manifestarse mediante el oscilógrafo en la misma forma que se describió anteriormente.

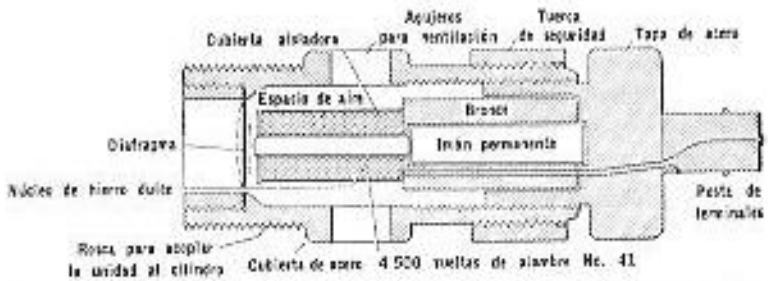


FIG. 5-7. Captador electromagnético de la presión. (Cortesía de *Electro Products, Laboratory*, Chicago)

En otro estilo de captador de la presión, el miembro motivador viene a ser un diafragma[6] plano, elástico, que es expuesto a las presiones del cilindro. A un lado del diafragma, está colocada una placa plana y la combinación de diafragma y placa forma un pequeño condensador.[7] La capacidad de este condensador cambia a medida que es flexionado el diafragma por la presión en el motor, y, por lo tanto, la capacidad y la presión quedan relacionadas directamente. El condensador se intercala como parte de un circuito eléctri-

[5] Ref. 4.

[6] El grueso se selecciona para los valores de la presión que pueda ser experimentada; alrededor de los motores comunes (0.030 plg) para el trabajo.

[7] Ref. 5 y 6.

co y los valores de la salida de este circuito, se llevan al oscilógrafo para que muestre el diagrama *pt*.

En la Fig. 5-7, se ilustra el *captador electromagnético* que es un elemento simple, respondedor de la presión. El flujo magnético proveniente del imán permanente, se concentra en el núcleo de hierro dulce, y una parte pasa a través del espacio de aire hasta el diafragma. Cuando éste es flexionado por la presión en el cilindro, se altera el flujo del campo induciéndose un voltaje en la bobina (Art. 5-9). Este voltaje inducido, es proporcional a la razón de cambio de flujo con respecto al tiempo, a través de la bobina y no de la posición del diafragma. Por esta razón, el potencial de salida queda referido a la relación del cambio de presión (y no directamente a la presión). En otras palabras, cuando el diafragma está en reposo, no se induce ningún voltaje no importa qué valor tenga la presión; cuando el diafragma es flexionado rápidamente (porque la presión cambie rápidamente), el voltaje inducido será de alto valor. Por lo tanto, el oscilógrafo trazará un diagrama con dp/dt (la relación de cambio de la presión) como ordenada y el tiempo como abscisa. Este diagrama resulta ser la primera derivada del diagrama *pt* y se le puede visualizar midiendo y trazando las pendientes del diagrama *pt*. (Si se desea, se puede integrar mediante un circuito electrónico la salida del captador electromagnético, obteniendo así un diagrama *pt*.) A pesar de que los indicadores eléctricos no tienen las desventajas de los mecánicos (es decir, las enlistadas en el Art. 5-1), todavía son fundamentalmente instrumentos de laboratorio y requieren técnicos expertos para su correcta utilización, si los valores de la presión y el tiempo deben ser tasados, es decir, hacerles un estudio cuantitativo. Por otra parte, para las indicaciones cualitativas sobre el comportamiento de los motores, los indicadores eléctricos no tienen competidor y son siempre preferibles. La mayoría de estos instrumentos son sensibles a la temperatura y a sus variaciones (sin embargo, el tipo de detector de deformaciones se compensa contra la influencia de la temperatura, mediante la disposición del alambrado que sufre las deformaciones). Cuando el diafragma también sirve como miembro elástico, los esfuerzos mecánicos del soporte y los gradientes de temperatura ocasionan que tanto el diafragma como el soporte se deformen y, por lo mismo, afecten la señal eléctrica de salida. Además, quizá se capten ciertos impactos extraños; por ejemplo, el cierre de las válvulas de admisión y escape pueden sobreponer una vibración de alta frecuencia sobre el trazo de la presión. Por esta razón, las vibraciones del gas (Fig. 4-8) podrán no estar presentes a pesar de

que el registro de la presión dentro del cilindro muestre fluctuaciones evidentes.

5-6. Diagramas de la presión para motores ECH completamente (estrangulados) acelerados. La Fig. 5-8 representa un diagrama pV para un motor ECH completamente acelerado e incluye la *carrera de admisión ab*, la *carrera de compresión bc*, la *carrera de potencia* o *de expansión cd* y la *carrera de escape da*. La carrera de admisión *ab*, se efectúa esencialmente a la presión atmosférica haciéndose inferior como consecuencia de las pérdidas por fricción del fluido en el sistema de admisión. La chispa puede aparecer en la carrera de compresión (x), porque solamente una pequeña cantidad de la mezcla es incendiada por la descarga de la chispa. Ya que la propagación de la llama toma un tiempo finito, la chispa debe aparecer antes del PMS (TDC), si se han de alcanzar altas presiones al comienzo de la carrera de expansión. Para obtener la potencia máxima, el sincronizado correcto de la chispa se hace experimentalmente en el laboratorio. Si la chispa aparece antes de su posición óptima, por ese avance, la chispa se llama *adelantada*; inversamente, una chispa *atrasada* es una chispa retardada (después de x y cerca de c) con respecto a su mejor posición. En la carrera de potencia o de expansión *cyd*, la válvula de escape se abre en z antes del PMI (BDC) permitiendo a los gases de escape "desciendan" a la presión atmosférica antes de que la carrera de escape, *da*, inicie su recorrido.

Afortunadamente la turbulencia de la mezcla aumenta con la velocidad (Art. 4-9) y por ello se mantienen esencialmente semejantes las relaciones de la Fig. 5-8 avanzando la chispa a medida que aumenta la velocidad.

Muchos acontecimientos interesantes son comprendidos en el diagrama pV, cercano a las posiciones del PMS y del PMI del cigüeñal porque en ellas el émbolo está alcanzando su posición "muerta" y los cambios de volumen son correspondientemente leves. Se puede obtener un diagrama pt, midiendo las presiones con un indicador de presión-tiempo en tal forma que se amplifiquen los sucesos en las posiciones de punto muerto. El diagrama pt de la Fig. 5-9, revela que si x se encuentra cercano al PMS, se requiere menos trabajo para la carrera de compresión; en tanto que si y está próximo al PMS, se produce más trabajo en la carrera de potencia. La pendiente de xy es un índice de la rapidez de la combustión; si xy apareciera como un trazo vertical, la combustión ocurrirá realmente a volumen constante, aun cuando esta combustión instantánea de la carga ocasiona *sacudidas* (Art. 4-11).

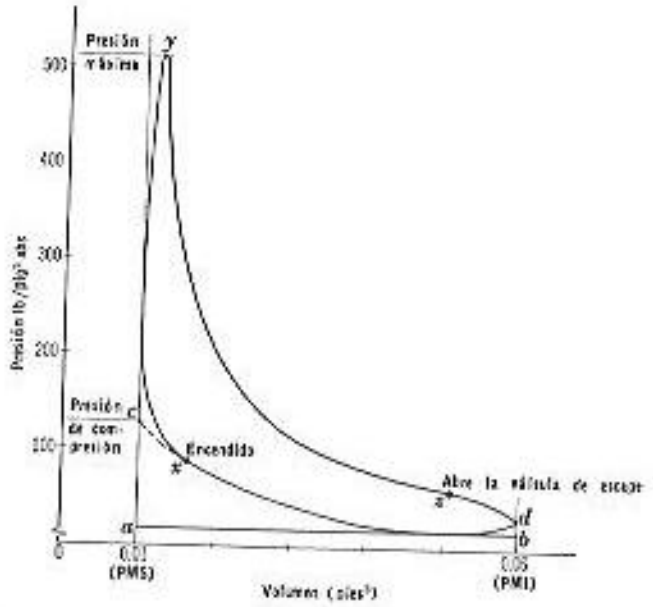


FIG. 5-8. Diagrama pV típico para el motor *ECH* completamente acelerado

5-7. Sacudidas del motor. Se han hecho diferentes investigaciones para determinar el efecto de la elevación de la presión de combustión, sobre las sacudidas del motor. Las sacudidas se inician con vibraciones de una o más partes del motor, vibraciones que pueden ser: torsionales, flexionantes en el cigüeñal, o del cárter y el bloque de cilindros o de los componentes ligeros, tales como la cubierta de las válvulas y el depósito del aceite. En vista de que la presión se eleva durante la combustión, probablemente sea ella la fuerza excitante para las vibraciones indeseables, por lo cual se han propuesto diferentes índices. Uno de estos índices es la máxima *relación de la elevación de la presión*[5] y se mide por la pendiente máxima del diagrama pt. Para los motores de tipo automotriz ECH, son generalmente deseables valores abajo de 2.10 kg/cm² (30 lb/plg²) por grado de giro del cigüeñal y de menos de 3.5 kg/cm² (50 lb/plg²) por grado para motores EC. Algunos autorizados creen que no es la relación

[5] Ref. 7 entre otras muchas.

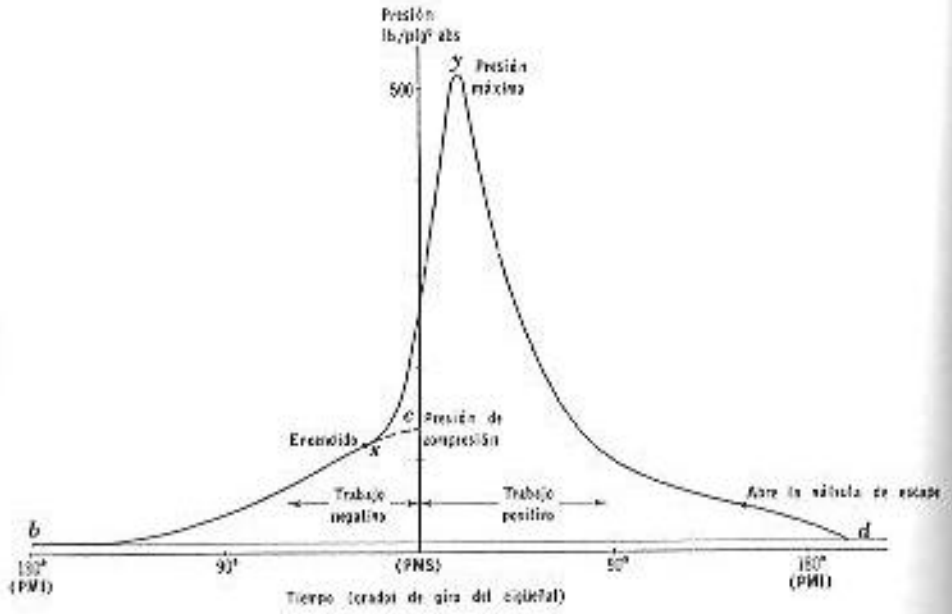


FIG. 5-9. Diagrama típico *pt* para los motores ECH con el acelerador completamente abierto

en sí misma la objetable, sino la rapidez con la que dicha relación actúa sobre el cigüeñal. Por esta razón se considera ocasionalmente a la segunda derivada[9] máxima del diagrama *pt*, como la que gobierna a las sacudidas [(lb/plg² por grado²) (kg/cm² por grado²)] a la que asignándole un nombre mejor, se le llama la *aceleración*[10] de la elevación de la presión. Además de estos índices, se han propuesto la *presión máxima* y la *desaceleración máxima de la elevación de la presión* (y otros).[11]

Los autores de la Ref. 10 han analizado las relaciones entre la presión desarrollada y la vibración lateral del volante. Esta vibración del volante alrededor de un diámetro horizontal y producida por la presión del gas flexionando al cigüeñal, fue identificada como la causa de las sacudidas en algunos motores automotrices ECH. Sus resultados pueden resumirse como sigue:

1. Aumento de las sacudidas al aumentar la relación y la aceleración de la elevación de la presión a 1 000 rpm. En contraste, los valores ascendentes de la relación a 3 500 rpm disminuyen las sacudidas, en tanto que los cambios en la aceleración tienen poco o ningún efecto.
2. Las sacudidas aumentaron a 3 500 rpm a medida que la presión máxima de combustión aumentó. Esta variable no mostró efecto apreciable a 1 000 rpm.
3. La desaceleración de la elevación de la presión no tiene efecto apreciable sobre las sacudidas, tanto en bajas como en altas velocidades.

Lo que parece muy probable, es que no debe haber un solo índice sobre las sacudidas del motor.

[9] Véase el Prob. 10.
[10] Ref. 8, entre otras.
[11] Ref. 9, 10 y Art. 14-3.

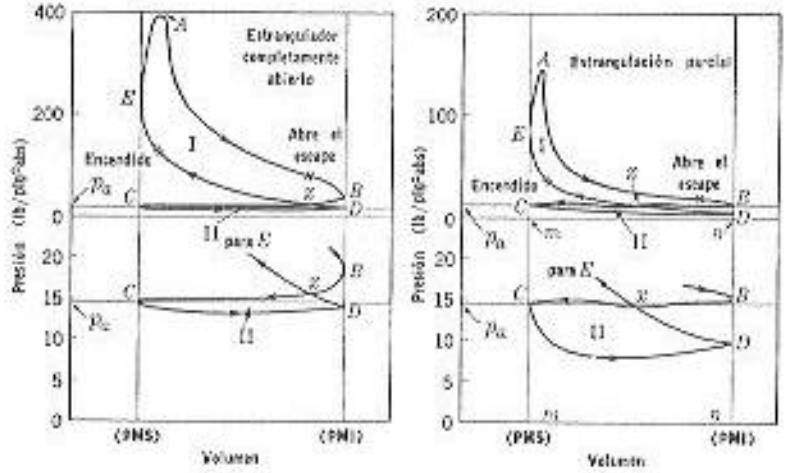


FIG. 5-10. Diagrama *pV* para el motor ECH. La inducción y el escape con la presión a escala amplificada

5-8. El diagrama *pV* para el motor ECH, parcialmente acelerado. En el motor ECH se emplea una válvula estranguladora (Art. 1-2), para obtener las condiciones de carga parcial. El efecto del estrangulador se ilustra en los diagramas comparativos del indicador de la Fig. 5-10, los cuales incluyen diagramas de la admisión y del escape, utilizando resorte suave. En la carrera de admisión (*CD*), con el acelerador completamente abierto, la presión es muy cercana a la atmosférica; con aceleración parcial, la presión cae apreciablemente por debajo de la atmosférica. Como consecuencia de esta diferencia, la curva del trabajo negativo (II, Fig. 5-10) es más larga con el estrangulador cerrado que con el estrangulador abierto.

Antes de probar que el área II del diagrama del indicador es una pérdida, se hará hincapié en que en el motor usual de émbolo reciprocante, la presión sobre el émbolo del lado del cigüeñal es la atmosférica. Esta presión puede ser ignorada o considerada igual a cero, porque el trabajo efectuado por el émbolo al empujar a la atmósfera hacia los lados en su carrera al exterior, será regresado cuando el émbolo vuelva a recorrer su trayectoria en la siguiente carrera, al interior. Por lo tanto, el trabajo total efectuado en cualquier carrera del émbolo, será proporcional al área que se encuentra debajo del trazo de presión-volumen; este trabajo será en sentido positivo cuando aumente el volumen durante la carrera y de sentido negativo cuando disminuya el volumen durante la carrera.

Supóngase que se analiza el diagrama del indicador, sumando[11] las cuatro áreas que corresponden a las cuatro carreras. Primero, el área positiva de la expansión, *mEABn*, se suma al área negativa de la compresión, *mEDn*, obteniéndose el área positiva *EABDE;* en seguida se suma el área negativa *mCBn* del escape al área positiva *mCDn* de la admisión, obteniéndose una área negativa *CDBC*. Luego, sobreponiendo (sumando) *EABDE* y *CDBC* es evidentemente claro que el área I será el trabajo positivo del ciclo, en tanto que el área II, es el trabajo negativo o de bombeo del ciclo. Adviértase que en la Fig. 5-10 las áreas cuyo contorno es generado con movimiento de sentido igual a las manecillas del reloj, son positivas y las trazadas en sentido contrario, son negativas.

El área I, trazada a determinada escala, es igual al *trabajo indicado,* en tanto que el área II, el *trabajo de bombeo* o *las pérdidas,* es parte del trabajo empleado en las fricciones en el motor. La diferencia entre estas áreas, se llama el *trabajo neto.* Para obtener parte de la energía del motor, el objetivo es reducir el tamaño del área I, del trabajo indicado. En el motor ECII, el estrangulador consigue este objetivo reduciendo la cantidad de aire y combustible inducidos; sin embargo, desgraciadamente esto también impone pérdidas por bombeo (área II) cuyo precio hay que pagar. Por lo tanto, el trabajo neto con cargas parciales, se obtiene a partir de una área indicada I pequeña y una área II de las fricciones, mayor que la obtenida a plena carga.

El diagrama con resorte débil, indica si las áreas de las válvulas y el sincronizado de ellas, han sido seleccionados correctamente para las condiciones de diseño de carga y velocidad. Consideremos

[11] Se sugiere que el estudiante siga estas instrucciones dibujando cada área y marcándolas + o −.

primero la válvula de escape. Si la apertura de la válvula de escape se retarda, la presión al iniciarse la carrera de escape será muy alta; si la válvula abre anticipadamente, se perderá algo de potencia en la dilatación del gas. En vista de que las válvulas son movidas mediante levas (Fig. 1-10), abrirán lentamente, si sólo han de seguir el contorno de la leva y cerrarán lentamente si el apoyo de la válvula se hace sin fuerza. Por esta razón se cierra la válvula de escape después del PMS (TDC), reflejándose el cierre anticipado en la elevación de la presión durante la carrera de escape. Se pueden hacer comentarios semejantes sobre la válvula de admisión.

A plena aceleración, o sea con el estrangulador completamente abierto, para un motor no sobrealimentado, la presión durante la carrera de admisión debe ser muy próxima a la atmosférica. Cuando está presente la fricción del fluido y, por lo mismo, la presión es inferior a la atmosférica, se tienen dos pérdidas: (1) Aumentan las pérdidas por bombeo y (2) el peso de la mezcla inducida al interior del motor, disminuye. Ya que el trabajo indicado del motor es directamente proporcional al peso de la mezcla inducida, las pérdidas por fricción en la carrera de admisión son más serias que las pérdidas de magnitud similar en la carrera de escape. Por esta razón se hacen lo más grande posible la válvula de admisión y su conducto, en lugar de la válvula de escape y su conducto.

En vista de que no está previsto para los motores comunes, que tengan ajustables las levas o el mecanismo sincronizador del árbol de levas, y siendo el tiempo un factor importante tanto para la ad-

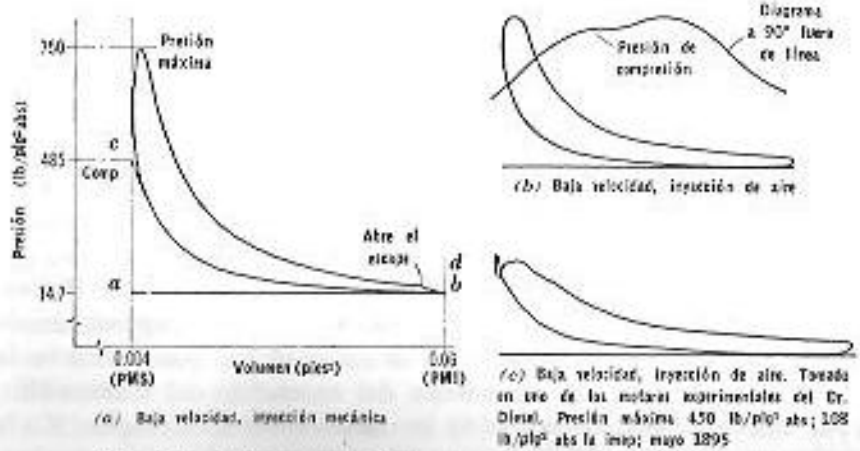


FIG 5-11. Diagramas pV para motores EC a plena carga

misión como para el escape, es obvio que la velocidad del motor afectará a las presiones dentro del mismo. A medida que se eleva la velocidad de diseño del motor, en términos generales, las válvulas abrirán anticipadas y cerrarán retardadas durante el ciclo, si ha de mantenerse pequeña el área del trabajo negativo (lo cual no es práctico).

5-9. Diagramas de presión para el motor EC. El diagrama *pV* para el motor EC ciclo de cuatro carreras, es muy semejante al del motor ECH (compárese la Fig. 5-8 con la Fig. 5-11*a*). Cuando se emplea aire a presión para inyectar y atomizar el combustible, se puede mantener la presión máxima dentro de valores bajos y la combustión se efectúa aproximadamente a presión constante (Figs. 5-11*b* y *c*). El periodo de combustión se alargará en el diagrama, moviendo, mediante el motor, la posición fuera de fase del indicador. En la Fig. 5-11*b* se muestra un diagrama desplazado 90°. En este caso, el tambor reciprocante del indicador se movió con una manivela que estaba desplazada 90° con respecto al cigüeñal del motor.

Cuando se estudia el diagrama *pt* se hacen evidentes ciertas características del motor EC. En la Fig. 5-12 se ilustran cuatro etapas (Art. 4-12) de la combustión diesel.

1. Demora del encendido
2. Combustión incontrolada
3. Combustión controlada
4. Incendio tardío o incendio atrasado

Si el periodo de demora del encendido del combustible es considerable, será inyectada una cantidad relativamente mayor de combustible, que se acumulará en el motor siendo particularmente violenta la segunda etapa de la combustión, con la consiguiente alta relación de la elevación de la presión. Por otra parte, con un periodo de demora pequeño comparado con la duración de la inyección, se elimina un tanto la segunda etapa porque parte del combustible es inyectado en el seno de gases, muy calientes unos y otros incendiándose, por lo cual la combustión y la inyección procederán al unísono. Por supuesto que las presiones y sus relaciones en el motor dependerán de muchos factores,[13] tales como (1) el instante en que se inicia la inyección, (2) el periodo de demora del encendido del combustible, (3) la velocidad del motor, y (4) la duración de la inyección. En la

[13] Véase la Fig. 15-30.

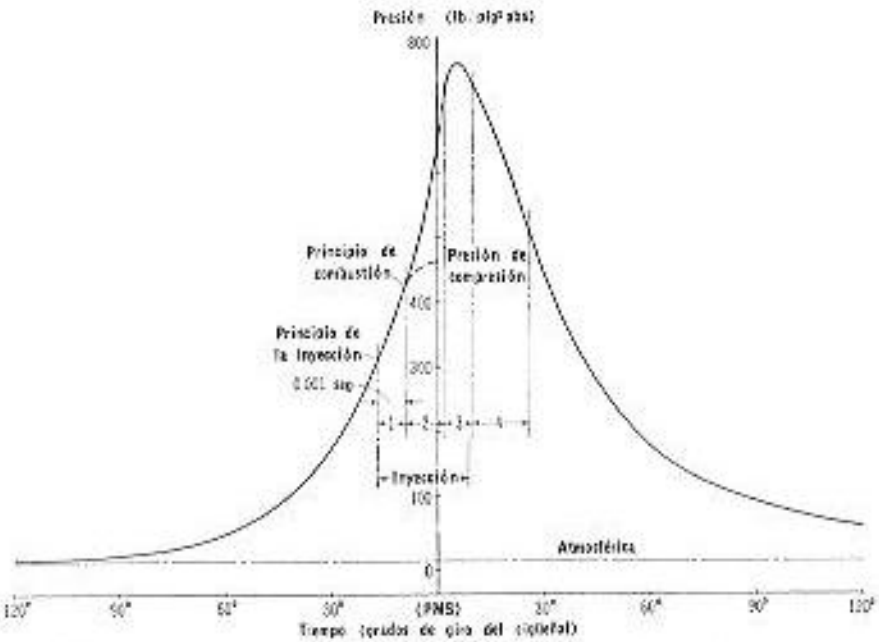


FIG. 5-12. Diagrama *pt* para el motor EC con inyección mecánica y a plena carga

Fig. 5-11*c* se ve que la inyección retardada permite que descienda la presión en la carrera de expansión después de efectuada la combustión, teniendo la presión máxima más baja que la presión de combustión. Con demoras pequeñas del encendido, largas duraciones de la inyección, bajas velocidades e inyecciones iniciándose cerca del PMS (TDC), puede llegarse al principio Diesel de la combustión a presión constante.

En la mayoría de los motores EC, es deseable quemar el combustible rápidamente cerca del PMS con objeto de obtener un consumo bajo de combustible (puesto que la energía liberada en el PMS, está disponible para desarrollar trabajo a lo largo de la carrera de expansión). El sincronizado de la inyección y su duración, se ajustan para tener un diagrama *pV* similar al de la Fig. 5-11*a*. Por lo tanto, el motor común EC funciona con un ciclo más semejante al Otto que al Diesel.

El motor EC tiene tendencia a las sacudidas porque la presión inicial se eleva bruscamente. El autoencendido no ocasiona solamen-

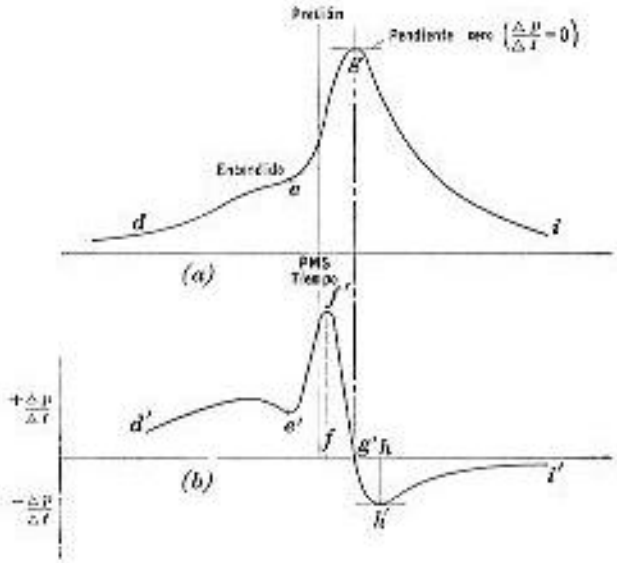


FIG. 5-13. Diagramas pt y de relaciones para la combustión no detonante

te las altas relaciones de la elevación de la presión, sino que también la aceleración extremadamente alta de esas relaciones (Art. 5-7). En virtud de que la presión máxima también es muy elevada, el motor común de EC deberá construirse más pesado.

Cuando el motor EC funciona con cargas parciales, disminuye la cantidad de combustible, pero no la cantidad de aire. Por esta razón, en la carrera de compresión de la Fig. 5-11 (o en la Fig. 5-12), las presiones no son afectadas aun cuando se reduzcan en la carrera de expansión y la línea de toda la expansión baje en el diagrama a medida que disminuye la carga. En vista de que la admisión de aire no ha sido estrangulada, el área del trabajo negativo es pequeña. Por lo tanto, el motor EC tiene un método de control más eficiente que el que tiene el motor ECH.

5-10. La detonación y el diagrama *pt*. Considérese el diagrama *pt* de la Fig. 5-13*a*. Si se midieran las pendientes de este diagrama en diferentes puntos y se llevaran a una gráfica, se obtendría un trazo semejante al de la Fig. 5-13*b*. Adviértase que la pendiente máxima acontece antes de la presión máxima y que a la presión máxima, la pendiente es cero. A este diagrama *dp/dt* contra *t* se le llama *diagrama de relaciones* y es el tipo de diagrama que puede obtenerse cuando se emplea un captador electromagnético (tal y como el ilustrado en la Fig. 5-7). Cuando un motor detona ligeramente, las ondas de presión (Fig. 5-14*a*) en la cámara, afectarán el registro *pt* solamente hasta cierto grado. Sin embargo, si se traza el diagrama de relaciones (Fig. 5-14*b*), el disturbio será amplificado grandemente porque la pendiente cambia progresivamente desde grandes valores positivos hasta grandes valores negativos (cuando menos, para la construcción gráfica de la Fig. 5-14). Por lo cual, aun cuando indirectamente, el empleo de un captador electromagnético pone de manifiesto: Que es una herramienta sensible para revelar la presencia de la detonación, mucho más sensible que el oído. De hecho, generalmente puede detectarse la detonación mediante este instrumento en motores que trabajan tranquilamente y sin ruidos con bajas relaciones de compresión (Art. 9-1 y también Fig. 9-3).

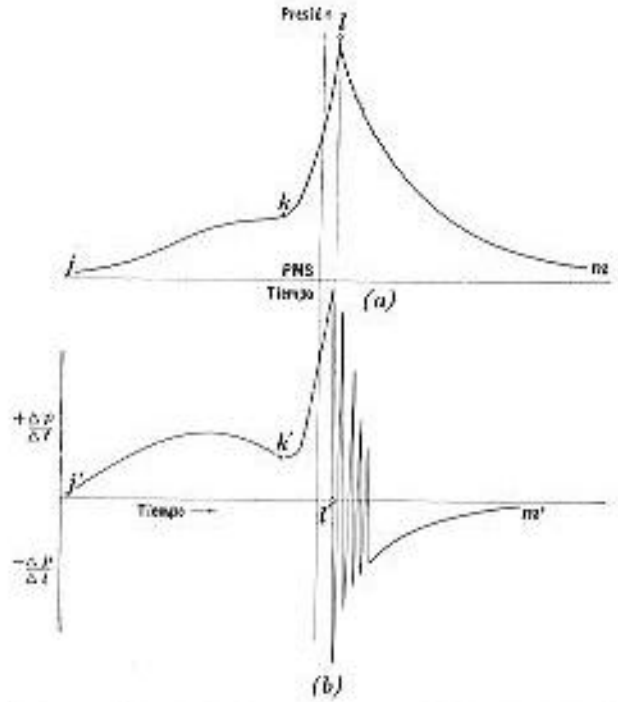


FIG. 5-14. Diagramas *pt* y de relaciones comprendiendo la detonación

PROBLEMAS

1. ¿Cuál es la objeción para el empleo de un indicador mecánico en un motor de poco desplazamiento, corriendo a bajas velocidades? ¿Y para altas velocidades?

2. Explicar respecto a qué son más deseables los diagramas de presión-tiempo que los de presión-volumen.

3. Para los datos del Ej. 5-1 supóngase que la potencia indicada es 100 hp. Determinar la presión media efectiva indicada y el área del diagrama del indicador.

4. Un motor ECH de seis cilindros, ciclo de cuatro carreras, trabaja a 2 000 rpm y produce 40 hp. Las pérdidas por bombeo son 5% del área del trabajo indicado y las pérdidas por fricción mecánica son un 7% más. ¿Qué potencia en hp se consume en las pérdidas por bombeo? Resp. 2.27 hp.

5. El motor del Prob. 4 tiene un desplazamiento de 3 278 cm^3 (200 plg^3) (*a*) ¿Cuántos kg-m de trabajo por ciclo aparecerán en las pérdidas por bombeo? (*b*) ¿Cuál será el valor de la presión media efectiva indicada para las pérdidas por bombeo? Resp. *a*) 1.73 kg-m
b) 0.314 kg/cm^2

6. Un motor EC de seis cilindros de 38.10 × 50.8 cm (15 × 20 plg), ciclo de cuatro carreras, gira a 200 rpm. Un diagrama del indicador que puede considerarse representativo de todos los cilindros, tiene una área de 3.23 cm^2 (0.5 plg^2) y longitud de 7.11 cm (2.8 plg), en tanto que la constante del resorte es de 13.84 $kg/cm^2/cm$ (500 $lb/plg^2/plg$). Determinar la presión media efectiva indicada y la potencia en hp.

7. Un motor EC con un cilindro de 25.4 × 30.48 cm (10 × 12 plg) y ciclo de dos carreras, gira a 300 rpm. El diagrama del indicador muestra una área de 2.5 cm^2 (0.4 plg^2) y longitud de 7.62 cm (3 plg); en tanto que la constante del resorte fue de 8.27 $kg/cm^2/cm$ (300 $lb/plg^2/plg$). En este motor se emplea la compresión en el cárter (Fig. 1-4), un indicador con resorte débil en el cárter, da los siguientes datos: área 3.23 cm^2 (0.5 plg^2), longitud 7.62 cm (3 plg), constante del resorte 0.275 $kg/cm^2/cm$ (10 $lb/plg^2/plg$). Determinar la presión media efectiva neta y la potencia neta en hp.

8. En un motor EC, cada cilindro debe tener una bomba de inyección individual (Fig. 1-3), siendo afectada la presión de combustión por la cantidad de combustible inyectado (Art. 5-9). Con estas consideraciones en mente, discutir un empleo práctico para el indicador de presión máxima.

9. Construir un diagrama de relaciones de cambio de presión contra tiempo, encontrando gráficamente la pendiente del diagrama *pt* de la Fig. 5-9 en varios puntos (en unidades de kg/cm^2 por grado). Nótese que en el punto de presión máxima, la pendiente cambia de signo algebraico cuando pasa por su valor cero.

10. Construir un diagrama de aceleración contra tiempo, encontrando gráficamente la pendiente del diagrama de relaciones construido en el Prob. 9. Explicar qué se entiende con el nombre *desaceleración* de la elevación de la presión y encontrar su valor máximo y su colocación.

11. Para el diagrama del indicador de la Fig. 5-10, con aceleración parcial, trazar diagramas separados para ilustrar el trabajo realizado durante cada carrera, y sobreponga o sume estos diagramas en la forma sugerida en el Art. 5-8.

12. Si el trabajo de fricción consumido en las partes mecánicas de un motor, se consideran despreciables estando el motor en vacío, ¿cuáles serán las dimensiones relativas de las áreas I y II de la Fig. 5-10?

13. Supóngase que en un diagrama tal como el de la Fig. 5-8, la chispa está retardada con respecto al PMS y que se sobrepone al diagrama *pV* probable. Recuérdese en este caso, que la cantidad de mezcla quemada al comienzo de la combustión es muy pequeña y que el movimiento del émbolo desciende la presión (en tanto que en la Fig. 5-8, el movimiento del émbolo comprime a la mezcla que se está quemando). Demuestre mediante razonamientos basados en la Primera Ley de la Termodinámica, que los gases de la combustión en el transcurso del escape estarán a temperatura y presión mayores que las correctas para la posición de la chispa.

14. Repetir el Prob. 13, pero para una chispa adelantada y supóngase que las pérdidas de calor hacia las camisas de agua, no aumentan por sobre las de la posición óptima para la chispa.

15. Determinar las relaciones de compresión para los motores de las Figs. 5-8 y 5-11.

16. Definir el trabajo indicado, el trabajo de bombeo y el trabajo neto.

17. Explicar por qué el motor EC se considera que tiene mejores recursos de control de rendimiento, que el motor ECH.

18. Sobreponga en los esquemas similares a las Figs. 5-11 y 5-12, los diagramas que representen las condiciones de carga parcial.

19. Para las condiciones de la Fig. 5-12, determinar qué cambios deberán ocurrir a medida que la carga se reduzca gradualmente a cero.

20. Si la demora de encendido de un combustible es constante e igual a 0.001 seg, (*a*) calcular el retraso en grados de giro del cigüeñal entre la inyección y la combustión inicial para velocidades del motor de 500, 1 000 y 2 000 rpm. (*b*) Si la bomba de inyección proporciona combustible en un intervalo de 20° de giro del cigüeñal, calcular el porcentaje de combustible inyectado durante la demora del encendido.

21. ¿Será rápida la aceleración de la elevación de la presión, al comenzar la combustión, en el motor ECH? Expliquelo y compárelo con las condiciones en el motor EC. Repítalo, pero para la desaceleración y para el período próximo al final de la elevación de la presión.

REFERENCIAS

1. Taylor, E. S., y Draper, C. S. "A New High Speed Indicator", *Mechanical Engineering*, Vol. 55, Núm. 3 (marzo, 1933), Pág. 169.

2. Lichtenberger, F. "Valuation and Tests of Electrical Engine Indicators", *Automotive Industries*, Vol. 82, Núm. 8 (abril 15, 1940), Pág. 368 (y discusión).

3. *The Cathode-ray Tube y Typical Applications.* Clifton, New Jersey: A. B. Dumont Laboratories.
4. Draper, C. S., y Li, Y. T. "A New High Performance Engine Indicator of the Strain Gage Type", *Journal of Aeronautical Sciences*, Vol. 16, Núm. 10 (octubre, 1949), Pág. 593.
5. Grinstead, C. E., Frawley, R. N., Chapman, F. W., y Schultz, H. F. "An Improved Indicator for Measuring Static and Dynamic Pressures", *SAE Journal*, Vol. 52, Núm. 11 (noviembre, 1944), Pág. 534.
6. Crossley, A. "The Pressuregraph", *Proceedings of National Electronics Conference*, octubre, 1946.
7. Minter, C. C. "Flame Movement and Pressure Development in Gasoline Engines", *SAE Journal*, Vol. 36, Núm. 3 (marzo 1935), Pág. 89.
8. Janeway, R. N. "Combustion Control by Cylinder Head Design", *SAE Journal*, Vol. 24, Núm. 5 (mayo 1929), Pág. 498.
9. Hinze J. O. *Effect of Cylinder Pressure Rise on Engine Vibrations.* ASME Paper 49-OGP-3, abril 25, 1949.
10. Fry, A. S., Stone, J., y Withrow, L. "Analysis of a Shock-Excited Transient Vibration Associated with Combustion Roughness", *Trans. SAE*, Vol. 1, Núm. 1 (enero 1947), Pág. 164.
11. De Juhasz, K. J. *The Engine Indicator.* New York: Instrument Publishing Co., 1934.

FACULTAD DE INGENIERIA BIBLIOTECA CALKA

CAPITULO 6

CICLOS IDEALES Y SUS PROCESOS

No obstante que el motor de combustión no funciona de acuerdo con un ciclo termodinámico (Arts. 3-9 y 3-27), el concepto del ciclo sigue siendo un expediente muy útil para mostrar los efectos de los cambios en las condiciones de operación, para indicar el rendimiento máximo y para comparar un tipo de motor de combustión con respecto a otro.

Cuando en un ciclo hipotético se presupone que el fluido motriz es aire solamente, se le conoce como un *ciclo de aire normal.* Se considera, que el calor es suministrado directamente al ciclo o rechazado por él y para simplificar el análisis, se ignoran las pérdidas de calor, en tanto que el poder calorífico del aire, se estima como constante.

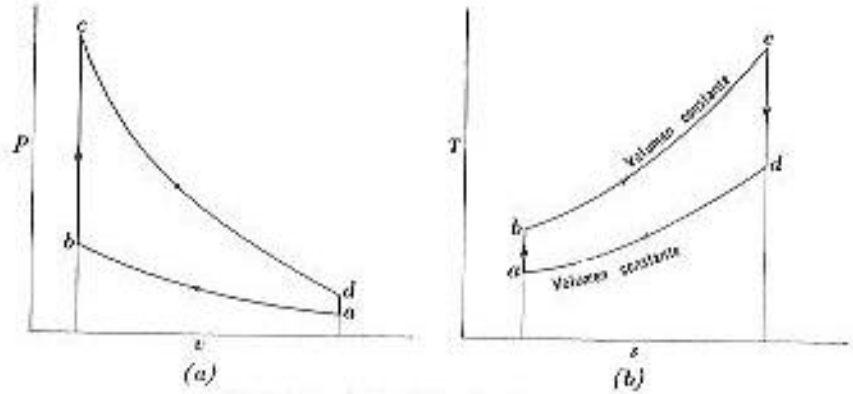


FIG. 6-1. Ciclo Otto de aire normal

6-1. El ciclo Otto. Se puede trazar un ciclo hipotético para el motor Otto (así como para el motor común EC diesel), a partir de un diagrama *pV* como el de la Fig. 5-8. Los procesos de compresión y dilatación vienen a ser idealmente, procesos isoentrópicos. La combustión y la "fuga" del escape que se verifican casi a volumen cons-

tante en el motor, ahora, para el ciclo propuesto se consideran arbitrariamente, como procesos a volumen específico constante. El diagrama p-v que resulta (Fig. 6-1*a*) es muy similar al diagrama pV de la Fig. 5-8. El diagrama Ts (Fig. 6-1*b*), se elabora para los mismos procesos que son:

ab, compresión isoentrópica
bc, aportación de calor a volumen constante
cd, dilatación isoentrópica
da, rechazo de calor a volumen constante

Para este ciclo, por unidad de peso de aire se tiene:

$$Q_{Aprov} = c_v(T_c - T_b) \qquad \text{(una cantidad positiva)}$$
$$Q_{Rech} = c_v(T_a - T_d) \qquad \text{(una cantidad negativa)}$$

$$\eta_t = \frac{Q_A + Q_R}{Q_A} = 1 - \frac{T_d - T_a}{T_c - T_b} = 1 - \frac{T_a\,(T_d/T_a - 1)}{T_b\,(T_c/T_b - 1)}$$

como las relaciones de compresión y de expansión son iguales:

$$\frac{T_a}{T_b} = \left(\frac{v_b}{v_a}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_c}{v_d}\right)^{k-1} = \frac{T_d}{T_c} \qquad (3\text{-}27)$$

o

$$\frac{T_d}{T_a} = \frac{T_c}{T_b}$$

y

$$\eta_t = 1 - \frac{T_a}{T_b} = 1 - \left(\frac{v_b}{v_a}\right)^{k-1} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \qquad (6\text{-}1)$$

En este caso, r_v es la *relación de expansión*[1] o dilatación del ciclo, (una relación de *volúmenes*) (Art. 1-1):

$$r_v = \frac{V_{antes}}{V_{después}} = \frac{v_{antes}}{v_{después}} \qquad (6\text{-}2)$$

Pero esto último también es la *relación de compresión* puesta que el émbolo volverá a recorrer sus mismos pasos al completar el ciclo.

La Ec. (6-1), demuestra que el rendimiento térmico del ciclo Otto es influido, tanto por la relación de expansión, como por las propiedades del fluido motriz que son reflejadas por los valores de k.

[1] En un ciclo termodinámico verdadero, son sinónimos los términos relación de expansión y relación de compresión. Sin embargo, en el motor real, estas dos relaciones no necesitan ser iguales como consecuencia del tiempo requerido por las válvulas al operador, por lo cual es un tanto preferible el término de relación de expansión.

En vista de que k no es constante, puesto que disminuye con la temperatura, tanto para los gases reales como para los perfectos (Fig. II del Apéndice), se obtendrán varios valores del rendimiento térmico para cada valor de r_v. Más aún, se podrá seleccionar para el ciclo un fluido con un valor k mayor que el del aire. Por esta razón, el helio ($k = 1.67$) o el argón ($k = 1.68$) serán fluidos más eficientes que el aire ($k = 1.40$) o que el vapor de agua ($k = 1.33$). (Los valores de k a 25°C (77°F) provienen de la Tabla III del Apéndice).

Al trazar el rendimiento térmico y la presión máxima teniendo la relación de expansión como abscisas (Fig. 6-2), se observan algunas tendencias interesantes: Aumentando la relación de expansión cuando es de valor r_v bajo, se tiene un recurso poderoso para aumentar el rendimiento térmico; pero cuando las relaciones de expansión son altas, la ganancia se hace progresivamente menor. A mayor abundamiento, la presión máxima aumenta casi en proporción directa con el aumento r_v. De aquí que las relaciones de r_v de 10 o 12 hayan probado ser las más deseables. Estas tendencias han sido confirmadas por pruebas hechas en motores reales como se ve en la Fig. 14-12.

La Ec. (6-1), también es independiente de la cantidad de calor (Q_A), añadida al ciclo. En consecuencia, podrá variar al trabajo obtenido del ciclo teórico, sin tener cambios en el rendimiento térmico. De la definición del rendimiento térmico (Art. 3-9), el trabajo obtenido es igual a:

$$W = \eta_t Q_A \qquad (6\text{-}3)$$

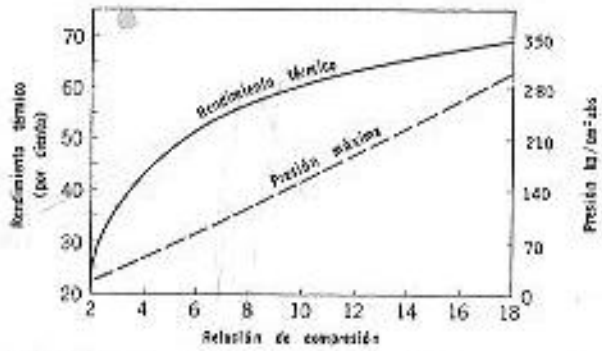


FIG. 6-2. Rendimientos térmicos y presiones máximas de los ciclos Otto, de aire normal

La presión media efectiva indicada (Arts. 2-11 y 5-2) del ciclo es igual a:

$$\text{imep} = \frac{W}{V_D} \quad \left(\frac{\text{kg-cm}}{\text{cm}^3} \text{ o } \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right); \quad \left(\frac{\text{plg-lb}}{\text{plg}^3} \text{ o } \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2}\right) \qquad (6\text{-}4)$$

EJEMPLO 1. Un ciclo Otto, empleando aire, tiene una relación de expansión de 8. Al iniciarse el proceso de compresión (*a* en la Fig. 6-1), la temperatura es de 300°K (540°R) y la presión de 1.033 kg/cm² abs (14.7 lb/plg² abs). Se suministra calor a razón de 717 kcal/kg de aire (1 280 Btu/lb de aire). Determinar: el rendimiento térmico, el trabajo neto, la presión media efectiva indicada y las presiones y temperaturas en puntos clave del ciclo. (El peso molecular del aire es muy cercano a 29.)

SOLUCIÓN:

Ec. (6-1) $\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} = 1 - \frac{1}{8^{0.4}} = 0.565$ o 56.5% Resp.

Ec. (6-3) $W = \eta_t Q_A = 0.565 \times 717 = 405$ kcal/kg Resp.

Estado a $p_a = 1.033$ kg/cm² abs $T_a = 300$°K

Ec. (3-17*a*) $v_a = \frac{RT_a}{p_a} = \frac{846 \times 300}{29 \times 10330} = .85$ m³/kg

Estado b

Ec. (3-26) $p_a v_a^k = p_b v_b^k$ $p_b = p_a(r_v)^k = 1.033(8)^{1.4} = 18.9$ kg/cm² abs

Ec. (3-27) $\frac{T_b}{T_a} = \left(\frac{v_a}{v_b}\right)^{k-1}$ $T_b = T_a(r_v)^{k-1} = 300(8)^{0.4} = 705$°K

Ec. (6-2) $\frac{v_a}{v_b} = r_v$ $v_b = \frac{.85}{8} = .105$ m³/kg

Estado c

Tabla III (del Apéndice) $c_v = 0.171$ kcal/kg °k

Ec. (3-14) $Q = mc_v(T_c - T_b)$; $717 = (0.171)(\Delta T)$ $\Delta T = 4192$°K
$T_c = 4897$°K

Los volúmenes en *b* y en *c* son iguales; por lo tanto,

$$\frac{P_c}{P_b} = \frac{T_c}{T_b} \qquad p_c = 18.9\left(\frac{4897}{705}\right) = 133 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

Estado d

Ec. (3-27) $\frac{T_d}{T_c} = \left(\frac{v_c}{v_d}\right)^{k-1}$ $T_d = 4897(\frac{1}{8})^{0.4} = 2109$ °K

Como los volúmenes en *a* y en *d* son iguales

$$\frac{p_d}{p_a} = \frac{T_d}{T_a} \qquad p_d = 1.033\left(\frac{2109}{300}\right) = 7.28 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

La presión media efectiva indicada es igual a:

Ec. (6-4) $\text{imep} = \frac{W}{V_D} = \frac{(403 \text{ kcal/kg})(427 \text{ kg-m/kcal})}{(.84 - .105 \text{ m}^3/\text{kg}) \times 10\,000 \text{ cm}^2/\text{m}^2} = 23. \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ Resp.

6-2. El ciclo Diesel. Es posible trazar un ciclo teórico para el motor del Dr. Diesel, a partir del diagrama *pV* de la Fig. 5-11c (un motor de inyección por aire, siendo la inyección retardada). En el ciclo ideal, los procesos de compresión y dilatación vienen a ser procesos isoentrópicos; el periodo de combustión se toma como proceso a presión constante; la salida de los gases de escape se hace como proceso a volumen específico constante. En la Fig. 6-3 se muestran los diagramas *pv* y *Ts* para este ciclo idealizado:

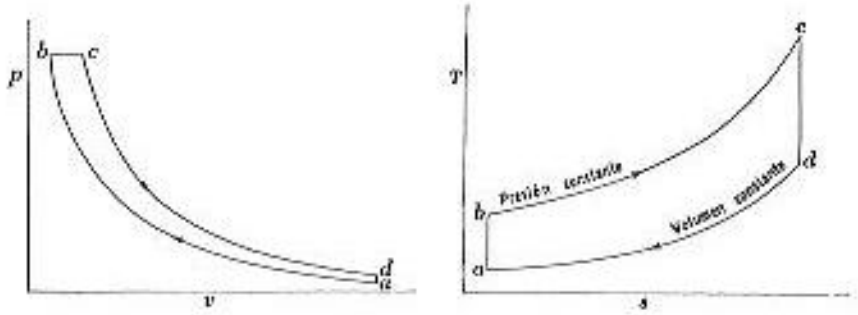


FIG. 6-3. Ciclo Diesel de aire normal

ab, compresión isoentrópico
bc, adición de calor a presión constante
cd, expansión isoentrópica
da, rechazo de calor a volumen constante

Para este ciclo

$$Q_A = c_p(T_c - T_b) \qquad Q_R = c_v(T_a - T_d)$$

$$\eta_t = \frac{Q_A + Q_R}{Q_A} = 1 - \left(\frac{1}{k}\right)\left(\frac{T_d - T_a}{T_c - T_b}\right) = 1 - \left(\frac{1}{k}\right)\frac{T_a\left(\frac{T_d}{T_a} - 1\right)}{T_b\left(\frac{T_c}{T_b} - 1\right)} \qquad (a)$$

ya que

$$\Delta s_{cd} = \Delta s_{ba} \text{ en la Fig. 6-3}b$$

$$\Delta s_{cd \text{ o } ba} = c_v \ln \frac{T_d}{T_a} = c_p \ln \frac{T_c}{T_b} \quad \text{o} \quad \left(\frac{T_c}{T_b}\right)^k = \left(\frac{T_d}{T_a}\right) \qquad (b)$$

y por la Ec. (3-27)

$$\frac{T_c}{T_b} = \left(\frac{v_b}{v_a}\right)^{k-1} = \frac{1}{r_v^{k-1}} \qquad (c)$$

Llamando a T_c/T_b la relación de carga L y sustituyendo las Ecs. (b) y (c) en la Ec. (a) se tiene:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}}\left[\frac{L^k - 1}{k(L-1)}\right] \qquad (6\text{-}5)$$

Nótese que la Ec. (6-5) para el ciclo Diesel, difiere de la Ec. (6-1) para el ciclo Otto, solamente por el término en el paréntesis rectangular que siempre es mayor que la unidad. Por lo tanto, el rendimiento del ciclo Diesel es menor que el del ciclo Otto, cuando se hace la comparación con la misma relación de expansión y para el mismo medio motriz. Si bien el rendimiento del ciclo Otto era independiente de la carga, el del ciclo Diesel aumenta progresivamente a medida que la carga disminuye (y llega a ser igual al del ciclo Otto en el límite de cero carga).

6-3. El ciclo Duplex. En los motores modernos EC, la presión no es constante durante el proceso de combustión sino que varía en la forma ilustrada en la Fig. 5-12. En este caso, la parte inicial del

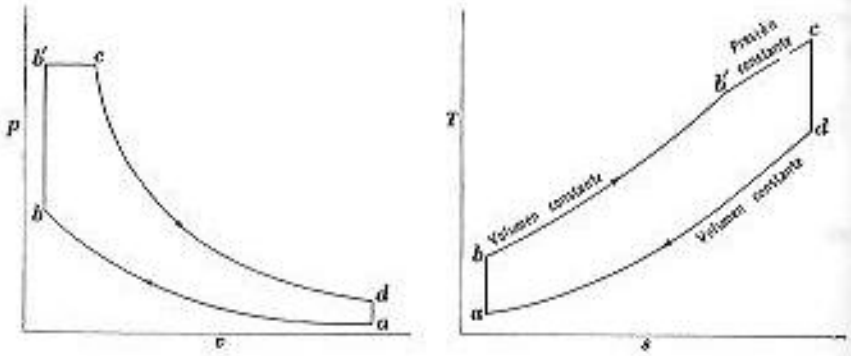


FIG. 6-4. Ciclo Duplex de aire normal

periodo de combustión acontece aproximadamente a volumen constante en tanto que se considera que la parte final se lleva a efecto a presión constante, aproximadamente. Se puede elaborar para este motor, un ciclo hipotético (Fig. 6-4) con los siguientes procesos:

ab, compresión isoentrópica
bb', adición de calor a volumen constante
b'c, adición de calor a presión constante
cd, expansión isoentrópica
da, rechazo de calor a volumen constante

La discusión de este ciclo se reserva para el Art. 6-4. Se advierte que el motor diesel moderno tiene el incendio continuado en la carrera de expansión (Art. 5-9), e igual que el ciclo Duplex, no libera toda la energía a volumen constante.

6-4. Comparación de los ciclos de aire normal. Para cualquier relación de expansión y aporte de calor dados, el rendimiento térmico es mayor para el ciclo Otto y disminuye en el siguiente orden:

1. Ciclo Otto
2. Ciclo Duplex
3. Ciclo Diesel

El ciclo Otto permite la expansión más completa y obtiene la eficiencia más alta, porque todo el calor es suministrado antes que el proceso de expansión se inicie. A este respecto, el ciclo Diesel es el peor, puesto que la última parte del calor es suministrada al fluido que tiene una dilatación relativamente pequeña, después del rechazo.

En la base de la misma aportación de calor y la misma presión máxima, el orden de las eficiencias es:

1. Ciclo Diesel
2. Ciclo Duplex
3. Ciclo Otto

Esta comparación es importante porque el motor diesel real emplea altas relaciones de compresión, en tanto que el motor ECH está limitado a relaciones relativamente bajas por las restricciones impuestas por la detonación (Art. 4-11).

Método de construcción gráfica. No deben hacerse intentos para memorizar las comprobaciones de los párrafos siguientes pero los procedimientos para elaborarlas son de interés.

1. Determínense las *dos* restricciones en cada comparación.
2. Dibújense uno de los ciclos (digamos el Otto) en el diagrama *Ts*.
3. Se parte del estado inicial *a* del ciclo Otto y se traza en un ciclo Diesel que obedezca las restricciones dadas. (Recuérdese ahora, que las líneas de presión constante son menos inclinadas en un estado cualquiera del diagrama *Ts* que las líneas de volumen constante).
4. Se establece una expresión para el rendimiento térmico, en función de una de las cantidades que permanecen constantes en ambos ciclos:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_R|}{Q_A} = \frac{W}{Q_A} = \frac{W}{W + |Q_R|}$$

5. Se determinan a partir del diagrama *Ts*, las cantidades relativas de calor rechazado y, por lo tanto, cuál de los ciclos es el más eficiente.
6. Acomodo del ciclo Duplex entre los dos extremos: los ciclos Otto y Diesel.

RELACIÓN DE COMPRESIÓN Y SUMINISTRO DE CALOR CONSTANTES. La Fig. 6-5 se ha elaborado para los tres ciclos teóricos con la misma relación de compresión y con la misma cantidad de calor suministrada. El ciclo Otto se muestra como el *abcd*; el Duplex como el *abb'c'd'* y el Diesel como el *abc''d''*. Todos los ciclos comienzan en *a* con la misma presión, y temperatura y volumen iniciales siguiendo la compresión isoentrópica hasta *b*. El calor es añadido bajo condiciones variables para los diferentes ciclos. Para satisfacer la premisa de la misma cantidad de calor suministrado, las áreas *Ts*; *fbce*, *fbc''e''* y *fbb'c'e'* deberán ser iguales. Ya que en el diagrama *Ts* las líneas de volumen constante son más inclinadas que las de presión constante,

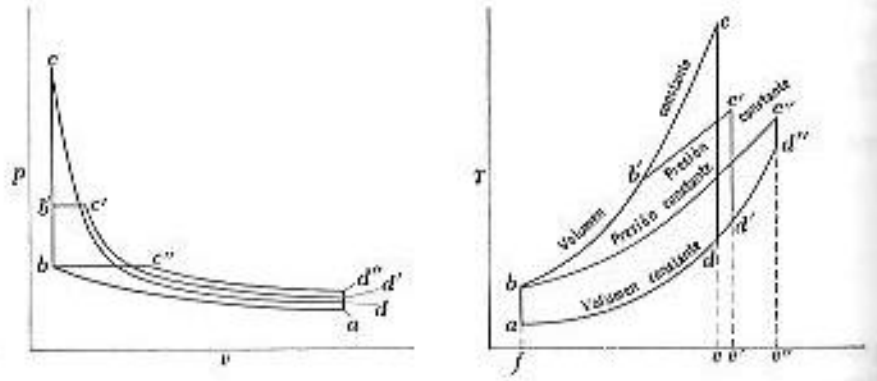


FIG. 6-5. Comparación de los ciclos teóricos con la misma relación de compresión y la misma aportación de calor

el trazo de áreas iguales para el calor suministrado, muestra el punto *c''* como el de mayor entropía. Para cada ciclo se muestra el calor rechazado como el área correspondiente debajo de la línea *ad''*, de volumen constante, comprendida desde la expansión isoentrópica. En virtud de que se suministró a cada ciclo la misma cantidad de calor, el ciclo que rechace la menor cantidad de él, después de la expansión será el de mayor eficiencia. Este ciclo es el Otto, con el calor rechazado mostrado por el área-*fade*. El orden de las eficiencias para estos tres ciclos es tal y como se predijo al comienzo de este artículo:

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_R|}{(constante)} \quad \therefore \eta_{t\ Otto} > \eta_{t\ Duplex} > \eta_{t\ Diesel}$$

Es conveniente subrayar que las consideraciones que se acaban de discutir, son puramente teóricas. El verdadero motor de EC funciona con una relación de compresión alta, a la cual no puede llegar el motor ECH por las limitaciones impuestas por las características detonantes de la alimentación combustible-aire. Sin embargo, los párrafos precedentes muestran que en cualquier motor, la aportación de calor deberá hacerse en tal forma que permita la expansión máxima posible del fluido motriz, si ha de obtenerse el rendimiento térmico máximo.

LA PRESIÓN MÁXIMA Y LA APORTACIÓN DE CALOR SON CONSTANTES. Considerando que la presión es generalmente el factor limitador en el diseño de un motor, se deben comparar los ciclos tomando como base la misma presión máxima y el mismo calor suministrado. Supóngase que sólo se han trazado los ciclos Otto y Diesel, Fig. 6-6. Para satisfacer las condiciones dadas, los puntos *c* y *c'* deberán estar sobre una línea de presión constante en tanto que las áreas *Ts*, *fbce*

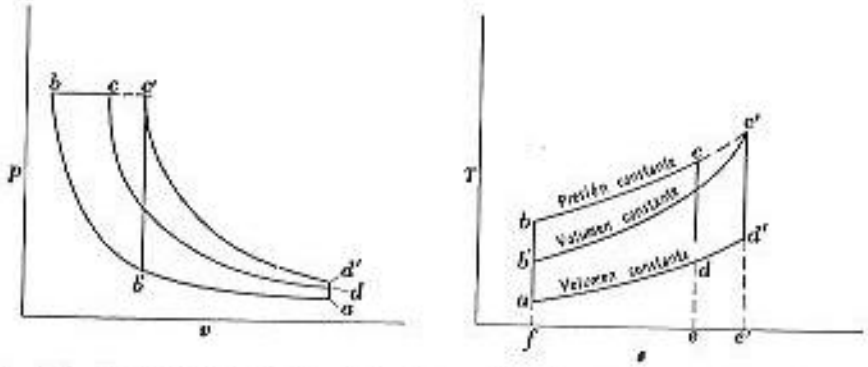


FIG. 6-6. Comparación de los ciclos Otto y Diesel con la misma presión máxima y la misma aportación de calor

y *fb'c'e'* deben ser iguales. Para estas condiciones el ciclo Diesel es el más eficiente porque rechaza menos calor (comparando las áreas *fade* y *fad'e'*). Debe notarse que para lograr esta supremacía, el ciclo Diesel ha de trabajar con una relación de compresión mayor que la del ciclo Otto (sin embargo, esas son las condiciones usuales para el motor verdadero). Un razonamiento semejante demuestra que el rendimiento del ciclo Duplex, queda comprendido dentro de los otros dos:

$$\eta_{t\ Diesel} > \eta_{t\ Duplex} > \eta_{t\ Otto}$$

LA PRESIÓN MÁXIMA Y EL TRABAJO PRODUCIDO SON CONSTANTES. Se puede emplear la Fig. 6-6 para mostrar que el ciclo Diesel es más eficiente que el Otto para la misma producción de trabajo y la misma presión máxima. Partiendo del diagrama *Ts* de la Fig. 6-6, se ve que el área *ab'c'd'* que corresponde al trabajo podrá ser igual al área *abcd*, solamente si el punto *c'*, tiene mayor entropía que el punto *c*. Debe notarse que el ciclo Otto funciona con relaciones de compresión inferiores a las del ciclo Diesel si el punto *c'* debe encontrarse en la línea de presión constante, que pasa por *bc*. Entonces como:

$$\eta_t = \frac{W}{Q_A} = \frac{W}{W + |Q_R|} = \frac{(constante)}{(constante) + |Q_R|}$$

el ciclo Diesel será el más eficiente, puesto que rechaza menos calor (área *fade*) que el ciclo Otto (área *fad'e'*), luego:

$$\eta_{t\ Diesel} > \eta_{t\ Duplex} > \eta_{t\ Otto}$$

PRESIÓN MÁXIMA Y TEMPERATURA CONSTANTES. La Fig. 6-7 se ha trazado para comparar los dos ciclos Otto y Diesel a la misma presión y a la misma temperatura. En este caso, el ciclo Otto queda limitado a una relación de compresión baja para satisfacer la condición de que el punto c sea común, para ambos ciclos. El trazo de la Fig. 6-7 prueba que los dos ciclos rechazan la misma cantidad de calor:

$$N_t = 1 - \frac{|Q_R|}{Q_A} = 1 - \frac{(constante)}{Q_A}$$

Consecuentemente el ciclo con mayor aporte de calor Q_A es el más eficiente:

$$\eta_{t\ Diesel} > \eta_{t\ Duplex} > \eta_{t\ Otto}$$

6-5. Los efectos del equilibrio químico y los calores específicos variables.[2] El ciclo de aire normal falla al representar las condiciones reales, existentes en el motor. Por cuya razón, se presentan los resultados y análisis hechos por Goodenough y Baker[3] para mostrar valores más representativos que los encontrados por medio de los análisis de aire normal. Sus cálculos fueron basados en las siguientes premisas para un motor hipotético:

1. La mezcla consta de aire, vapores de gasolina y productos del escape, abandonados en el espacio de volumen de compresión.

[2] Los cálculos para los efectos correspondientes se encuentran en el Cap. 7.
[3] Ref. 1.

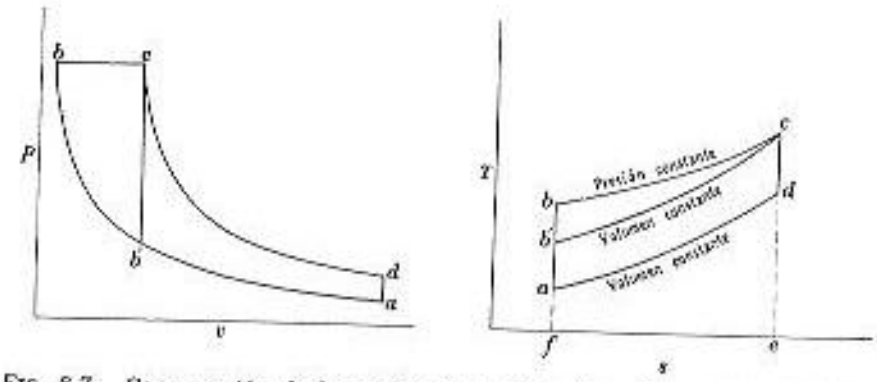


FIG. 6-7. Comparación de los ciclos Otto y Diesel con la misma presión máxima y temperatura

2. Los cálculos se basaron en diferentes mezclas de combustible y aire; lo cual incluye mezclas ricas y pobres así como a las químicamente correctas (100% del aire teórico).
3. En los cálculos se emplearon poderes caloríficos variables.
4. Se supuso que el proceso de combustión estaba en equilibrio químico (Art. 4-20) y tenía lugar a volumen constante.
5. Se supuso que durante las carreras de admisión y escape la presión era de 1.033 kg/cm² abs (14.7 lb/plg² abs).
6. Se supuso que todos los procesos eran adiabáticos.

En el análisis de aire normal, se utilizó un ciclo termodinámico real con solamente aire como fluido motriz; en el análisis de Goodenough-Baker se ha empleado un motor ideal que ejecuta perfectamente cada proceso del motor ECH o EC real.

La Fig. 6-8 muestra los resultados del motor Otto ideal en función de la relación de expansión y de las mezclas combustible-aire. Adviértase que las mezclas pobres en combustible (alto porcentaje de aire) son más eficientes y tienden a la eficiencia del aire normal. Se consigue este efecto porque las mezclas ricas de aire y combustible tienen valores de *k* pequeños que disminuyen con la temperatura (Art. 6-1); además, se supone que haya equilibrio químico en la reacción del combustible-aire y los productos de la combustión y, por lo tanto, el exceso de aire asegura una reacción más completa al comienzo de la carrera de expansión.

En la Fig. 6-8 se nota que la presión media efectiva más alta se garantiza mejor con una mezcla rica que con una químicamente correcta. Se insiste en que el proceso de combustión se ha supuesto en

equilibrio químico; de aquí que aumentando la cantidad de combustible disminuye a la cantidad de oxígeno sin combinar, en los productos, tendiendo así a liberar mayor cantidad de energía. Por lo mismo, aumentan la presión y la temperatura durante el proceso de combustión. Indudablemente una gran cantidad de combustible con la

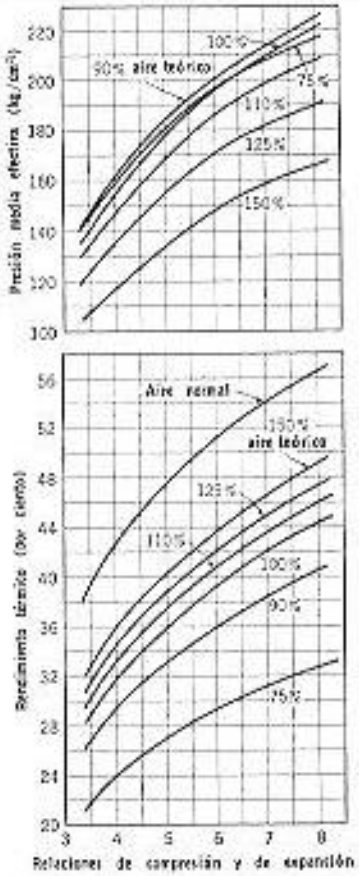


FIG. 6-8. Variaciones del rendimiento térmico indicado y la presión media efectiva indicada para un motor Otto con relación de mezcla y relación de compresión. (Tomado de *Goodenough and Baker*, Ref. 1)

tendencia a aumentar la capacidad de calor de la alimentación, ocasionará temperaturas y presiones menores y, por lo tanto, presiones efectivas medias de poco valor.

En la Tabla 6-1 se muestran los valores de Goodenough-Baker para las temperaturas y presiones clave, en el motor Otto, con mez-

TABLA 6-1. TEMPERATURAS Y PRESIONES EN EL MOTOR OTTO
(De la Refr. 1)

Estados	Relación de expansión de 8:1				Relación de expansión de 6.5:1			
	Presión		Temperatura		Presión		Temperatura	
	kg/cm²	lb/plg²	°K	°R	kg/cm²	lb/plg²	°K	°R
A	1.033	14.7	310.5	586	1.033	14.7	336	605
B	16.49	235.6	650.2	1174	12.3	176.4	622	1117
C	78.0	1114.4	3860.	5150	60.5	863.4	2840	5108
D	6.3	90.3	1890.	3405	6.39	91.3	1975	3553

clas de aire y combustible químicamente correctas. Los valores para r_c igual a 8 confrontados con los del ciclo de aire normal del Ej. 1 muestran resultados comparables, aun cuando en ciertas magnitudes, diferencias sorprendentes.

El efecto de los refinamientos de Goodenough-Baker sobre los procesos del ciclo teórico de aire normal, se muestran en la Fig. 6-9; *ABCD* es el ciclo ideal en el supuesto de que el calor específico del fluido motriz tiene un valor constante. Sin embargo, el calor específico de todos los gases, aumenta a medida que aumenta la temperatura (y los valores de k disminuyen, Fig. II del Apéndice). Conse-

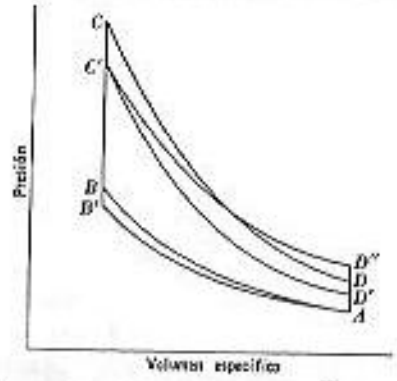


FIG. 6-9. Efecto de un aumento en el calor específico sobre el diagrama pv [36]

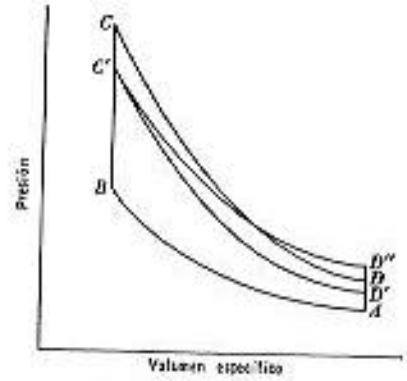


FIG. 6-10. Efecto de la disociación sobre el diagrama pv

[36] En la Fig. 6-9 la línea C'D'' no deberá cruzar a la línea CD cuando r_c es pequeña. Véanse los problemas 1a, 1b y 1c.

cuentemente, si se considera un calor específico variable para la carrera de compresión del motor, la temperatura final será menor y por ello la presión también será menor (B' Fig. 6-9) que si se emplearan valores constantes de la capacidad calorífica. Al final de la combustión la temperatura solamente alcanzará hasta C' porque los calores específicos aumentan con la temperatura y porque ésta era menor en B' que en B al comienzo de la combustión. El proceso de dilatación isoentrópico para calores específicos variables $C'D''$, se encuentra arriba del de calores específicos constantes $C'D'$ y razonablemente se produce más trabajo en la carrera de expansión a medida que disminuye el poder calorífico de los gases. Sin embargo, esto no es una ganancia puesto que si el calor específico permaneciera constante, la expansión se habría iniciado en C y no en C'.

El efecto de los calores específicos variables es el de disminuir lo más posible las presiones y temperaturas en el ciclo y producir menos trabajo que el del ciclo correspondiente con calor específico constante; estos efectos pudieron haber sido anticipados a partir de la influencia de los valores decrecientes de k en las Ecs. (6-1) y (6-3).

En la Fig. 6-10 la presión C corresponde a la temperatura teórica de combustión (Art. 4-8), mientras que la presión menor C' corresponde a la temperatura para el equilibrio químico (Art. 4-20). La expansión isoentrópica de los gases invariables en su composición está representada por las líneas CD y $C'D'$. Sin embargo, la expansión isoentrópica con equilibrio continuado, comenzará en C' y terminará en D'' debido a la liberación de energía en toda la carrera de expansión a medida que disminuye la temperatura y la reacción procede a su terminación. Véase que la línea de expansión $C'D''$ se encuentra arriba de $C'D'$ consecuentemente se obtiene más trabajo de la expansión con el equilibrio químico continuado $C'D''$ que cuando se compara con una expansión de composición constante $C'D'$. Sin embargo, si no acontece el equilibrio químico, la presión de combustión será C y el trabajo de expansión de C a D que es mayor que el de C' a D''. La lógica de lo dicho es evidente cuando sucede que la energía química liberada en el proceso BC quede disponible para efectuar trabajo durante toda la carrera CD; por otra parte es liberada (prácticamente) la misma cantidad de energía química parte en el proceso BC' y el resto C' a D''. En consecuencia, sólo una porción de la energía química se libera en el PMS, la posición de máxima expansión, mientras que una parte de la energía se libera posteriormente durante la carrera de expansión y por ello con menos oportunidad de realizar

trabajo de expansión. Debido a este trabajo menor, producido, la energía abandonada en el gas puede ser considerable y de ahí que la temperatura y la presión sea superior en D'' que en D. Para lograr este último punto la línea $C'D''$ deberá cruzar a CD.

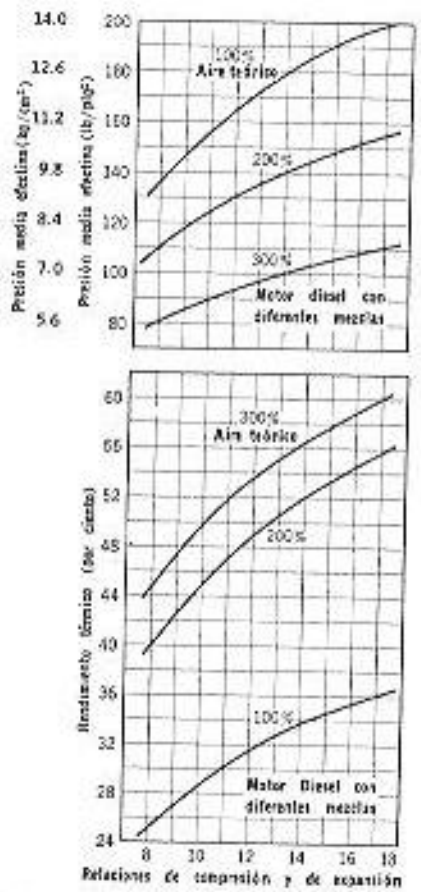


FIG. 6-11. Variaciones del rendimiento térmico indicado y de la presión media efectiva indicada para un motor diesel con relación de mezcla y relación de compresión. (Tomado de *Goodenough and Baher*, Ref. 1)

La Fig. 6-11 muestra los datos para el motor diesel con la combustión a presión constante. En este caso el rendimiento térmico aumenta progresivamente al disminuir la carga; esto es, a medida que aumenta la cantidad relativa de aire a combustible. El límite de esta tendencia está dado por el rendimiento del ciclo Otto de aire normal

[Véase la Ec. (6-1) y su discusión]. En la Fig. 6-11 la tendencia de la imep es semejante a la mostrada en la Fig. 6-8 para el ciclo Otto; no obstante, el ciclo diesel raramente es hábil para usar la cantidad químicamente (teórica) correcta de combustible sin la presencia de una cantidad abundante de humo. Por lo cual en la Fig. 6-11 no se muestran las curvas para menos de 100% de aire.

Los resultados en la Fig. 6-11 no deben considerarse ideales y por ello no obtenibles por el motor diesel real puesto que los motores modernos funcionan en forma muy análoga a la del motor Otto (Art. 5-9).

6-6. El motor de alimentación estratificada. No obstante que el motor Goodenough-Baker y sus procesos son muy similares a los del motor Diesel y al motor Otto con el estrangulador completamente abierto, no es semejante al motor Otto parcialmente estrangulado en el que la carrera de admisión se hace abajo de la presión atmosférica. Los resultados de la Fig. 6-8 corresponden a una mezcla extremadamente pobre (150% de aire teórico) y a una mezcla ligeramente rica (75% del aire teórico) para las condiciones de completa estrangulación. Pero la Fig. 6-8 indica que la presión media efectiva puede ser reducida muy bien, empleando una mezcla pobre obteniéndose así cargas parciales sin la ayuda del estrangulador en la admisión del aire (y éste es el método empleado en los motores modernos EC). Si este recurso se empleara para obtener cargas parciales en el motor Otto sería impráctico porque las mezclas muy pobres no serían un medio conductor para propagar la llama en el seno de toda la masa de la mezcla. De aquí que se han diseñado motores de *alimentación estratificada* (Art. 14-5) para emplear este método de control de carga que parece ser muy deseable por lo que ilustra la Fig. 6-8, puesto que ahora aumenta el rendimiento térmico a medida que disminuye la carga y tiende al límite del rendimiento extremadamente alto del ciclo de aire normal. En un motor de alimentación estratificada no se estrangula la admisión de aire. El combustible se inyecta en la carrera de compresión dentro del aire y en una pieza que envuelve a la bujía. La bujía enciende la mezcla combustible pero localizada y la llama necesita propagarse sólo en la región cubierta por el combustible atomizado con el aire que lo arrastra. Por supuesto que con estrangulación completa el objetivo es emplear todo el aire contenido en la cámara; sin embargo, a estrangulación parcial solamente se requiere una porción del combustible de carga total para ser inyectada y solamente es necesario utilizar una porción del aire

en la cámara. El motor de alimentación estratificada y el diesel son muy similares en sus métodos de control de la carga excepto que en el primero es necesaria una bujía para iniciar el proceso de combustión.

6-7. El motor de expansión completa. Una inspección a las Figs. 6-1, 6-3 y 6-4 muestra que el proceso de expansión *cd* no ha continuado hasta la presión más baja posible: la presión de la atmósfera. Igual condición existe en el motor real; cuando abre la válvula de escape los gases a alta presión sufren un abatimiento violento (Art. 5-6) con la pérdida consiguiente de energía que pudiera haber sido convertida en trabajo. En el motor de *expansión completa* se tiene un recurso para ganar este trabajo adicional. Los procesos para un motor de tal naturaleza se ilustran en la Fig. 6-12. En él, la expansión 3-4 se continúa hasta la presión atmosférica 3-4-4' empleando una

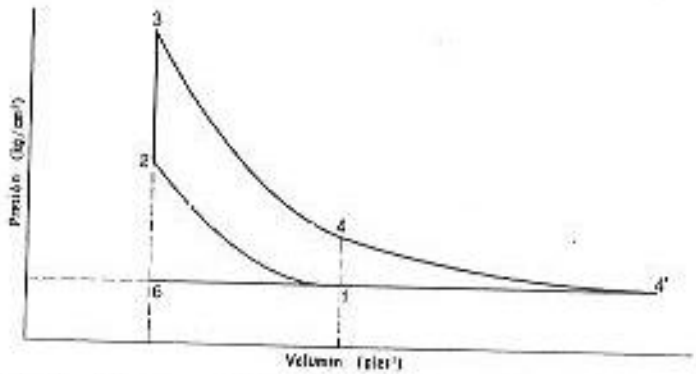


FIG. 6-12. Diagrama pV ideal para un motor de expansión completa

relación de expansión extremadamente grande. El émbolo repite su recorrido en la carrera de escape 4'-6 y en la carrera de admisión 6-4'. Pero en esas condiciones la válvula de admisión se mantiene abierta mientras el émbolo empuja parte de lo admitido hacia el múltiple de admisión (4'-1) antes de iniciar la carrera de compresión (1-2). En esta forma puede construirse un motor para que tenga una relación de expansión mayor que la de compresión. El rendimiento térmico de un motor de expansión completa debe ser muy elevado puesto que el área de trabajo 144'1 se obtiene sin sumarle más energía en el proceso de combustión; sin embargo, un motor construido bajo este principio será más grande que los tipos más comunes; la presión media efectiva será menor porque aún cuan-

do el trabajo producido aumenta, el desplazamiento del émbolo ha aumentado en mayor medida. El principio sin duda es evidente en motores de alta velocidad que utilizan un tiempo extremadamente atrasado para cerrar la válvula de admisión (Art. 13-9).

6-8. El ciclo Brayton (Joule). La turbina de gas de combustión continua discutida en el Art. 1-10, también se puede idealizar como un ciclo hipotético. En esas condiciones los procesos de compresión y expansión reales serán idealmente, procesos isoentrópicos; la combustión del carburante a presión constante se reemplaza por una aportación de calor a presión costante y quedará el ciclo completo agregando un proceso de enfriamiento a presión constante para regresar al fluido a su estado original. El ciclo termodinámico se ilustra en la Fig. 6-13:

ab, compresión isoentrópica
bc, aportación de calor a presión constante
cd, expansión isoentrópica
da, rechazo de calor a presión constante

En la misma forma desarrollada en el Art. 6-1:

$$\eta_t=\frac{Q_A+Q_R}{Q_A}=1-\frac{c_p(T_d-T_a)}{c_p(T_c-T_b)}=1-\frac{T_a(T_d/T_a-1)}{T_b(T_c/T_b-1)}$$

obteniéndose la misma conclusión:

$$\eta_t=1-\frac{T_a}{T_b}=1-\frac{1}{r_p^{k-1}} \qquad (6\text{-}1)$$

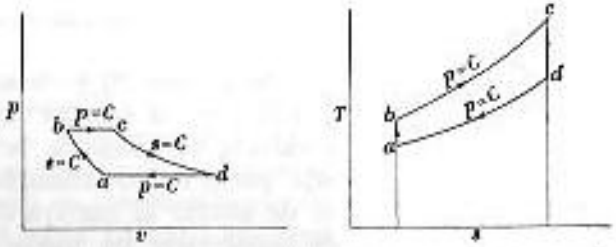


Fig. 6-13. Ciclo Brayton (Joule) de aire normal

Es decir, los rendimientos térmicos del ciclo Otto de aire normal y del ciclo Brayton de aire normal, se expresan por la misma ecuación y los comentarios del Art. 6-1 se aplican en ambos ciclos. Sin embargo, una relación de volumen tal y como las relaciones de compresión o expansión no corresponde a los volúmenes físicos en la turbina de gas verdadera que funciona como una máquina de flujo continuo (Fig. 1-14). Por otra parte, las presiones en la turbina de gas son invariables, por lo cual es más conveniente medir la relación de presiones así:

$$r_p=\frac{p_{máx}}{p_{mín}} \qquad (6\text{-}6)$$

y expresar el rendimiento térmico en función de este parámetro. La Ec. (3-27) muestra que:

$$\frac{T_c}{T_b}=\left(\frac{v_b}{v_a}\right)^{k-1}=\frac{1}{r_c^{k-1}}=\left(\frac{p_c}{p_b}\right)^{\frac{k-1}{k}}=\frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}}$$

De donde:

$$\eta_t=1-\frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \qquad (6\text{-}7)$$

Indudablemente que esta expresión es válida tanto para el ciclo Otto como para el Brayton (aun cuando en la literatura técnica se emplea sólo para el último).

Es interesante notar que añadiendo calor a presión constante se hace el ciclo Diesel (pero no el Brayton) menos eficiente que el ciclo Otto para la misma relación de expansión (Art. 6-2). Sin embargo, en el ciclo Brayton la relación de expansión es constante para cada elemento de calor añadido porque los gases pueden dilatarse hasta la presión atmosférica (en el motor de émbolo los gases se dilatan sólo hasta el volumen limitado por el cilindro y en esas condiciones la presión es muy superior a la atmosférica).

A pesar de que el rendimiento tanto del ciclo Otto como el del Brayton está dado por la Ec. (6-7) los motores ECH o EC son generalmente más eficientes que la turbina de gas. La razón para esto se encuentra en el proceso de compresión. En los motores ECH o EC dicho proceso se ejecuta mediante un émbolo en un cilindro con pérdidas mínimas por fricciones en el fluido y por turbulencias. En la turbina de gas por el contrario se emplea un compresor de flujo continuo (Fig. 1-14) y las pérdidas son considerables porque las velocidades del fluido son altas, si se emplean relaciones de compresión grandes, dichas pérdidas aumentan en términos generales. Debe advertirse también que la turbina de gas, experimenta una temperatura continua (Art. 4-14) y, por lo tanto, se puede observar un límite inferior máximo (alrededor de 649°C, 1200°F). Si fuera a

emplearse una alta relación de presiones, la temperatura después de la compresión tendería a la temperatura límite pudiéndose añadir poco calor y realizar poco trabajo; por esta razón el ciclo Brayton está limitado a relaciones de presión bajas.[4]

Es curioso notar que los tres tipos de motores de combustión, (el ECH, la mayoría de los EC y la turbina de gas) tienen todos su rendimiento con aire normal, igual al expresado por la Ec. (6-7). La turbina de gas, funciona con pequeñas relaciones de presión debido al límite inferior de la temperatura máxima; el motor ECH trabaja con relaciones medianas, dictadas por los límites de detonación del combustible y el motor EC funciona con las relaciones más altas posibles, limitadas por la presión de combustión.

Es oportuno recordar también que la relación de presión y la de expansión son números diferentes para el mismo motor. Así para el aire, una relación de presiones de 7 corresponde a una relación de volúmenes de más o menos 4.

6-9. El motor de aire. Se puede tender con más aproximación al análisis de Goodenough-Baker, eliminando el ciclo termodinámico en favor del motor de aire. En el motor de aire, el proceso del escape se realiza en forma muy semejante al del motor real. En la carrera de admisión se induce solamente una carga de aire, mezclándolo con el aire caliente que permanece en el volumen de compresión al final de la carrera de escape. Esta mezcla se comprime siendo suministrado calor a volumen constante. En estas condiciones debe hacerse hincapié en las variaciones de la capacidad calorífica con respecto a la temperatura, así como sobre los procesos de expansión y compresión.

El aire ha sido seleccionado como el medio usado porque se dispone de tablas[5] de sus propiedades y el análisis de los procesos se simplifica tratando al fluido como si fuera una sola sustancia. Sin embargo, lo más importante es que *la mayoría de las ecuaciones*

[4] Se puede entender mejor este argumento, mediante un ejemplo. Supóngase que un compresor verdadero proporciona aire a 538°C (1000°F) a cierta turbina de gas cuyo límite superior de temperatura es precisamente la del aire suministrado. El trabajo obtenido de la turbina, sin añadirle calor será igual al trabajo suministrado al compresor. Pero una turbina verdadera podrá producir, digamos, un 80% del trabajo producido por una turbina ideal y el compresor verdadero requiere, digamos, un 120% del trabajo requerido por un compresor ideal. Por lo tanto, es obvio que la combinación propuesta absorbe trabajo pero no lo produce. Si ahora, debido a las pérdidas se reduce un tanto la relación de presiones, se obtendrá el mismo resultado —aun cuando se añada calor—. El efecto de estas pérdidas se hará progresivamente menos importantes a medida que se reduzca la relación de presiones o a medida que aumente el límite de la temperatura máxima, hasta que finalmente las condiciones sean tales que pueda producirse una cantidad neta de trabajo.

[5] Apéndice, Tablas IV y VI.

derivadas serán perfectamente generales para todos los fluidos aun cuando se emplee aire en los ejemplos numéricos.

En el ciclo de aire normal, en el motor de aire y en el motor Goodenough-Baker se supuso que todos los procesos eran adiabáticos ($Q = 0$). Con esta condición el trabajo de un proceso sin flujo, es igual al incremento de energía interna. De aquí que el trabajo del ciclo Otto (Fig. 6-1) fue calculado a partir del trabajo neto de dos procesos isoentrópicos (en tanto que en los dos procesos a volumen constante no hubo transferencia de trabajo):

$$W_{\text{ciclo}} = (u_c - u_d) + (u_a - u_b) \tag{6-8}$$

Pero el trabajo ya sea del ciclo o del motor, también se puede determinar mediante las áreas de los diagramas pv o pV (Art. 3-11). Luego, la Ec. (6-8) también será igual a:

$$W = \int_c^d p\,dv + \int_a^b p\,dv \tag{b}$$

Cuando se aplica este método, por ejemplo, al motor de expansión completa de la Fig. 6-12, solamente será necesario valorizar el área contenida en el diagrama pV. Por las Ecs. (6-8) y (b):

$$W_{\substack{\text{expansión}\\\text{completa}}} = (u_3 - u_4) + (u_1 - u_2) + \frac{p_1(V_1 - V_4)}{427} \tag{6-9}$$

Sin embargo, la diferencia entre las Ecs. (6-8) y (6-9), representa por definición, la energía disponible en el gas de escape del motor Otto:

$$W_{\substack{\text{disponible}\\\text{en el gas}\\\text{de escape}}} = (u_4 - u_1) + \frac{p_1(V_4 - V_1)}{427} \tag{6-10}$$

Esta energía puede ser convertida en trabajo, empleando un motor de expansión completa o empleando en forma reversible una turbina de escape (Art. 6-13), como recurso para reducir la presión hasta el "estado muerto" de la presión atmosférica.

EJEMPLO 2. Un motor de aire con $r_v = 8$ contiene 0.454 kg de aire formado por 0.44038 kg de aire aspirado y 0.01362 kg de aire dejado en el cilindro al final de la carrera de escape. Se añadirá calor a este motor a razón de 710 kcal/kg de aire aspirado (véase que en el Ej. 1 se suministraron 710 kcal/kg de aire contenido en el motor). Suponiendo que al comienzo de la compresión la temperatura es de 333°K y la presión de 1.033 kg/cm² abs.

Calcular (*a*) las temperaturas y presiones al final de cada proceso (emplear en las soluciones, calores específicos variables) y (*b*) el trabajo producido, el rendimiento térmico y la presión media efectiva.

SOLUCIÓN: (Los subíndices corresponden a la Fig. 6-1). El volumen del cilindro del motor se encuentra por la

$$\text{Ec. (3-17}a\text{)} \qquad v_a = \frac{RT}{p} = \frac{29.27 \times 333}{1.033 \times 10\,000} = 0.937 \text{ m}^3/\text{kg}$$

y como $r_v = 8$

$$v_b = \frac{v_a}{8} = \frac{0.937}{8} = 0.117 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Proceso de compresión. Los cálculos para un proceso de compresión son un problema tedioso.[6] Sin embargo, se puede tener una solución aproximada, empleando en la Ec. (3-27) un valor promedio para k. En consecuencia, en la Fig. II del Apéndice, se tiene que para 333°K, k es igual a 1.40 y que para 721°K por ejemplo k es igual a 1.36, lo cual da un valor promedio de 1.38.

Por la Ec. (3-27) $\dfrac{T_b}{T_a} = \left(\dfrac{V_a}{V_b}\right)^{k-1}$ $\qquad T_b = 333(8)^{0.38} = 735°\text{K}$ Resp.

y la presión se encuentra mediante,

la Ec. (3-17*a*) $p_b = \dfrac{RT}{v_b} = \dfrac{(29.27)(735)}{0.117 \times 10\,000} = 18.35 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ Resp.

o mediante

la Ec. (3-26) $p_b v_b^k = p_a v_a^k \quad p_b = 1.033(8)^{1.38} = 18.35 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ Resp.

Aportación de calor: El calor añadido en el proceso *bc* a volumen constante, es igual al cambio en energía interna (Ec. [3-3]). Los valores de la energía interna están enlistados[7] en la Tabla IV del Apéndice, y para una temperatura de 735°K, se tiene

$$u_b = 2307 \text{ kcal/mol o } 79 \text{ kcal/kg}$$

Se especificó que el calor añadido en el proceso *bc* se considerará en función del aire aspirado

$$Q_{bc} = 710 \text{ kcal/kg } (0.44038) = 313.7 \text{ kcal}$$

$$Q_{bc} = u_c - u_b \text{ o } u_c = 789 \text{ kcal/kg o } 22\,802 \text{ kcal/mol}$$

Para este valor de u, la Tabla IV muestra que

$$T_c = 3742°\text{K} \qquad \text{Resp.}$$

y $$p_c = \frac{RT}{v} = \frac{29.27 \times 3\,472}{0.117 \times 10\,000} = 93.8 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$ Resp.

[6] A menos que se tengan tablas de propiedades, Tabla VI del Apéndice.

[7] Véase además la Tabla VI del Apéndice.

Proceso de expansión. Las condiciones en el estado de d, se encuentran en la misma forma descrita antes para el proceso *ab*, se estima que la k media sea 1.285:

Ec. (3-27) $\dfrac{T_d}{T_c} = \left(\dfrac{V_c}{V_d}\right)^{k-1}$ $\qquad T_d = 3742(\frac{1}{8})^{0.285} = 2065°\text{K}$ Resp.

Ec. (3-26) $p_c V_d^k = p_c V_c^k \qquad p_d = 93.8(\frac{1}{8})^{1.285} = 6.37 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ Resp.

Trabajo obtenido. De la Tabla IV (del Apéndice),

$$u_d = 10\,632 \div 29 = 367 \text{ kcal/kg}$$
$$u_a = 219 \div 29 = 7.55 \text{ kcal/kg}$$

Con estos valores y los de u_b y u_c, según la

Ec. (3-3) $W_{cd} = u_c - u_d = 789 - 367 = 422 \text{ kcal/kg}$
$W_{ab} = u_a - u_b = 7.55 - 79 = -71.45 \text{ kcal/kg}$
Trabajo neto 350.55 kcal/kg

Rendimiento térmico y presión media efectiva.

Ec. (3-6*a*) $\eta_t = \dfrac{W}{Q_A} = \dfrac{351}{710} = 0.49 \text{ o } 49\%$ Resp.

Ec. (6-4) $\text{imep} = \dfrac{W}{V_D} = \dfrac{351 \times 427}{(0.937 - 0.117) \times 10\,000} = 18.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ Resp.

Estas respuestas son más aproximadas a los valores del motor real que las del Ej. 1; sin embargo, en el Cap. 7 se obtendrán valores más exactos.

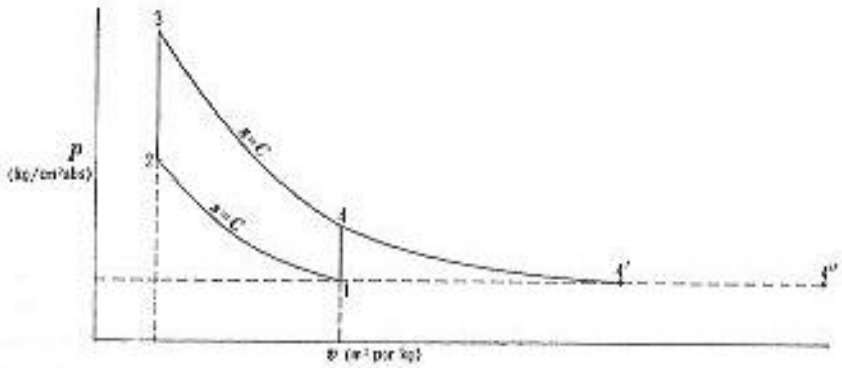


FIG. 6-14. Diagrama ideal presión-volumen específico para el motor verdadero

6-10. El proceso de escape. En el ciclo de aire normal de la Fig. 6-1, se indicó que el proceso desde d hasta a era de rechazo de calor a volumen constante. En los motores existentes, el proceso de escape se verifica con rechazo de calor lo cual ocurre afuera del motor a

medida que los gases se mezclan con la atmosfera. En seguida, viene la succión de alimentación nueva hacia el interior del motor. Ciertamente, no existe un ciclo termodinámico puesto que la sustancia motriz no regresa a su estado original.

Considérese que en el instante en que se abre la válvula de escape (punto 4 en la Fig. 6-14), se dividen los gases en dos porciones. Una de ellas no se escapará del cilindro, dilatándose solamente y empujando a la segunda porción hacia afuera de la cámara. El estado del gas que permanece en el cilindro queda indicado en el caso ideal por la trayectoria isoentrópica 4-4'. Ahora considérese la porción que escapa del cilindro. El primer elemento del gas se dilata desde el estado 4 hasta el 4', por ejemplo, adquiriendo una alta velocidad. Dicha velocidad se disipa en fricciones del fluido y turbulencia en el conducto del escape con el consiguiente recalentamiento del fluido a presión constante hasta el estado final 4''. Subsiguientes elementos del fluido comienzan a abandonar el cilindro en estados entre 4 y 4' dilatándose hasta la presión atmosférica 4' y adquiriendo velocidad (pero menor que la del primer elemento), la cual nuevamente se disipa en fricción. El estado final del elemento se encontrará a lo largo de 4'-4'', con el primer elemento en 4'' y el último en 4'. Como consecuencia de este proceso de estrangulamiento irreversible, la temperatura de los gases que se escapan es mayor que la del gas que permanece en el cilindro y, por lo tanto, su volumen específico es mayor; de aquí que el punto 4'' corresponderá a un volumen mayor que el 4'.

La cantidad de fluido en cualquier punto del ciclo se encuentra rápidamente conociendo el volumen y el peso específico del fluido en el motor:

$$m = \frac{V}{v} = \left[\frac{\text{m}^3}{\text{m}^3/\text{kg}}\right] = [\text{kg}] \qquad (6\text{-}11a)$$

El volumen específico del gas del escape se determina suponiendo un proceso definido para la trayectoria 4-4'. En el motor ideal esta expansión será reversible y adiabática; por lo tanto, el proceso isoentrópico servirá como el ideal. En estas condiciones, el gas del escape que permanece en el cilindro después del descenso pero antes de comenzar la carrera del escape será (los índices corresponden a las Figs. 6-14 y 6-15):

$$m_e = \frac{V_5}{v_5} = \frac{V_1}{v_{4'}} \qquad (6\text{-}11b)$$

y al final de la carrera de escape,

$$m_e = \frac{V_6}{v_6} = \frac{V_{2,3,\text{ o }6}}{v_{4'}} \qquad (6\text{-}11c)$$

En donde

m_e = peso de los gases de escape que ocupan el volumen del cilindro
V_c = volumen de compresión (volumen en los puntos 2, 3 o 6, Fig. 6-15)
$v_{4'}$ = volumen específico del fluido motriz en las condiciones del punto 4', Fig. 6-14

(Indudablemente que se pueden especificar otros procesos, diferentes del isoentrópico, para la trayectoria 4-4'; con objeto de lograr una imagen verdadera del estado real; también es posible enfriar el aire durante el proceso 5-6 sin afectar la validez de la mayoría de las ecuaciones anteriores.)

Frecuentemente se expresa el peso m_e como una fracción de la mezcla total:

$$f = \frac{m_e}{m_m} \qquad (6\text{-}12a)$$

f = fracción del gas del escape con respecto a la mezcla total en el cilindro (relación en peso)
m_e = peso del gas del escape, diluyendo a la alimentación fresca
m_m = peso de la mezcla total (alimentación fresca más escape residual)

Como m_m es constante, en los procesos, 1-2-3-4, la Ec. (6-11a) muestra que

$$m_m = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2} \qquad (6\text{-}11d)$$

Y después de sustituir las Ecs. (6-11c) y (6-11d) en la Ec. (6-12a)

$$f = \frac{m_e}{m_m} = \frac{V_4}{V_{4'}} \qquad (6\text{-}12b)$$

En esta igualdad $V_{4'}$ es el volumen total ocupado por m_m si se va a dilatar hasta la presión atmosférica.

Ejemplo 3. Calcular la temperatura y la cantidad de gases de escape que permanecen en el volumen de compresión del motor de aire del Ej. 2.

Solución. La notación corresponde a las Figs. 6-14 y 6-15 y los datos provienen del Ej. 2:

$p_d = p_4 = 6.37$ kg/cm² abs $v_b = V_c = 0.117$ m³ $v_d = V_4 = 0.937$ m³
$T_d = T_4 = 2065°K$

Suponiendo que la totalidad de la mezcla en el cilindro se dilata isoentrópicamente hasta la presión atmosférica (la k promedio se tomó de la Fig. II del Apéndice):

$$p_4 V_4^{k} = p_{4'} V_{4'}^{k} \qquad V_{4'} = 0.937 \left(\frac{6.37}{1.033}\right)^{1/1.31} = 3.78 \text{ m}^3$$

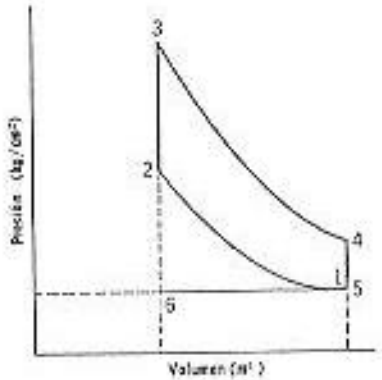


FIG. 6-15. Diagrama idealizado presión-volumen del motor real

Mediante la Ec. (6-12b), suponiendo que no hay cambio en el estado del gas durante la carrera de escape, se tiene

$$f = \frac{V_c}{V_{4'}} = \frac{0.117}{3.78} = 0.031 \qquad \text{Resp.}$$

Compárese con el valor 0.03 asignado en el Ej. 2.

La temperatura del gas residual es igual a:

$$\frac{T_{4'}}{T_4} = \left(\frac{p_{4'}}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \qquad T_{4'} = 2065\left(\frac{1.033}{6.38}\right)^{\frac{1.31-1}{1.31}} = 1343°K \qquad \text{Resp.}$$

6-11. El proceso de admisión ideal. En un motor ideal, la carrera de admisión tendrá lugar a la presión atmosférica, en la forma mostrada en la Fig. 6-15. En este caso el sistema bajo estudio es la *"región"* limitada de un lado, por la atmósfera y del otro por la corona del émbolo. En estas condiciones, al comenzar el proceso, el sistema incluye al volumen de compresión V_c; este sistema se dilata durante el proceso hasta un volumen final que incluye el volumen

total del cilindro. Se puede aplicar a este sistema de dilatación, la Primera Ley para el balance de la energía:

$$Q - W = \Delta E_{\text{fluyendo}} + \Delta E_{\text{almacenada}} \qquad (3\text{-}1a)$$

deben usarse los siguientes subíndices en la deducción:

subíndice a para la alimentación entrando
subíndice e para el escape residual
subíndice m para la mezcla final
los números de los subíndices corresponden a la Fig. 6-15

Aparece el término del trabajo porque el sistema se dilata y efectúa trabajo al empujar hacia los lados a la atmósfera:

$$W = \int_c^1 p\,dV = p_1(V_1 - V_c) \text{ kg-m}$$

Y por la Ec. (6-11),

$$m_m = \frac{V_1}{v_1} \qquad m_a = \frac{V_5}{v_5}$$

O

$$W = m_m p_1 v_1 - m_a p_5 v_5 \text{ kg-m}$$

El término dinámico es la diferencia entre la energía llevada al exterior por un caudal fluyendo y la energía introducida, por otro caudal fluyendo (pero en este caso sólo está presente el último suceso):

$$\Delta E_{\text{fluyendo}} = \Sigma E_{\text{saliendo}} - \Sigma E_{\text{entrante}} = -\Sigma E_{\text{entrante}} \qquad (3\text{-}1c)$$

Como la energía asociada con el caudal entrante m_a consta de energía interna (u_a) y del flujo ($p_a v_a$) (la energía cinética puede despreciarse),

$$\Delta E_{\text{fluyendo}} = -m_a\left(u_a + \frac{p_a v_a}{427}\right) \text{ kcal}$$

El término estático* es la diferencia entre las cantidades final e inicial de energía interna almacenada en el sistema:

$$\Delta E_{\text{almacenada}} = E_{\text{final}} - E_{\text{inicial}} = m_m u_m - m_e u_e$$

Una vez sustituidas las cantidades anteriores en la Ec. (3-1a) y reduciendo, en el supuesto de que el proceso sea adiabático ($Q = 0$):

$$m_m\left(u_m + \frac{p_1 v_1}{427}\right) = m_a\left(u_a + \frac{p_a v_a}{427}\right) + m_e\left(u_e + \frac{p_e v_e}{427}\right)$$

* Refiérase a la Pág. 30, Ref. 2.

o

$$m_m h_m = m_a h_a + m_e h_e \qquad (6\text{–}13)$$

en la que:

$m_m = m_a + m_e$ = peso de la mezcla (kg)
h_m = entalpía de la mezcla al final del proceso de admisión (kcal/kg)
h_a = entalpía del caudal de alimentación [kcal/kg (Btu/lb)]
h_e = entalpía de los gases de escape al final de la carrera de escape [kcal/kg (Btu/lb)]

En el caso ideal, la Ec. (6-13) indica que el proceso de admisión ocurre a entalpía constante. Dividiendo cada término de la Ec. (6-13) entre m_m,

$$h_m = (1-f)h_a + fh_e \qquad (6\text{–}14)$$

en donde

$f = \dfrac{m_e}{m_m}$ = residuo del gas de escape, como fracción en peso de la mezcla total

$(1-f) = \dfrac{m_a}{m_m}$ = admisión fresca como fracción en peso de la mezcla total

Ejemplo 4. Calcular la temperatura de la mezcla para el aire del motor del Ej. 2 si la alimentación está a 298°K y la presión es la atmosférica.

Solución. Los datos provienen del Ej. 3:

$T_r = T_c = T_{e'} = 1343$°K $\quad f = 0.031 \quad p_r = p_a = p_1 = 1.033$ kg/cm² abs

La Ec. (6-14) se puede resolver directamente, mediante el uso de las Tablas IV o VI del Apéndice. Sin embargo, para calores específicos constantes $h = c_p T$ y en este caso sólo está involucrado el aire; por lo tanto, aproximadamente,

$$h_m = (1-f)h_a + fh_e$$
$$c_p T_m = c_p(1-f)T_a + c_p f T_r$$
$$T_m = (1-f)T_a + fT_r$$
$$T_m = 0.969(300) + 0.031(1343) = 332\text{°K} \qquad \text{Resp.}$$

Compárese este valor, con el supuesto de 333°K.

Ejemplo 5. Determinar el rendimiento volumétrico para el motor de aire del Ej. 2.

Solución. Los datos se encuentran en los Ejs. 2, 3 y 4.

Ejemplo 2: $m_a = 454$ kg $\quad V_D = 820$ m³/kg $= 0.3748$ m³ $\quad p_a = p_1 = 1.033$ kg/cm² abs.

Ejemplo 3: $f = 0.031$; luego $m_a = 0.440$ kg.
Ejemplo 4: $T_a = 300$°K $\quad T_m = 332$°K (o aproximadamente 333°K).

En el Art. 2-15 se definió el rendimiento volumétrico como:

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_i} \qquad (2\text{–}13)$$

En este caso el peso del aire para llenar el volumen de desplazamiento es igual a:

$$m_i = \frac{pV}{RT} = \frac{10\,330 \times 0.3748}{29.27 \times 300} = 0.4426$$

en consecuencia

$$\eta_v = \frac{0.440}{0.4426} = 0.994 \text{ o } 99.4\% \qquad \text{Resp.}$$

Que la solución sea muy cercana al 100%, parece ser sorprendente ya que el aire de entrada fue calentado a más o menos 16°C disminuyendo, por lo tanto, su densidad. Sin embargo, el calentamiento de la admisión fue compensado por el enfriamiento del residuo del escape y la consecuente reducción en el volumen residual. Luego, la admisión tendrá un volumen mayor por sí misma que el volumen de desplazamiento del émbolo. En efecto, si se usaran valores constantes del calor específico en los cálculos, la compensación tendría que ser exacta y el rendimiento volumétrico tendría que ser 100%.

6-12. Otros procesos de admisión. Durante el proceso de admisión, la presión puede no ser la atmosférica; por ejemplo, el motor ECH estrangula parcialmente la admisión. Por lo tanto, en la Fig. 6-16 el residuo de gas se encuentra en el punto 6 al final de la carrera de escape. Supóngase que la válvula de admisión abre cuando el

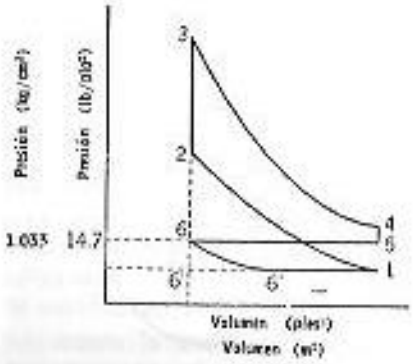


Fig. 6-16. Diagrama pV idealizado para motor Otto estrangulado (carga parcial)

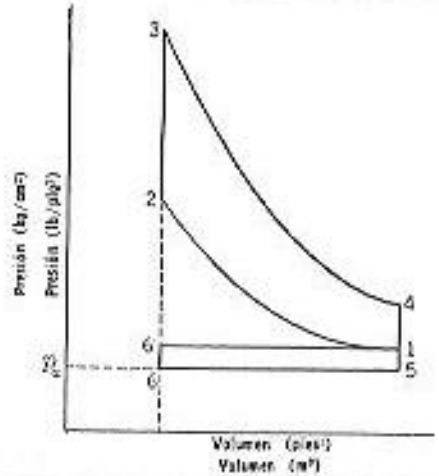


Fig. 6-17. Diagrama pV idealizado para motor Otto sobrealimentado

émbolo desciende en la carrera de admisión y que antes que entre la alimentación se dilata adiabáticamente el residuo de gas desde el punto 6 hasta el 6'. Después de esta expansión, el residuo y lo alimentado se desplazan dentro del motor como queda indicado por la trayectoria 6'-1. Ahora como anteriormente (Art. 6-11), el sistema será la región arriba del émbolo, siendo así un sistema en expansión. Sin embargo, en este ejemplo el trabajo del sistema es igual a:

$$W=\int_6^1 pdV=\int_6^{6'} pdV+\int_{6'}^1 pdV$$

El trabajo realizado al dilatar el residuo de gas en un proceso adiabático es igual al cambio en energía interna:

$$\int_6^{6'} pdV=m_r(u_6-u_{6'})$$

Y el trabajo de desplazamiento a presión constante

$$\int_{6'}^1 pdV=p_1(V_1-V_{6'})$$

por la Ec. (6-11*a*)

$$m_m=\frac{V_1}{v_1} \qquad m_r=\frac{V_{6'}}{v_{6'}}$$

O

$$W=\int_6^1 pdV=m_r(u_6-u_{6'})+m_m\frac{p_1v_1}{427}-m_r\frac{p_6v_{6'}}{427}\ \text{kcal}$$

Después de sustituir esta relación en la Ec. (3-1*a*) y también las relaciones para $\Delta E_{\text{trayecto}}$ y $\Delta E_{\text{almacenada}}$ del Art. 6-11 y notando que:

$$m_m=m_a+m_r \qquad u_6=u_3 \qquad h=u+\frac{pv}{427}$$

se obtiene

$$m_mh_m=m_ah_a+m_rh_{6'} \tag{6-15}$$

$$h_m=(1-f)h_a+fh_{6'} \tag{6-16}$$

subíndice a = la alimentación fresca que entra al motor
subíndice m = mezcla al final de la carrera de admisión
subíndice 6' = residuo del escape después de la expansión adiabática hasta la presión de admisión

Las Ecs. (6-15) y (6-16) descansan en la premisa de que el residuo del escape se dilata hasta la presión de admisión antes de la entrada de la sustancia fresca. Pero también podrá suponerse que la válvula de admisión abre ligeramente antes de iniciarse la carrera de admisión. En este caso el residuo se dilata dentro del múltiple de admisión y luego el proceso de admisión se efectúa simplemente a presión constante. La trayectoria pV se asemejará a la 6''1 en la Fig. 6-16. Siguiendo el mismo procedimiento como anteriormente se demuestra que:

$$m_mh_m=m_ah_a+m_ru_3+\frac{p_1V_c}{427} \tag{6-17}$$

$$h_m=(1-f)h_a+f\left(u_3+\frac{p_1v_3}{427}\right) \tag{6-18}$$

En un motor sobrealimentado la alimentación de la sustancia motriz se hace a una presión superior a la atmosférica y el diagrama pV idealizado se asemejará al de la Fig. 6-17. Ahora p_i representa la presión de sobrealimentación y p_3 o p_6 la presión del escape. La ecuación para este caso aparece como

$$h_m=(1-f)h_{6'}+f\left(u_6+\frac{p_iv_i}{427}\right) \tag{6-19}$$

En ella $h_{6'}$ se valoriza para las condiciones que existen en el múltiple del motor como consecuencia de la energía añadida a la sustancia alimentada por el sobrealimentador.

6-13. El proceso de escape del motor real. El proceso de escape del motor puede visualizarse mediante el diagrama Ts de la Fig. 6-18 *después* de verificar que dos fluidos se han representado en un solo diagrama. Es así que es comprimida isoentrópicamente una mezcla de aire y combustible desde 1 a 2, pero en seguida ocurre la combustión y se crea un nuevo fluido—los productos de la combustión. Estos productos son dilatados isoentrópicamente desde 3 hasta el volumen inicial 4. Cuando abre la válvula de escape, el primer elemento del gas que va a escapar se puede considerar dilatado reversiblemente hasta la presión inicial 4' donde adquiere una alta velocidad. Esta velocidad se disipa en turbulencia con el consiguiente recalentamiento por fricción a lo largo de 4'4''. El gas que permanece en el cilindro también se dilata reversiblemente hasta 4' (Art. 6-10). Luego entonces el estado final del primer elemento del gas que escapa de la cámara corresponde a 4'' y el estado final para el último elemento estará próximo, o en 4'.

Debe advertirse que en la Fig. 6-18 hay dos líneas de presión constante para una sola presión. Esto se origina porque una línea es para la *mezcla* y la otra para los *productos*. Si fueran iguales los calores específicos de la mezcla y los productos, entonces ambas líneas tendrían la misma inclinación ($dT/ds = T/c_p$); si fueran iguales la constante específica del gas de la mezcla y la de los productos entonces ambas líneas se interceptarían en 1 ($v = RT/p$). En vista de que los calores específicos de la mezcla y de los productos no son comúnmente iguales y como el número de moléculas en el fluido cambia a medida que ocurre la combustión (reacción química) se requieren dos líneas para la misma presión para el caso general (Art. 3-27).

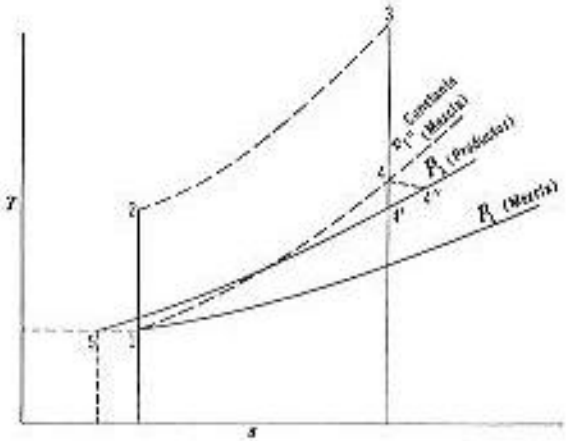


FIG. 6-18. Representación gráfica del proceso de escape del motor (para 0.4536 kg de combustible)

Algunas veces se instala una turbina en el sistema del escape del motor como se ilustra en la Fig. 6-19*a*. En este caso la energía disponible del gas de escape puede transformarse, parcialmente, en trabajo útil para mover, por ejemplo, un sobrealimentador. La cantidad límite de trabajo que se puede obtener en esta forma ya ha sido valorizada por la Ec. (6-10). Sin embargo, puede hacerse otra deducción para ilustrar un método diferente de análisis. En la Fig. 6-19*a* considérese que el émbolo permanece estacionario y la válvula de escape se abre. En este instante m_s kg de fluido están en el cilindro con energía interna igual a u_s (la notación corresponde a las Figs. 6-15 y 6-18).

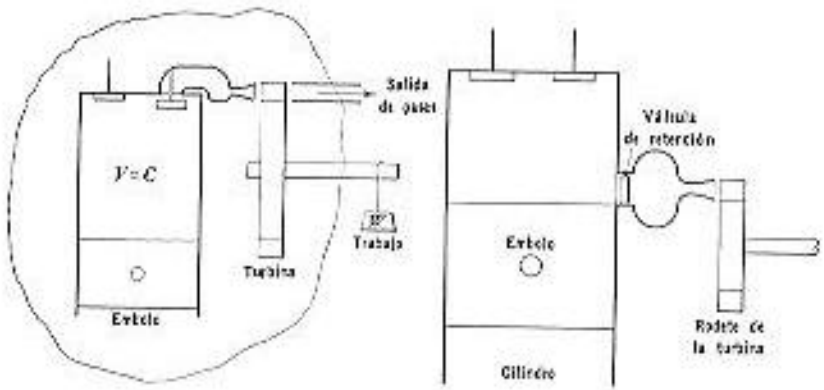


FIG. 6-19. Colocaciones de la turbina de escape

Una parte del gas de escape se dilata a través de la tobera y adquiere energía cinética que es transformada en trabajo mediante el rodete de la turbina. Al final del período de escape m_s kg de gases permanecen en el cilindro. Aplicando la Primera Ley para el balance de energías a este sistema de flujo no estable se tiene:

$$Q - W = \Delta E_{\text{fluyendo}} + \Delta E_{\text{almacenada}} \qquad (3\text{-}1a)$$

En cuyo caso el término dinámico

$$\Delta E_{\text{fluyendo}} = \Sigma E_{\text{saliente}} - \Sigma E_{\text{entrante}}$$

consta de sólo un caudal fluyendo, $\Sigma E_{\text{saliente}}$, o

$$\Delta E_{\text{fluyendo}} = \sum_{m_s \text{ a } m_2} \left(u_{\text{saliente}} + pv_{\text{saliente}} + \frac{V^2_{\text{saliente}}}{2g_c} \right) \qquad (a)$$

$$= \sum_{m_s \text{ a } m_2} h_{\text{saliente}}$$

Ahora bien, como V_{saliente} puede tender a cero, el término final de la energía cinética (*después* de la turbina) se puede despreciar. La variación en la energía almacenada es igual a:

$$\Delta E_{\text{almacenada}} = E_{\text{final}} - E_{\text{inicial}} = (mu)_{\text{final}} - (mu)_{\text{inicial}} \qquad (b)$$

Se obtendrá el trabajo máximo de este sistema cuando las pérdidas de calor sean cero y el proceso sea reversible. Para estas condiciones el estado final de todo el gas que abandona a la turbina se muestra en la Fig. 6-18 como el estado 4'. [Con esta simplificación la suma de la energía dinámica en la Ec. (*a*) será sencillamente $(m_m - m_s)h_{4'}$.] Sustituyendo las Ecs. (*a*) y (*b*) en la Ec. (3-1*a*):

$$W_{\substack{\text{disponible}\\ \text{en el gas}\\ \text{del escape}}} = (m_m - m_s)h_{4'} + m_s u_{4'} - m_m u_4 \qquad (6\text{-}20)$$

m_m = peso de la mezcla en el cilindro
m_s = peso de los gases de escape después del descenso, pero antes de la carrera de escape
subíndice 4 = estado del fluido en el instante de la apertura de la válvula de escape
subíndice 4' = estado del fluido después de la expansión isoentrópica desde 4 hasta la presión atmosférica

Que las Ecs. (6-10) y (6-20) sean equivalentes es el tema del Prob. 26.

Indudablemente en el motor real sólo puede lograrse una fracción (alrededor de un 10%) del trabajo máximo indicado por la Ec. (6-20) puesto que el proceso real es irreversible.

En la Fig. 6-19*b* se ilustra un método para construir un *motor compound*. Se puede colocar una válvula de retención en la pared del cilindro. Después que el gas se ha dilatado parcialmente en el cilindro, una porción es desviada a través de la válvula de retención hacia la turbina que está engranada al cigüeñal del motor. La válvula de escape se abre después en la carrera de expansión.

PROBLEMAS

Los problemas se designarán con números y letras como sufijos indicando éstas el método de solución.

a. Solución con calores específicos constantes
b. Solución con calores específicos variables en la forma del Ej. 2
c. Solución con calores específicos variables empleando las Tablas de aire (Tabla VI del Apéndice)

1. Un ciclo Otto de aire normal funciona con una relación de compresión igual a 6 y una aportación de calor de 713 kcal por kg de aire. Al comienzo de la compresión el estado queda indicado por $p_1 = 1.033$ kg/cm² abs y $t = 27$ °C. Determinar la temperatura y presión en cada uno de los procesos, el rendimiento térmico y la presión media efectiva.

2*a*. Con los mismos datos del Prob. 1, excepto la relación de compresión igual a 4, determinar la cantidad de calor rechazado.

3. Repetir el Prob. 1, pero para un ciclo Diesel de aire normal y con 278 kcal suministrados, por kilogramo de aire.

4. Comparar los ciclos Otto, Duplex y Diesel en los diagramas *Ts* y *pv* bajo las condiciones de igual temperatura máxima e igual aporte de calor. Probar mediante ecuaciones y razonamiento a partir del diagrama *Ts* cuál de los ciclos es el más eficiente.

5. Estando en el laboratorio un motor ECH se considera que sigue muy de cerca los procesos del ciclo Otto ideal cuando funciona con el estrangulador completamente abierto. Se quitan el carburador, la bujía y el distribuidor instalándose una bomba de inyección y una tobera junto con otros cambios pequeños pero sin mayores alteraciones en el motor mismo. Cuando se hace trabajar este motor EC a la misma velocidad y con el estrangulador completamente abierto se encuentra que sigue muy de cerca los procesos *pV* del ciclo Diesel ideal. Se empleó el mismo combustible para ambos motores excepto que se añadió un catalizador de cero contenido de calor para controlar el proceso de combustión. Ignorando las carreras de admisión y escape y el proceso de combustión, supóngase que se sobreponen en el diagrama *Ts* los ciclos teóricos Otto y Diesel de aire normal, para representar los dos funcionamientos extremos para estos motores. Mostrar mediante ecuaciones y razonamiento a partir del diagrama *Ts* cuál de los dos ciclos es el más eficiente.

6. Determinar un exponente para la ecuación $pV^n = C$ que proporcione presiones correctas de compresión para los datos de la Tabla 6-1.

7. Hacer una lista de los factores presentes en el motor real y que no son incluidos en el análisis Goodenough-Baker.

8. Un motor diesel moderno trabaja con el estrangulador completamente abierto (y con muy poco exceso de aire) mostrando un rendimiento térmico indicado de 40%. Determinar aproximadamente la relación de esta cifra con el valor ideal (del rendimiento térmico) si la relación de compresión es de 14 a 1. Explique sus resultados ampliamente.

9. Explicar por qué razón la trayectoria *C'D''* de la expansión debe cruzar a la línea *CD* en la Fig. 6-10.

10. Añada una curva al rendimiento térmico de la Fig. 6-11 para representar al motor diesel tal y como tiende al límite de la carga cero.

11. Explicar por qué los resultados de Goodenough-Baker para el motor Otto son muy aplicables a un motor de alimentación estratificada que a un motor ECH.

12. Suponiendo que los datos del Ej. 1 son para un motor de expansión completa. Completar el ejemplo y determinar el rendimiento térmico, la presión media efectiva y la relación de expansión.

13. Repetir el Prob. 12, pero para los datos del Prob. 1.

14. Repetir el Prob. 12, pero para los datos del Ej. 3.

15. Construir una gráfica para mostrar las relaciones entre el rendimiento térmico (la ordenada) y la relación de compresión (la abscisa) para el

ciclo Brayton. Emplee una abscisa doble que indique relaciones de presión y también de expansión desde 1 a 12 para las relaciones de presión.

16. Explicar por qué es usual el término relación de presión para las turbinas de gas y el término relación de compresión o de expansión para los motores de émbolo reciprocante.

17. Explicar por qué el orden usual del rendimiento térmico es: (1) motores EC (el más alto), (2) motores ECH, (3) turbinas de gas. [Refiérase a la Ec. (6-7) y su discusión.]

18. Repetir el Ej. 3, pero para los datos del Ej. 1 y supóngase que el ciclo del Ej. 1 es para un motor de aire.

19. Repetir el Ej. 3, pero empleando las Tablas de Aire.

20. El residuo del escape es de un 4% con una temperatura de 1 100°K y a la presión de 1.033 kg/cm² abs. La alimentación fresca tiene una temperatura de 305°K y presión de 1.033 kg/cm² abs. Calcular la temperatura de la mezcla a 1.033 kg/cm² abs, si se considera que el aire es la alimentación o fluido motriz.

21. Si en el Prob. 20, la presión de la admisión es de 0.7 kg/cm² abs y la temperatura de la mezcla de 335°K ¿cuál será el porcentaje del residuo?

22. Repetir el Ej. 4, pero utilizando las tablas de aire.

23. De los datos del Prob. 21 ¿cuál será el rendimiento volumétrico de un motor de aire, si el volumen del cilindro es de 2 360 cm³, la relación de compresión 6 y las condiciones atmosféricas son 1.033 kg/cm² abs y 16 °C?

24. Deducir las Ecs. (6-17) y (6-19).

25. Calcular la energía disponible en los gases de escape del motor del Ej. 2 mediante dos ecuaciones diferentes (en apariencia).

26. Mostrar que la Ec. (6-20) se reduce a la Ec. (6-10).

REFERENCIAS

1. Goodenough, G. A., y Baker, J. B. *A Thermodynamic Analysis of Internal-Combustion Engine Cycles.* University of Illinois Experimental Station Bulletin 160, 1927.

2. Obert, E. F. *Thermodynamics.* New York: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1948.

CAPITULO 7

DIAGRAMAS DE COMBUSTION

En páginas anteriores se consideró un ciclo termodinámico de procesos para ser realizados en el motor de combustión, habiéndose adoptado algunas suposiciones simplificadoras, como lo referente a la naturaleza del fluido, con objeto de aclarar la exposición del tema. Si bien tales análisis ayudan al entendimiento general del problema, se requieren análisis más exactos para valorizar cada proceso específico del motor existente. En virtud de que el fluido real para el motor de combustión es una mezcla de aire y un combustible complejo y siendo quemada esa alimentación en el motor, obteniéndose diferentes productos de su combustión, será conveniente tomar en consideración las propiedades de los fluidos verdaderos. Si se trata de calcular[1] las propiedades del fluido, el trabajo resulta extremadamente tedioso y lento. Por otra parte, los resultados de tales cálculos llevados a un alto grado de precisión han sido ordenados en forma de tablas[2] y gráficas[3] y estos datos están a disposición del ingeniero especializado. La primera consideración en este capítulo será el empleo de tales datos al delinear los procesos del motor.

7-1. Diagramas para mezclas no quemadas. Es conveniente repetir (Art. 6-11), la terminología que se usará en este capítulo:

Alimentación. El fluido que entra al motor. Puede ser solamente aire para el motor EC y aire más combustible, para el motor ECH.

Productos (o mezcla quemada). Los productos de la combustión.

Residuos. La fracción (en peso) f de los productos que quedan atrapados en el volumen de compresión en la carrera de escape y que consecuentemente diluye la alimentación fresca, en la carrera de admisión.

[1] Ref. 1.
[2] Ref. 2.
[3] Refs. 3, 4, 5 y 6.

Mezcla[4] *(o mezcla no quemada).* La mezcla de la alimentación y los residuos antes de la combustión.

El primer problema estudiado será el de la elaboración de un diagrama de mezcla no quemada. Dicho diagrama permite la valuación rápida de las propiedades de la mezcla, obtenidas durante cualquier etapa del proceso de compresión (suponiendo que en este proceso no ocurre ni la combustión ni la reacción química). Las propiedades del fluido dependen directamente de las cantidades relativas de combustible, aire y residuos en la mezcla. En virtud de que para todas las condiciones de funcionamiento, no son constantes ni la relación aire-combustible ni la cantidad de residuos, será necesario, teóricamente un número infinito de diagramas. A pesar de esto, se presentarán tres diagramas que satisfacen la variedad de mezclas encontradas ordinariamente en los motores ECH. Un diagrama es para la mezcla teóricamente correcta de aire y octano (C_8H_{18}), otra para mezclas pobres y otra para mezclas ricas. Para otras condiciones, es posible encontrar datos en la literatura técnica correspondiente.

Se entiende mejor la elaboración y empleo de los diagramas considerando, como un ejemplo, la reacción del octano con la cantidad teóricamente correcta de aire:

$$C_8H_{18}+12\tfrac{1}{2}O_2+47N_2 \longrightarrow 8CO_2+9H_2O+47N_2 \qquad (a)$$

El peso de la alimentación se obtiene multiplicando[5] cada cantidad de moles en la Ec. (*a*) por el peso molecular apropiado:

114 kg C_8H_{18} + 400 kg O_2 + 1 316 kg N_2 o 1 kg de combustible
+ 15.1 kg aire o 0.0665 kg de combustible + 1 kg de aire

El diagrama para la mezcla teóricamente correcta está basado en 1.0665 kg de diferentes gases. Sin embargo, la Ec. (*a*) muestra que:

60½ moles de alimentación ⟶ 64 moles de productos

Entonces 1.0665 kg de alimentación representan:

$$\frac{60\tfrac{1}{2}\text{ moles de alimentación}}{(400+1\,316)\text{ kg de aire}} = 0.0353\,\frac{\text{moles de alimentación}}{\text{kg de aire o 1.0665 kg alimentación}}$$

y 1.0665 kg de productos (mezcla quemada) representan:

$$\frac{64\text{ moles de productos}}{(400+1\,316)\text{ kg de aire}} = 0.0373\,\frac{\text{moles de productos}}{\text{kg de aire o 1.0665 kg de alimentación}}$$

[4] El término mezcla se usa comúnmente en la literatura técnica para designar la alimentación (Cap. 11) y también muy seguido para designar cualquier sistema de varios fluidos.

[5] En los cálculos siguientes, se estimó satisfactorio (Ref. 3) tomar el peso molecular del nitrógeno como 28.

En el motor real, permanece en el volumen de compresión una fracción f en peso (Art. 6-10) de los productos de la combustión que diluye la fracción en peso $(1-f)$, de la alimentación entrante. Las moles totales de la mezcla en el cilindro del motor serán:

$$0.0373(f) + 0.0353(1-f) = (0.0353 + 0.002f) \text{ moles}$$

Se pueden repetir los cálculos anteriores para alimentaciones con 110 y 85% de aire teórico. Los datos para las tres condiciones están agrupados en la Tabla 7-1.

TABLA 7-1. DIAGRAMA DE LAS MEZCLAS

(1 kg de aire con diferentes cantidades de combustible [C_8H_{18}])

Mezcla	Porcentaje de aire teórico	Peso de la mezcla (kg)	Relación combustible-aire	Relación aire-combustible	Moles de mezcla no quemada (n)
Pobre	110	1.0605	0.0605	16.5	$0.0352+0.002f$
Correcta ...	100	1.0665	0.0665	15.1	$0.0353+0.002f$
Rica	85	1.0782	0.0782	12.8	$0.0354+0.004f$

Al construir un diagrama de compresión para la mezcla no quemada, se presentan varias complicaciones. El combustible que entra al motor puede tener predominantemente los estados líquidos o gaseosos, y las cantidades del gas residual varían con las condiciones del motor. Consecuentemente no se obtendrá una respuesta exacta y general mediante un solo diagrama. Sin embargo, para simplificar, se supondrá: (1) que el fluido es una mezcla homogenea de *gases* y (2) que el residuo del escape es constante para un valor de $f = 0.10$. Con estos supuestos y los datos de la Tabla 7-1 es posible determinar los componentes de las mezclas para cada uno de los diagramas de compresión (Ej. 1). (Estos componentes serán fijos porque se ha supuesto, débilmente, que no ocurre cambio químico durante el proceso de compresión.) Así pues, el diagrama del proceso de compresión de la mezcla químicamente correcta representa 1.0665 kg de mezcla formada de:

0.9 kg de aire + ($0.9 \times 0.0665 = 0.05985$) kg de comb. + 0.10665 kg de productos (residuos)

Una vez determinados los componentes típicos, podrán calcularse las propiedades de la mezcla. Las relaciones pVT se encuentran a partir de la ecuación del estado de los gases perfectos:

$$pV = nR_oT \qquad (3\text{-}17e)$$

Se encuentra n, sustituyendo $f = 0.10$ en las ecuaciones de la Tabla 7-1.

A la energía interna de la mezcla no quemada, se le llama energía interna *sensible* (U_s o E_s) porque no ocurren ni los cambios en fase ni la reacción

química y, por lo tanto, los cambios en la energía sensible serán reflejados por los cambios correspondientes en temperatura y presión. El efecto de la presión es comúnmente pequeño, y para los gases perfectos, inexistente. Por consiguiente, los valores de la energía interna se calcularán con aceptable precisión solamente arriba de una referencia de temperatura: 288.5°K (520°R).

De todos modos, la entropía de una sustancia es función de dos propiedades, y son necesarias dos propiedades para describir el estado de referencia de cero entropía. El valor de cero entropía se asigna a cada componente gaseoso a 1.033 kg/cm² abs y 15.5°C (14.7 lb/plg² abs y 60°F) (520°R). Por lo cual la entropía de la mezcla de gases será igual a la suma de las entropías individuales de los componentes (Ej. 2).

EJEMPLO 1. Calcular la energía interna sensible a 777°K (1 400°R) para una mezcla con $f = 0.10$, siendo la alimentación teóricamente correcta.

SOLUCIÓN. Como se vio en el Art. 7-1, la mezcla está formada por 0.9 kg de aire, 0.05985 kg de combustible y 0.10665 kg de residuos. El primer problema será determinar las moles de cada componente de la mezcla. Se encontró anteriormente que para 1 716 kg de aire, la alimentación químicamente correcta debe ser:

$$C_8H_{18} + 12\tfrac{1}{2}O_2 + 47N_2 \longrightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 47N_2$$

De aquí que para 0.9 kg de aire (y 0.05985 kg de combustible) correspondan a:

$$(0.000524C_8H_{18} + 0.00656O_2 + 0.0246N_2) \text{ moles de alimentación}$$

y 0.10665 kg de residuos (provenientes de 0.1 kg de aire y 0.00665 kg de combustible) correspondan a:

$$(0.000466CO_2 + 0.000524H_2O + 0.00274N_2) \text{ moles de residuos}$$

De la Tabla IV (del Apéndice) [que también tiene una referencia de 288.0°K (520°R)].

Para todos los gases	$u_{288.8^\circ}$	= 0 (u_s o e_s)
Para vapor de octano	u_{777°	= 31 357 kcal/mol kg
Para aire	u_{777°	= 2 569 kcal/mol kg
Para nitrógeno	u_{777°	= 2 542 kcal/mol kg
Para bióxido de carbono	u_{777°	= 4 329 kcal/mol kg
Para vapor de agua	u_{777°	= 3 214 kcal/mol kg

La energía interna sensible de la mezcla es igual a:

U_s (o E_s)	= (moles) (Δu)		
Para C_8H_{18}	$U_s = 0.000524$	(31 357) =	16.40 kcal
Para el aire	$U_s = 0.03116$	(2 569) =	80.00 kcal
Para N_2	$U_s = 0.00274$	(2 542) =	6.90 kcal
Para CO_2	$U_s = 0.000466$	(4 329) =	2.00 kcal
Para H_2O	$U_s = 0.000524$	(3 214) =	1.60 kcal
		ΣU_s =	106.90 kcal Resp

EJEMPLO 2. Calcular la entropía (sensible) de la mezcla teóricamente correcta (con $f = 0.10$) a 288.0°K y 1.033 kg/cm² abs.

SOLUCIÓN. El cambio en entropía de cada componente arriba de una referencia de 1.033 kg/cm² abs y 288.5°K, se encuentra mediante la relación

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - R\frac{dp}{p} \qquad (3\text{-}24b)$$

al integrar la Ec. (3-24b) para n moles

$$S_2 - S_1 = n\int_{T_1}^{T_2} c_p \frac{dT}{T} - nR_c \ln \frac{p_2}{p_1}$$

En el estado de referencia $T_1 = 288.0$°K; $p_1 = 1$ atm, se toma arbitrariamente igual a cero la entropía S_1. Como en este ejemplo, $T_2 = T_1$ (por simplicidad), entonces, para las presiones en atmósferas, la entropía de cada componente será:

$$S_2 = -nR_c \ln p_2$$

La presión parcial de cada componente se encuentra con ayuda de la Ec. (3-35)

$$p_i = x_i p \qquad (3\text{-}35)$$

en este caso, $p = 1$ atm; por lo tanto, p_i es directamente igual a la fracción de moles (otros datos provienen del Ej. 1);

Componente	Moles n_i	Fracción de mol (y presión en atm)	ln p	$S_{componente}$ $(-nR_c \ln p)$
C_8H_{18}	0.000524	0.015	−4.20	0.0044
O_2	0.00656	0.185	−1.69	0.022
N_2	0.0246	0.685	−0.364	0.0178
Residuos	0.00373	0.105	−2.25	0.0166
Total	0.035414	1.000		$\Sigma S = 0.0608$

La entropía de 1.0665 kg de mezcla es $S_{mezcla} = 0.0608$ Resp.

La entropía a otras presiones y temperaturas se obtienen rápidamente, después de encontrar c_p para la mezcla.

Las interrelaciones entre temperatura, energía interna sensible y entalpía sensible para cada mezcla, se determina en la forma ilustrada en el Ej. 1. Los resultados de estos cálculos se muestran en la Fig. 7-1. Recuérdese que la propiedad de la entalpía es por definición igual a:

$$h_s = u_s + \frac{pv}{J} \qquad \text{(kcal/kg o mol)} \qquad (3\text{-}2)$$

y para cantidades de fluído diferentes de la unidad,

$$H_s = U_s + \frac{pV}{J} \qquad \text{(kcal)}$$

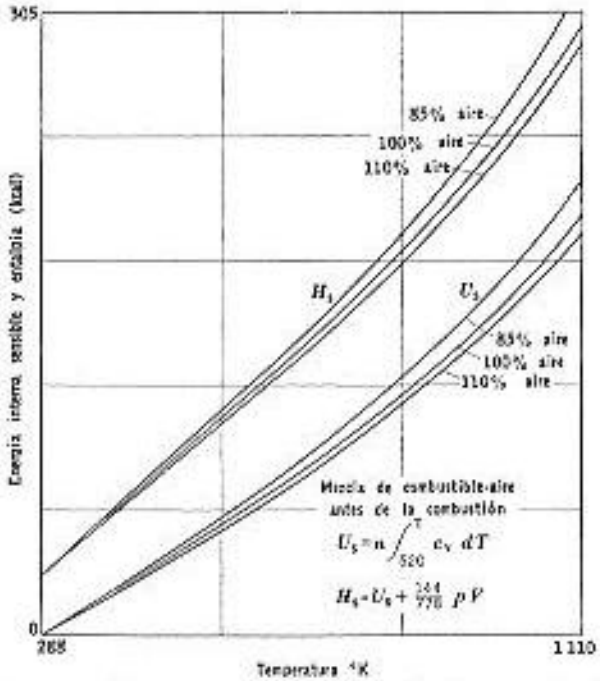


FIG. 7-1. Diagrama de energía para mezclas de aire, combustible y residuos de $f = 0.10$. (Por R. L. Daugherty, datos de la Ref. 3)

en tanto que para los gases perfectos

$$H_s = U_s + nR_oT \qquad \text{(kcal)}$$

(Igual que anteriormente, cualquiera de los símbolos U o E designan a la energía interna).

Las relaciones entre la temperatura, la presión y la entropía, se calculan en la forma del Ej. 2 y con la ayuda de la ecuación del estado (Ec. 3-17c), se construye un diagrama tal y como el de la Fig. 7-2. Las relaciones pVT para esta figura es:

$$pV = nR_oT \qquad (3\text{-}17c)$$

Los valores de n se obtienen de la Tabla 7-1 y con $f = 0.10$, $R_o = 846$ kg-m por mol kg — °K ($R_o = 1\,545$ pie-lb por mol lb — R).

$$pV = 0.00299T \quad \text{(mezcla pobre)} \qquad (7\text{-}1a)$$
$$pV = 0.00300T \quad \text{(mezcla químicamente correcta)} \qquad (7\text{-}1b)$$
$$pV = 0.00302T \quad \text{(mezcla rica)} \qquad (7\text{-}1c)$$

(para p en kg/cm², V en m³, T en grados Kelvin). A las líneas de entropía constante no se les asignó valor numérico, por no ser necesarios tales valores, en los cálculos siguientes. Nótese que cuando se miden las líneas isoentrópicas en dirección vertical o de las ordenadas, aparecen equidistantes en cada punto. Se tiene esta igualdad, por razón de las ordenadas logarítmicas y porque la variación en entropía es igual a:

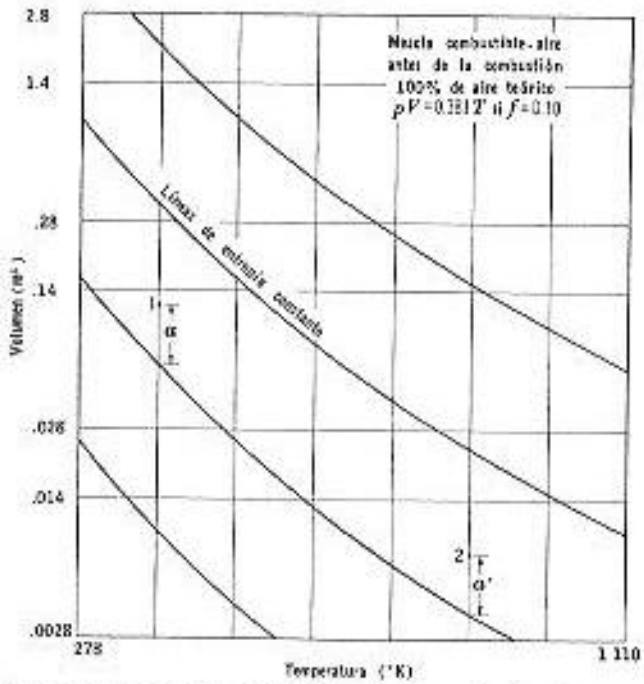


FIG. 7-2. Diagrama de compresión para una mezcla de alimentación químicamente correcta y residuos de $f = 0.10$; 0.9 kg de aire, 0.06985 kg de gas C_8H_{18} 0.10665 kg de residuos. (Por R. L. Daugherty, datos de la Ref. 3)

$$\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \qquad (3\text{-}24a)$$

De aquí que para n moles y temperatura constante

$$\Delta S\Big]_{T=C} = nR_o \ln \frac{V_2}{V_1} = nR_o(constante)$$

Por lo tanto, si en un problema el estado 1 cae, por ejemplo, una distancia a (Fig. 7-2) a una línea de entropía constante, se llevará esa misma distancia hasta a' (Fig. 7-2). Las condiciones en 2 son las correspondientes después de la compresión isoentrópica, a partir del estado original 1.

Es posible elaborar una figura compuesta, tomando las Figs. 7-1 y 7-2; la Fig. 7-3 muestra la presentación de todos los datos pertinentes en un solo diagrama. [Adviértase que en este diagrama (de la Ref. 3), el símbolo E_s es equivalente a U_s]. En virtud de que en el motor real, el combustible se vaporiza solo parcialmente a medida que penetra al cilindro, se desprende que las gráficas no son realmente

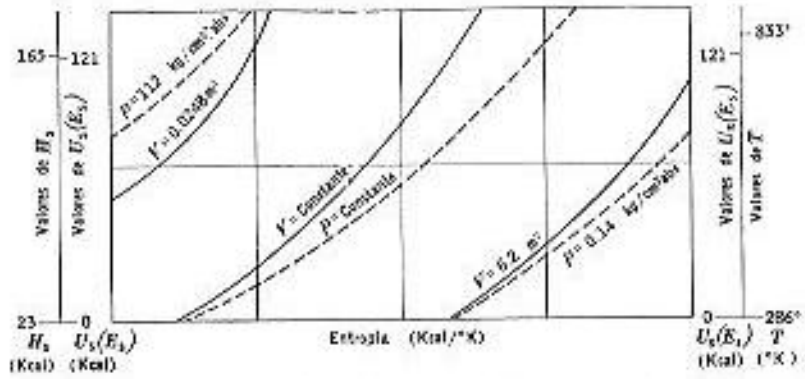


FIG. 7-3. Diagrama combinado de la compresión y la energía para una mezcla de la alimentación químicamente correcta y con residuos de $f = 0.10{:}0.9$ kg de aire, 0.05985 kg de gas C_8H_{16}, 0.10565 kg de residuos. (Tomada de Hershey, Eberhardt and Hottel, Ref. 3)

representativas de las condiciones del motor, pero sirven como una aproximación conveniente.

En la bolsa adjunta a la tapa posterior de este texto, se incluyen copias de gran tamaño de los diagramas de compresión, consignando tres mezclas diferentes.

7-2. Diagramas para mezclas quemadas. Los diagramas para las mezclas quemadas se preparan en una forma similar a la empleada para los diagramas de compresión (sin embargo, los cálculos son muchísimo más elaborados) y para el mismo peso de mezcla. Se requieren tres diagramas para complementar las condiciones de las tres mezclas de los diagramas de compresión. Los componentes de

la mezcla quemada, estando en equilibrio químico, se determinan en la forma mostrada en el Art. 4-20. Los resultados de tales cálculos se ilustran en la Fig. 7-4.

Los componentes de la mezcla quemada, diferentes de la mezcla no quemada, no son constantes sino que varían con la temperatura y la presión. Por esta razón la energía interna, por ejemplo, de la mezcla quemada, incluye tanto la forma de la energía sensible como la de la química. La referencia arbitraria para la energía interna se estimó que fuera 288.5°K (520°R), pero en vista de que están presentes varias especies químicas, es necesario especificar también los componentes que tengan cero energía interna, en el estado de referencia. La selección se ha hecho para corresponder con los componen-

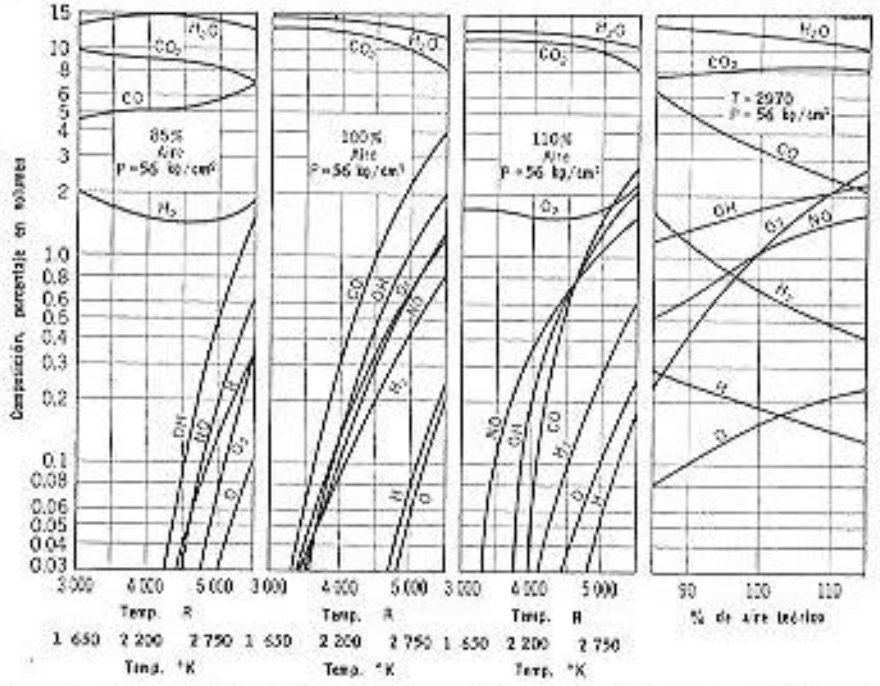


FIG. 7-4. Composición de los productos de la combustión en equilibrio químico (Tomada de Hershey, Eberhardt, and Hottel, Ref. 3)

tes también presentes en la mezcla no quemada: CO_2, H_2O (vapor), O_2 y N_2. La energía interna de cualquier sustancia en la mezcla en equilibrio químico se valoriza enfriándola desde la temperatura de equilibrio hasta la de referencia de 288.5°K (520°R), obteniéndose así la parte sensible de la energía interna. En seguida, se convierte la sustancia a volumen constante en uno o más de los componentes base (CO_2, etc.), obteniéndose otro tipo de energía interna (el calor de reacción[5] a volumen constante), proveniente del cambio

[5] Este valor puede ser tanto positivo como negativo, dependiendo de que el proceso de la reacción química absorba o libere energía.

químico. Al repetir este procedimiento para cada uno de los componentes de la mezcla en equilibrio, sumando los cambios en las energías química e interna sensible, se encuentra la energía interna total U para la mezcla compleja en equilibrio.

La entropía total de la mezcla en equilibrio, se encuentra en una forma similar a la descrita arriba para la energía interna. La entropía sensible de cada componente se valoriza arriba de un estado de referencia, arbitrario, de cero entropía sensible: 1 atm y 288.5°K (520°R). También se considera este estado como de entropía total cero para los componentes bases CO_2, H_2O, (vapor), O_2 y N_2. El problema es calcular las entropías relativas de los otros componentes con respecto a los cuatro componentes bases. Este paso no es difícil porque ya se han calculado los valores de las entropías absolutas, y los resultados se han puesto en tablas que aparecen en la literatura para ingenieros (Art. 3-24). Por lo tanto, la entropía del CO relativa al CO_2, por ejemplo a 288.5°K y 1 atm, se encuentra rápidamente mediante la diferencia de los valores de las tablas. En seguida, se suman los valores relativos y sensibles de los componentes para obtener la entropía total de la mezcla.

Cuando se sigue el procedimiento discutido anteriormente y se consignan los resultados, se obtiene un diagrama como el de la Fig. 7-5. Se debe advertir que los valores de U y U_s en el diagrama de la mezcla rica (margen derecho) no son iguales, porque U contiene energía interna en forma química latente: hay combustibles presentes en la mezcla. Por otra parte, los diagramas (en la tapa posterior) muestran que $U = U_s$ en la región de baja temperatura para la mezcla químicamente correcta y para la mezcla pobre, porque las cantidades de combustibles tales como el H_2 y el CO, son extremadamente pequeñas. Adviértase también que por definición:

$$H = U + \frac{pV}{J}$$

$$H_s = U_s + \frac{pV}{J}$$

Los valores sensibles de las entalpías y de la energía interna son de utilidad cuando se estudia la combinación de los residuos y la alimentación (Ej. 8), porque en dicha combinación se supone que no ocurren cambios en la composición química.

7-3. El proceso de combustión. Considérese que las energías internas *sensibles* de productos y mezcla, se han tomado *arbitrariamente* iguales a cero a 288.5°K (520°R). Pero el concepto de la energía interna incluye todas las formas de energía latente o sensible, contenida en la materia (Art. 3-11). Si la mezcla a 288.5°K se convirtiera completamente en productos a 288.5°K sería liberada, energía

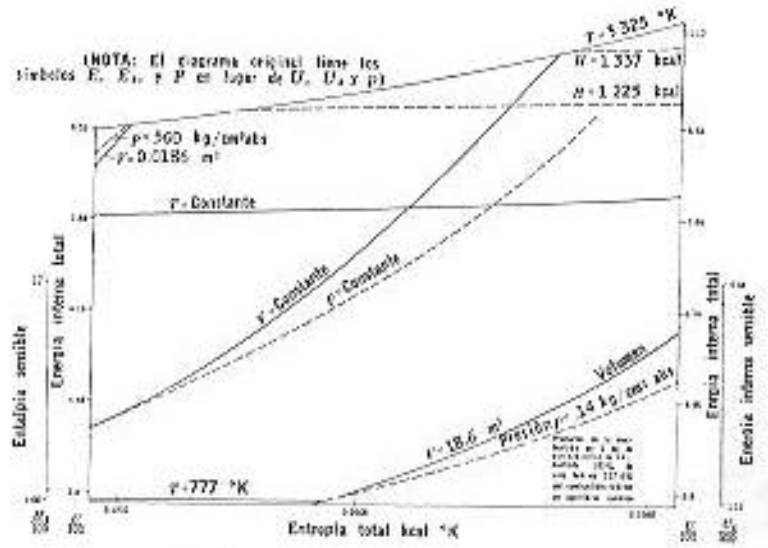


FIG. 7-5. Diagrama de los productos de la combustión para mezclas ricas. Relación aire-combustible = 0.0782. (De Hershey, Eberhardt anc Hottel Ref. 3)

química y la diferencia de la energía interna entre la mezcla y los productos se podrá medir por el calor transferido a volumen constante, esto es: *el calor de combustión* (Art. 4-5).

En la Fig. 7-6 se ilustra la distorsión ocasionada por la elección arbitraria de 288.5°K (520°R) como referencia. En ella la línea *AB* representa el cambio en energía interna sensible para una mezcla de CO_2, H_2O y N_2, y la línea *FD*, el cambio en energía interna sensible para una mezcla de combustible, aire y residuos. La diferencia en U entre estas líneas y cualquier otra temperatura es el calor de combustión del combustible a volumen constante, para la temperatura en cuestión. La línea *AC* que sigue muy cerca a la línea *AB* en las bajas temperaturas, representa el cambio en energía interna total para la mezcla en equilibrio (pero es de mencionar que los componentes de dicha mezcla cambian con los cambios de temperatura).

El diagrama de compresión contiene solamente la trayectoria *FED* (Fig. 7-6) de la mezcla no quemada. Cuando la mezcla que está en *E* se quema adiabáticamente a volumen constante, el calor y el trabajo no son transferidos, pero en su lugar se llevan los pro-

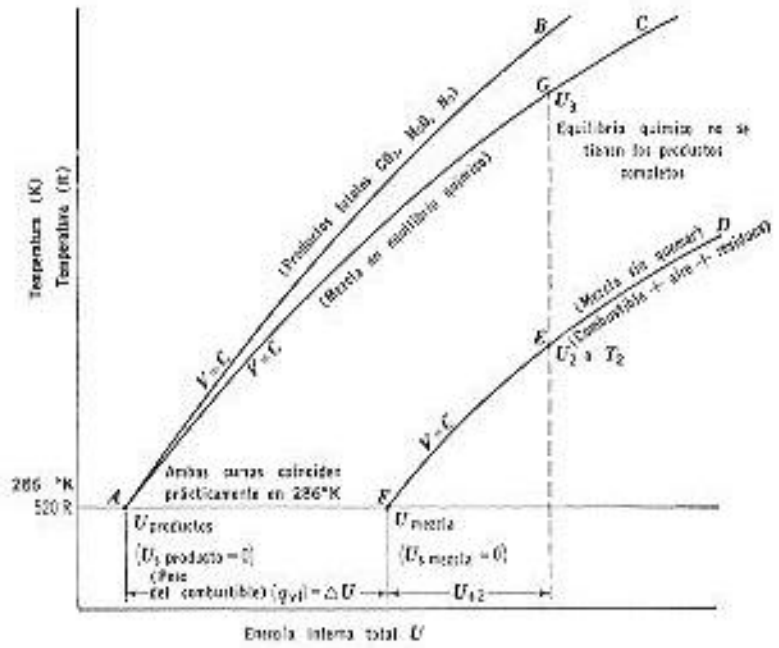


FIG. 7-6. Respresentación gráfica de la mezcla no quemada, de la mezcla en equilibrio y de los productos totales. Se ha supuesto que el residuo tiene un poder calorífico igual a cero. No está a escala

ductos hasta el estado de equilibrio químico en G. Aplicando la Primera Ley a este proceso adiabático se tiene que:

$$Q - W = \Delta U = U_3 - U_2 = 0$$

o

$$U_3 \text{ (de los productos)} = U_2 \text{ (de la mezcla)} \qquad (a)$$

El problema es valorizar a U_2 de la *mezcla* a la temperatura T_2 de compresión, arriba de la *referencia A para los productos*. Considerando que el cambio en energía interna entre los estados A y F es igual a:

ΔU_{AF} = (peso del combustible) (calor de combustión [el inferior] a volumen constante para combustibles gaseosos)

Para la mezcla teóricamente correcta (por ejemplo), están presentes 0.0665 kg de combustible por kg de aire; o bien se induce al motor $(1-f)$ (0.0665) kg de combustible. El poder calorífico inferior

del octano gaseoso a volumen constante y 288.5°K (520°R) se tomó (Ref. 3) como 10 791 kcal/kg (19 270 Btu/lb). Por lo tanto:

$$U_c = \Delta U_{AF} = 10.791\ (1-f)\ (0.0665) = 718\ (1-f) \text{ kcal} \qquad (7\text{-}2a)$$

Viendo la Fig. 7-6 se valoriza la Ec. (a) en la forma siguiente:

$$U_3 = U_2 = \Delta U_{AF} + \Delta U_{FB} \qquad (7\text{-}3a)$$

o

$$U_3 = U_c + U_{12} \qquad (7\text{-}3b)$$

De la Ec. (7-2a) se obtienen los valores de U_c para la mezcla correcta y los de U_{12} de los diagramas de compresión. Adviértase que el valor de f no puede suponerse igual a 0.10 como en casos anteriores, ya que U_c depende directamente del valor seleccionado para f.

Al repetir el cálculo de U_c, pero para una mezcla pobre, el resultado es:

$$U_c = 653\ (1-f) \text{ kcal} \qquad (7\text{-}2b)$$

Para la mezcla rica, el residuo del escape contiene H_2 y CO. Suponiendo que la energía química de estos gases sea de 170 kcal por 1.0782 kg de productos, se encuentra que el valor de U_c es:

$$U_c = 844(1-f) + 170f \qquad (7\text{-}2c)$$

Resumiendo, los diagramas para mezclas quemadas y sin quemar, son compatibles por el hecho de que ambas (un juego) representan el mismo peso del material. El diagrama de compresión puede emplearse para diferentes proporciones de gases residuales aun cuando teóricamente es sólo correcta para un residuo de 10%. El error tenido con esta suposición es insignificante puesto que los calores específicos de la alimentación y del residuo no varían apreciablemente de uno a otro. Por otra parte, el diagrama de combustión requiere que se valorice la energía química liberada, y este factor requiere que se emplee la f correcta en los cálculos de combustión. Nótese que en la combustión la alimentación fresca se quema, resultando productos que se unen con los productos residuales, resultando homógenea la mezcla completa.

EJEMPLO 3. ¿Cuáles serán las propiedades de los productos de la combustión de 1 kg de aire más combustible a 2 666°K (4 800 R) y 7 kg/cm² abs (100 lb/plg² abs), si se suministra 10% de exceso de aire?

SOLUCIÓN. Se utiliza el diagrama de productos para combustible insuficiente (en la parte interior de la tapa posterior). Localizando la intersección de las líneas que corresponden a $T = 2\,666°K$ (4 800°R) y $p = 7$ kg/cm² (100 lb/plg² abs), se leen los resultados siguientes:

Volumen $V = 1.21$ m³	Resp.
Energía interna $U = 721$ kcal	Resp.
Entropías $S = 0.662$ kcal/°K	Resp.
Entalpía $H = 924$ kcal	Resp.

o bien

$$H = U + \frac{pV}{J} = 721 + \frac{7 \times 10\,000 \times 1.22}{427} = 921 \text{ kcal} \qquad \text{Resp.}$$

EJEMPLO 4. Si en el problema anterior, ocurriera la combustión a volumen constante, sin dilución del escape, ¿qué condiciones existirán inmediatamente antes de la combustión?

SOLUCIÓN. De la Ec. (7-2*b*) se tiene que la energía química suministrada fue de 653 kcal. Como $U_s = U - U_c$ y en el Ej. 3, $U = 721$ kcal.

$$U_s = 721 - 653 = 68 \text{ kcal}$$

Ya se tienen conocidas dos condiciones: U_s y V. El diagrama de energía indica que 68 kcal corresponden a 619°K. Resp.

De acuerdo con la Tabla 7-1 el número de moles de la mezcla es $n = 0.0352 + 0.002f$. Como para este ejemplo $f = 0$

$$n = 0.0352 \text{ moles}$$

La presión se encuentra con la ecuación del estado:

$$p = \frac{nR_oT}{V} = \frac{0.0352 \times 820 \times 619}{1.21 \times 10\,000} = 1.498 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs} \qquad \text{Resp.}$$

EJEMPLO 5. Los datos tomados en las pruebas de un motor, muestran que el encendido ocurre 12 grados antes del PMS con la presión de compresión de 8.4 kg/cm² abs (120 lb/plg² abs), siendo el volumen de la cámara de combustión en ese punto, de 131 cm³ (8 plg³); la fotografía de la llama indica que se terminó la combustión 35 grados después del PMS cuando la presión era de 175 kg/cm² abs (250 lb/plg² abs) y el volumen de los productos 196 cm³ (12 plg³). También se tomó en un diagrama del indicador el trabajo hecho después del encendido mientras el émbolo llegaba al PMS, resultando igual a 1.01 kcal (4 Btu) así como el trabajo realizado en la carrera de expansión hasta los 35 grados después del PMS y que fue de 25.8 kcal (102 Btu). La relación aire-combustible medida dio 15:1; el peso de la alimentación inducida al motor, tanto medido como calculado, fue de 5.5×10^{-4} kg (1.218×10^{-3} lb) por carrera de potencia con un peso del escape diluyente de 0.554×10^{-4} kg (0.122×10^{-3} lb) por carrera de potencia. ¿Cuál fue el calor perdido durante el proceso de combustión?

SOLUCIÓN. La relación aire-combustible de 15 a 1 corresponde al diagrama de 100% de aire (en la tapa posterior). Sin embargo, los diagramas son

para mezclas de 1.0665 kg en tanto que el motor absorbe 0.001218 kg de alimentación fresca por carrera, más un residuo del escape de 0.000122 kg. La corrección del volumen respecto al diagrama se hace como sigue:

$$\text{Factor de multiplicación (M.F.)} = \frac{\text{Peso de la mezcla en los diagramas}}{\text{Peso de la mezcla}}$$

$$= \frac{1.0665}{0.001218 + 0.000122} = 796$$

En el diagrama, el volumen que corresponde a 131 cm³ de la carrera del motor es:

$$V = \frac{\text{(M.F.) (volumen de la cámara)}}{10^6} = \frac{796 \times 131}{10^6} = 104.3 \text{ cm}^3$$

En el diagrama, el volumen que corresponde a 196 cm³ de la carrera del motor será:

$$V = 0.156 \text{ m}^3 = 156 \text{ cm}^3$$

Peso del combustible absorbido, por promedio de explosión

$$\frac{\text{Peso de la alimentación}}{1 + \text{relación AF}} = \frac{1.218 \times 10^{-3}}{1 + 15} = 7.6 \times 10^{-5} \text{ kg}$$

Peso del combustible correspondiente, en el diagrama

$$\text{(M.F.)}\ 7.6 \times 10^{-5} = 796 \times 7.6 \times 10^{-5} = 0.0605 \text{ kg}$$

Comprobando:

De acuerdo con la Tabla 7-1, una relación AF de 15 a 1 corresponde a 0.0665 kg de combustible.

$$\text{Escape diluyente} = \frac{0.00012}{0.001218 + 0.00012} = 0.0896 = f$$

$0.0665\,(1 - f) = 0.0665 \times 0.9104 = 0.0605$ (igual al valor anterior de 0.0605 lb)

$U_c = \text{(kg de combustible)}\ (10\,791) = 0.0605 \times 10\,791 = 653$ kcal

De la ecuación del estado y del diagrama de compresión,

$$T = \frac{pV}{0.381} = \frac{8.4 \times 1043}{13.6} = 645°K$$

Esta temperatura corresponde a $U_s = 75.1$ kcal (diagrama de energía).

Tomando como referencia el diagrama de productos (interior de la cubierta posterior). En la intersección de $p = 19$ kg/cm² abs y $V = 0.153$ m³, se lee, $U = 400$ kcal (las condiciones, a 35 después del PMS).

Aplicando la Ec. (3-3) al proceso completo:

$$Q - W = \Delta U = U_2 - (U_c + U_a)$$

en la que Q = calor no considerado (pérdidas de calor); $U_1 = U_a = 75.1$ kcal; $U_c = 652$ kcal; $U_2 = 400$ kcal; ${}_1W_{2\text{PMS}} = -2.24$ kcal (el trabajo efectuado en la carrera de compresión sobre el gas, da el signo negativo); ${}_{\text{PMS}}W_2 = +57$ kcal (trabajo efectuado por el gas en la carrera de expansión), y ${}_1W_2 = +55$ kcal.

$$Q = 400 - (75.1 + 652) + 55$$

$Q = -272$ kcal (el signo negativo indica, calor sustraído) Resp.

El porcentaje evidente de pérdida de calor es

$$\frac{Q}{U_c} = \frac{272}{652} \times 100 = 41.8\% \qquad \text{Resp.}$$

Las pruebas de laboratorio, sobre los motores de combustión indican que la cantidad de calor perdida durante el proceso de combustión, es muy inferior al previsible, mediante los diagramas termodinámicos como en el Ej. 5. El análisis[7], de la combustión basado en fotografías de alta velocidad y haciendo mediciones de la presión, muestra que un alto porcentaje de la energía teóricamente liberada por la combustión, no se verifica en el motor. La observación de las pruebas indican que:

1. Durante las etapas iniciales de la combustión, los diagramas termodinámicos predicen los incrementos de presión, que por otra parte son medibles.
2. Al final del incendio de la primera mitad de la masa de la carga, falla el diagrama al consignar aproximadamente, 30% de la energía calorífica que se presume será liberada.
3. En la etapa del ciclo en la que ocurre el retiro de energía, hubo un incremento rápido en la radiación retardada.
4. Durante el incendio de la última parte de la alimentación, los diagramas prácticamente son válidos para toda la energía liberada.

Parece ser que[7] parte de las pérdidas evidentes sean ocasionadas por la formación de turbulencia de la llama en la masa que se está quemando con un aumento resultante en transferencia de calor hacia el refrigerante. Las pérdidas evidentes también pueden ocasionar un mayor grado de disociación de CO_2 y H_2O que el indicado por las constantes de equilibrio.

Ejemplo 6. Una bomba de paredes gruesas, con volumen de 163.9 m³ (10 plg³) contiene una mezcla de vapores de octano con 10% de exceso de

[7] Ref. 7.

aire bajo una presión de 1.033 kg/cm² (14.7 lb/plg²) y una temperatura de 15.5°C (60°F). ¿Cuáles serán la presión y temperatura máximas probables después de la explosión?

Solución. De la Tabla 7-1, $n = 0.0352$ moles. De donde,

$$V = \frac{nR_oT}{p} = \frac{(0.0352)(846)(288.5)}{10\,330} = 0.828 \text{ m}^3$$

Además, $U_a = 0$ kcal y de la Ec. (7-2b), U_c liberada por la combustión es de 649 kcal cuando $f = 0$.

Como la combustión ocurre a volumen constante, las condiciones después de ella serán: $V = 0.828$ y $U = 649$. La intersección de $V = 0.828$ y $U = 649$ kcal, determina en el diagrama de productos, a p y a T. Leyéndose:

$p = 9.8$ kg/cm² abs $\qquad T = 2555$°K Resp.

el volumen de la bomba no interviene realmente en el problema.

Ejemplo 7. Supóngase que un medidor de presión colocado en la bomba del Ej. 6, muestra que la presión máxima es de 7 kg/cm² abs (100 lb/plg² abs). ¿Cuál será la pérdida de calor aparente?

Solución. En el diagrama de productos, se encuentra la intersección de $V = 0.828$ m³ y $p = 7$ kg/cm², leyéndose $U = 379$ kcal.

Pérdida de calor aparente 649 − 397 = 252 kcal.

$$\text{Porcentaje de pérdidas (o calor no tomado en cuenta)} = \frac{252}{649} \times 100 = 39.1\%$$

Resp.

El residuo f del escape y la temperatura T_m de la mezcla en el motor real, son valorizables con aproximación, mediante las siguientes ecuaciones tomadas de la Ref. 4; aun cuando debe suponerse la temperatura T_e, de los gases de escape (véanse también los Probs. 34, 35 y 36):

$$f = \frac{T_a}{T_a + T_c\left[\left(\frac{p_m}{p_c}\right)r_c - \left(\frac{p_m}{p_c}\right)^b\right]} \qquad (7\text{-}4a)$$

$$T_m = f r_c T_c \left(\frac{p_m}{p_c}\right) \qquad (7\text{-}4b)$$

a = alimentación entrante
e = residuo del escape antes de mezclarse
m = mezcla
$b = 0$ para motores sin estrangular y sobrealimentados
$= 0.24$ para motores estrangulados

7-4. El Motor Otto sin estrangular. Los diagramas termodinámicos son utilizables para construir una serie de procesos mucho más con-

sistentes en el funcionamiento del motor, de lo que es ciclo de aire normal. Los procesos del motor, serán ideales en el sentido de que las pérdidas de calor se consideran despreciables, se supone que la combustión ocurre a volumen constante y se suponen logrados la compresión isoentrópica y el proceso de expansión. La eficiencia de este motor ideal representa un triunfo, al cual debe tender el motor real.

EJEMPLO 8. Considérense las condiciones siguientes aplicadas a un motor Otto no estrangulado:

Combustible: octano con 85% del aire teórico.

Relación de compresión: 6 a 1.

Múltiple de admisión: 1.033 kg/cm² abs y 32°C (14.7 lb/plg² abs y 90°F); toda la gasolina, completamente vaporizada.

Escape: 1.033 kg/cm² abs (14.7 lb/plg² abs).

Será necesario suponer dos valores y comprobarlos al finalizar el problema [como alternativa, se supone $T_c = 1262°K$ y se emplean las Ecs. (7-4)]:

f = residuos del escape (relación en peso entre el residuo y la mezcla total) = 0.045

T_1 = temperatura de la mezcla al comienzo de la carrera de compresión = 360°K, (645°R)

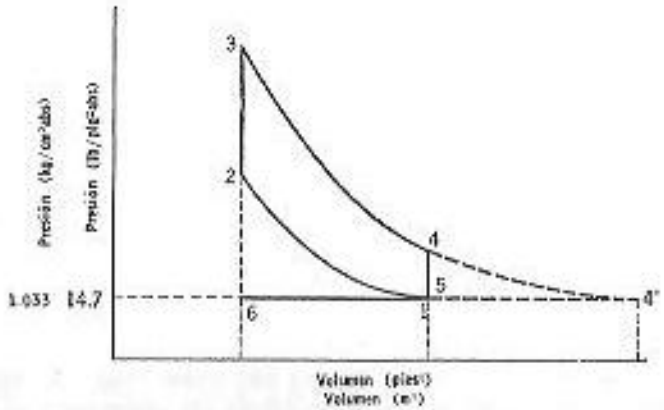


FIG. 7-7. Motor Otto no estrangulado

La secuencia de las operaciones se muestran en la Fig. 7-7. Cada proceso está numerado cronológicamente.

SOLUCIÓN. *Paso* 1-2, *compresión de la mezcla*: Se sabe o se supone que $T_1 = 358°K$ y $p_1 = 1.033$ kg/cm² abs. Por lo tanto,

$$V_1 = \frac{nR_0T}{p} = \frac{(0.0354 + 0.004 \times 0.045) \times 846 \times 358}{10\,330} = 1.043 \text{ m}^3$$

Del diagrama de energía, para una temperatura de 360°K (645°R), $U_{a1} = 14$ kcal (25 Btu). En el diagrama de compresión se localiza la intersección de $T_1 = 360$ y $V_1 = 1.043$. Como el paso 1-2 es isoentrópico en la compresión se reduce el volumen V_1 hasta V_2 y siendo $\frac{V_1}{V_2}$ = a la relación de compresión = 6 resulta $V_2 = 0.1738$ m³, leyéndose en el diagrama $T_2 = 640°K$ (1150°R).

Basándose en los residuos reales de 0.045, se tiene

$pV = 0.003T$ $\quad p = 0.017$ kg/cm² $\quad U_{a2} = 76.2$ kcal (diagrama de energía)

Paso 2-3, *combustión a volumen constante*: De la Ec. (7-2c), la energía química liberada por la combustión es

$$U_c = 840\ (1 - f) + 157f = 840(0.955) + 157(0.045) = 814 \text{ kcal}$$

También,

$$U_3 = U_{a2} + U_c = 76.2 + 814 = 890.2 \text{ kcal}$$

$$V_3 = V_2 = 0.1738 \text{ m}^3 \text{ (combustión a volumen constante)}$$

En el diagrama de productos se encuentra la intersección de $V_3 = 0.1738$ y $U_3 = 891.4$, leyendo:

$$p_3 = 54.5 \text{ kg/cm}^2 \qquad T_3 = 2780°K \qquad S_3 = 0.577 \text{ kcal/°K}$$

Paso 3-4, *dilatación de los productos*: En la condición 4; $V_4 = V_5 = 1.043$ m³ y $S_4 = S_3 = 0.577$. En el diagrama de productos se encuentra la intersección de $V_4 = 1.043$ y $S_4 = 0.577$, leyéndose

$$p_4 = 5.6 \text{ kg/cm}^2 \qquad T_4 = 1830°K \qquad U_4 = 566 \text{ kcal}$$

Paso 4-5, *liberación de los productos del escape*. Después que se abre la válvula de escape, es de suponerse que los productos de la combustión, que permanecen en el cilindro, experimentan una expansión adiabática reversible, hasta la presión de escape. Por lo tanto, $p_5 = p_{4'} = 1.033$ y $S_5 = S_{4'} = 0.577$. Leyendo:

$V_{4'} = 4.09$ m³ $\qquad U_{a4'} = 242.5$ kcal
$T_{4'} = T_5 = 1302°K$ $\qquad H_{a4'} = 343$ kcal
$U_{4'} = 406$ kcal

La diferencia entre U y $U_{4'}$, o 163.5 kcal, representan la energía química en el CO y en el H_2, encontrados en el residuo. Este es un valor más preciso que el supuesto en este ejemplo de lo que fue el de 168 kcal empleado en la Ec. (7-2c).

Las propiedades anteriores corresponden al peso total del fluido motriz. Parte de los gases se liberan a la atmósfera, y el verdadero volumen de los

gases dejados en el cilindro es de 1.043 m³ (V_4). La energía dejada en 1.043 m³ de gases en 5, es proporcional al peso que permanece en el cilindro:

$$\frac{V_4}{V_{4'}} U_{4'} = \frac{1.043}{4.09} \times 406 = 103.5 \text{ kcal}$$

$$\frac{V_4}{V_{4'}} U_{s4'} = 0.255 \times 242.5 = 61.6 \text{ kcal}$$

$$\frac{V_4}{V_{4'}} H_{s4'} = 0.255 \times 423 = 108 \text{ kcal}$$

Paso 5-6, carrera de escape. En la carrera de escape, el volumen de los gases dejados en el cilindro, se reduce hasta el volumen $V_2 = 0.1738$ m³. El volumen total de los productos del escape, fue $V_{4'}$ por lo tanto, la fracción dejada en el escape residual será

$$\frac{V_2}{V_{4'}} = \frac{0.1738}{4.09} = 0.0424$$

Se supuso al principio del problema que la fracción f era de 0.045. La comprobación resulta tan aproximada como era de esperarse y el pequeño error es despreciable.

Paso 6-1, absorción de la carga fresca. La carga fresca de valor $(1 - f)$ es absorbida y mezclada a presión constante con la fracción f de gases residuales. Como esta operación se realiza a presión constante sin que ocurra reacción química, la suma[1] de las entalpías sensible de la mezcla y del residuo, determinan la condición de la mezcla en el estado 1.

Entalpía de los productos del escape: $H_{s5} = H_{s4'}$ (suponiendo que no hay enfriamiento).

Entalpía de la alimentación entrante: Se dijo que la alimentación tenía una temperatura de 32°C (308°K) y presión de 1.033 kg/cm². Mediante el diagrama de energía, si $T = 308$°K resulta:

$$H_{s0} = 24.6 \text{ kcal}$$

y mediante la Ec. (6-14)

$$h_{s1} = fh_r + (1 - f)h_0$$
$$H_{s1} = fH_{s5} + (1 - f)H_{s0}$$
$$= (0.0424)(343) + (0.9575)(26.4)$$
$$= 18.4 + 23.8 = 42.2 \text{ kcal}$$

Si en el diagrama de energía se entra con $H_s = 42.2$ se leerá $T_1 = 356$°K. Lo cual comprueba con mucha aproximación el valor supuesto de 358°K.

Rendimiento térmico del motor. El trabajo proporcionado por el motor, suponiéndolo adiabático, es igual a:

[1] Refiérase al Art. 6-11.

$$W = (U_3 - U_4) \quad U_{s2} - U_{s1}$$
$$W = (890 - 566) - (76 - 14) = 262 \text{ kcal}$$

Puede estimarse que la energía proporcional al motor, es el poder calorífico a presión constante del combustible: de aquí que el rendimiento térmico indicado será:

$$\eta_t = \frac{\Sigma W}{Q_p \times F}$$

en la que $Q_p = 10\,774$ kcal/kg de octano gaseoso (poder calorífico inferior, como se utilizó en la Ref. 3).

F = kg de combustibles, absorbidos por carrera de potencia
$= (1 - f)\ 0.0782 = 0.0749$ kg

$$\eta_t = \frac{262}{10\,774 \times 0.0749} = 0.325 \text{ o } 32.5\%$$

Presión media indicada: Según la Ec. (6-4),

$$\text{imep} = \frac{\Sigma W}{(V_1 - V_2)} = \frac{262 \times 427}{(1.043 - 0.1738)} = 125\,000 \text{ kg/m}^2 \text{ o } 12.5 \text{ kg/m}$$

En el Art. 2-15, se ha definido el rendimiento volumétrico como:

$$\eta_v = \text{rendimiento volumétrico} = \frac{m_a}{m_t} \qquad (2\text{-}13)$$

m_a = peso verdadero del aire absorbido en la carrera de admisión
m_t = peso teórico de aire, necesario para llenar el volumen de desplazamiento, con aire a las condiciones atmosféricas

El peso del aire atmosférico que llena el volumen de desplazamiento del émbolo se encuentra mediante la ecuación del estado:

$$m_t = \frac{pV}{RT} = \frac{p_t(V_1 - V_2)}{RT_t} \qquad (3\text{-}17b)$$

aquí el subíndice t se refiere a las condiciones atmosféricas. El peso del aire que verdaderamente es absorbido, es simplemente $(1 - f)$ puesto que el diagrama está basado en 1 kg de aire más, el combustible: por lo tanto,

$$\eta_v = \frac{1 - f}{m_t} \qquad (7\text{-}5)$$

EJEMPLO 9. Calcular el rendimiento volumétrico, para los datos del Ej. 8.

SOLUCIÓN. En el Ej. 8 el volumen de desplazamiento es de $1.043 = 0.1738 = 0.8692$ m³. Bajo las condiciones atmosféricas de $p = 1.033$ kg/cm² y $T = 291$°K, el peso del aire para llenar este volumen, se calcula mediante la ecuación característica. Así,

$$m_t = \frac{10\,330 \times 0.6692}{29.27 \times 291} = 1.085 \text{ kg}$$

Como la mezcla considerada es rica, los diagramas corresponden a un peso de 1.0782 kg de alimentación y residuos, divididos como sigue: (para $f = 0.0424$),

$(1 - f)$ kg de aire fresco	$= 0.9576$ kg
$(1 - f)(0.0782)$ kg de combustible fresco	$= 0.0749$ kg
f kg de aire empleados para formar el residuo	$= 0.0424$ kg
$f(0.0782)$ kg de combustible usado para formar el residuo	$= 0.0033$ kg
Total	$= 1.0782$ kg

Por lo tanto:

$$v_v = \text{rendimiento volumétrico} = \frac{1 - f}{m_t} = \frac{0.9576}{1.085} = 0.899 = 89.9\% \qquad \text{Resp.}$$

Compárese con el Ej. 5, Art. 6-11, en el cual se indujo solamente aire.

7-5. El motor Otto estrangulado. En el motor real, parcialmente estrangulado, el múltiple de admisión está a un nivel de presión[1] inferior que el que existe durante la carrera de escape. Cuando abre la válvula de admisión, los productos residuales de la combustión podrán dilatarse dentro del múltiple de admisión. En seguida, a medida que desciende el émbolo en la carrera de admisión, esos productos de escape son regresados al interior del cilindro, junto con la alimentación fresca. Por otra parte, se supone que la válvula de admisión abre lentamente, y en consecuencia el gas residual primero se dilata, hasta la presión del múltiple antes de que entre la alimentación fresca, como queda indicado por la trayectoria 6-6', en la Fig. 7-8.

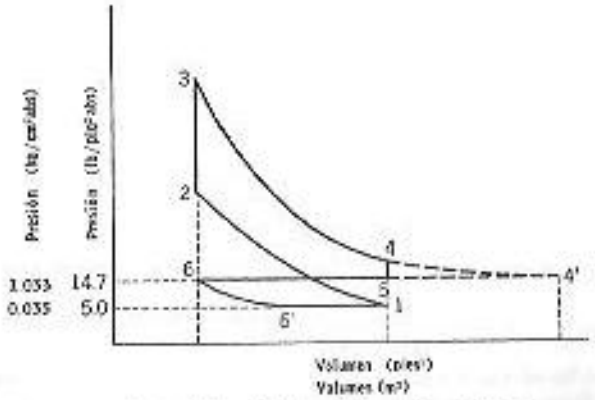


FIG. 7-8. Motor Otto estrangulado

[1] Para un análisis completo, véase el Art. 6-12.

EJEMPLO 10. Un motor estrangulado, con relación de compresión de 6:1, trabaja con una presión en el múltiple de 0.352 kg/cm² y una temperatura de 26.5°C. La relación combustible-aire corresponde a 0.0782 (mezcla rica). Calcular las propiedades del fluido motriz, en todas las etapas de funcionamiento.

SOLUCIÓN. *Compresión* (1-2): Se utilizará el diagrama de la mezcla rica durante toda la solución. Supóngase $f = 0.122$ y $T_1 = 449°K$ (alternativamente se supone $T_2 = 1736°K$ y se emplea la Ec. 7-4). El diagrama de energía muestra que $U_{r1} = 33.6$ kcal a 454°K. Además, por la Tabla 7-1,

$$n = 0.0354 + (0.004)(0.122) = 0.0359 \text{ moles}$$

$$V_1 = \frac{nR_0T}{p} = \frac{(0.0359)(846)(449)}{0.352 \times 10\,000} = 3.87 \text{ m}^3$$

En el diagrama de compresión, siguiendo una línea isoentrópica hasta $V_2 = \frac{1}{6} V_1 = 0.645$ m³, se lee

$$T_2 = 783°K \qquad U_{r2} = 110 \text{ kcal}$$

La relación de compresión es

$$p_2 = \frac{nR_0T}{V_2} = 3.6 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

Combustión (2-3): Ya que la combustión es a volumen constante, $V_3 = V_2 = 0.645$ m³. De la Ec. (7-2c)

$$U_c = 840(1 - f) + 157f = (840)(0.878) + (157)(0.122) = 757 \text{ kcal}$$

Luego:

$$U_3 = U_c + U_2 \quad 757 + 110 = 867 \text{ kcal}$$

En el diagrama de productos se encuentra la intersección de $U = 867$ y $V = 0.655$ y se lee:

$$p_3 = 13.75 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs} \qquad S_3 = 0.676 \text{ kcal/°K}$$

$$T_3 = 2\,700°K \text{ (compárese con el ciclo no estrangulado)}$$

Expansión (3-4). Para la expansión isoentrópica, $S_4 = S_3 = 0.676$ y $V_4 = 6V_3 = V_1 = 3.87$ m³.

En el diagrama de productos, se encuentra la intersección de $V = 3.87$ y $S = 0.676$ leyendo,

$$p_4 = 1.54 \text{ kg/cm}^2 \qquad T_4 = 1637°K \qquad U_4 = 566 \text{ kcal}$$

Expansión (4-4'): Como esta expansión es isoentrópica $S_{4'} = S_4 = 0.676$ y la presión final, de 1.033 kg/cm² abs. En el diagrama de productos, se encuentra la intersección de $S = 0.676$ y $p = 1.033$, leyendo:

$$V_{4'} = 5.33 \text{ m}^3 \qquad U_{r4'} = 358 \text{ kcal}$$
$$T_{4'} = 1\,709°K \qquad H_{r4'} = 492 \text{ kcal}$$

Para estas condiciones:

$$f = \frac{V_2}{V_{4'}} = \frac{0.645}{5.33} = 0.121$$

Lo cual comprueba el valor supuesto para $f = 0.121$.

Escape (4-5): La temperatura y la presión no dependen de la cantidad de gas existente. En el punto 5, $p_5 = p_{4'} = 1.033$ kg/cm² abs y $T_5 = T_{4'} = 1709$°K. En el punto 5, la energía interna, el volumen y la entalpía dependen de la masa del gas presente y que corresponde a la fracción $\frac{V_4}{V_{4'}}$ del fluido motriz dejado en la cámara. Por lo tanto,

$$\frac{V_4}{V_{4'}} U_{s4'} = \frac{3.87}{5.33} \times 358 = 260 \text{ kcal}$$

$$\frac{V_4}{V_{4'}} V_{4'} = 3.87 \text{ m}^3$$

$$\frac{V_4}{V_{4'}} H_{s4'} = \frac{3.87}{5.33} \times 492 = 357 \text{ kcal}$$

Adviértase que la cantidad 260 kcal, siendo la energía interna del gas que permanece en el punto 5, no se puede denotar por símbolo U_{s5}, porque éste representa[11] la masa total de la mezcla.

Escape (5-6). Durante el escape el peso del fluido se reduce hasta un sexto del de las condiciones en 5 o hasta la fracción f de la mezcla original. Entonces, $p_6 = p_5 = 1.033$ kg/cm² abs, $T_6 = T_5 = 1709$°K, $V_6 = V_5 = V_{4'}$, $U_{s6} = U_{s5} = U_{s4'}$ y $H_{s6} = H_{s5} = H_{s4'}$. Como el residuo f permanece en el punto 6.

Volumen en 6 = $fV_6 = 0.645$ m³
Energía interna en 6 = $fU_{s6} = 43.3$ kcal
Entalpía en 6 = $fH_{s6} = 69.5$ kcal

Expansión (6-6'). Para encontrar las propiedades de la fracción f del fluido dejado en 6' será necesario encontrar primero las propiedades de 1.0782 kg de la sustancia motriz, para lo cual fueron construidos los diagramas. En el punto 4 se han determinado las propiedades del fluido, debiendo efectuarse una expansión isoentrópica desde la presión en 4 hasta la presión en 6'.

En el diagrama de productos, se busca la intersección de $S = 0.675$ (entropía del fluido en 4) y $p = 0.352$ kg/cm² abs (presión final en 6'). Leyendo:

$T_{6'} = 1343$°K $\qquad$ $U_{s6'} = 263$ kcal
$V_{6'} = 13.0$ m³ $\qquad$ $H_{s6'} = 370$ kcal

Estas propiedades corresponden a 1.0782 kg de fluido. Sin embargo,

[11] Véase que en el motor los volúmenes en los puntos 4 y 5 son iguales a $V_4 = 3.87$ m³. El volumen *del mismo peso* de gas, en las condiciones del punto 5 será $V_5 = V_{4'} = 5.33$ m³. Para evitar confusiones se emplearán los símbolos del volumen solamente cuando se considere el peso total de la mezcla.

como sólo la fracción f de ese fluido aún permanece en el cilindro,

$p_{6'} = 0.352$ kg/cm²
$T_{6'} = 1\,343$°K
$fV_{6'} = 0.121 \times 13.0 = 1.573$ m³
$fU_{s6'} = 0.121 \times 263 = 32$ kcal
$fH_{s6'} = 0.121 \times 370 = 44$ kcal

Admisión (6'-1). La entalpía del gas entrante y la del residuo del escape formarán la de la mezcla. La alimentación de fracción $(1-f)$, tiene una presión de 0.352 kg/cm² abs y una temperatura de 26.5°C. De acuerdo con el diagrama de energía, una temperatura de 300°K corresponde a una entalpía de 23.5 kcal. Por la Ec. (6-16),

$$h_{s1} = (1-f)\, h_s + f h_{s'}$$
$$H_{s1} = (1-f)\ 23.5 + f\ (370)$$
$$= (0.879 \times 23.5) + (0.121 \times 370)$$
$$= 26.6 + 44.9 = 65 \text{ kcal.}$$

En el diagrama de energía, una entalpía de 65 kcal, corresponde a una temperatura de 449.5°K, comparable al valor de 450°K supuesto al iniciar el problema.

Rendimiento térmico del motor. Primero se encuentra el trabajo cedido en la carrera de admisión. Se supuso que la trayectoria de 6 a 6', era isoentrópica. Por lo tanto, el trabajo cedido será igual al cambio de energía interna, esto es,

$${}_6W_{6'} = f(U_{s6} - U_{s6'}) = 43.3 - 32 = 11.3 \text{ kcal}$$

Se supuso, que de 6 a 1 el proceso era a presión constante

$${}_{6'}W_1 = \frac{p_1 (V_1 - fV_{6'})}{427} = \frac{0.352(3.87 - 1.573)10\,000}{427} = 19 \text{ kcal}$$

El trabajo realizado en la carrera de escape es:

$${}_5W_6 = \frac{p_6(fV_6 - V_4)}{427} = \frac{1.033(0.645 - 3.87)10\,000}{427} = -78 \text{ kcal}$$

Adviértase que $fV_6 = V_2 = V_3 =$ Volumen en 6 y que $V_4 = V_1 =$ Volumen en 5. El trabajo durante la expansión y la compresión será:

$${}_6W_4 + {}_2W_1 = (U_2 - U_4) - (U_{s2} - U_{s1}) = (867 - 586) - (110 - 33.6)$$
$$= 225 \text{ kcal}$$

El trabajo total producido será:

$$W = {}_1W_4 + {}_{6'}W_1 + {}_6W_{6'} + {}_5W_6 = 225 + 19 + 11.3 - 77.6$$

o

$$W = 178 \text{ kcal por ciclo}$$

Las pérdidas por bombeo debidas al estrangulamiento son

$$W_p = 225 - 178 = 47 \text{ kcal}$$

Combustible empleado por ciclo

$$(1 - f)(0.0782) \text{ kg} = 0.0688 \text{ kg}$$

Si se considera que las pérdidas mecánicas por fricción sean cero, el rendimiento térmico al freno será:

$$\eta_t = \frac{\text{Trabajo}}{\text{Valor calorífico del combustible}} = \frac{178}{0.0688 \times 10\,774} = 24.4\%$$

Presión media efectiva al freno:

$$bmep = \frac{\text{Trabajo } (427)}{(V_1 - V_2) \times 10\,000} = \frac{178 \times 427}{(3.87 - 0.645) \times 10\,000} = 2.34 \text{ kg/cm}^2$$

Rendimiento Volumétrico: Se encontró que para el motor imaginario del problema, al finalizar la carrera de admisión, el volumen era de 3.87 m³ (V_1); en tanto que después de la compresión era de 0.645 m³. Siendo por lo tanto, el desplazamiento de 3.225 m³. Utilizando la ecuación del estado como anteriormente suponiendo las condiciones atmosféricas de 1.033 kg/cm² y 16.5°C, para 100% de rendimiento volumétrico, el aire aspirado será:

$$m_t = \frac{pV}{RT} = \frac{10\,330 \times 3\,225}{29.27 \times 289} = 3.95 \text{ kg}$$

Para una mezcla rica, los diagramas corresponden a 1.0782 kg de mezcla, Como $f = 0.121$, el peso del aire es $= (1 - f) = 0.879$ kg.

$$\eta_t = \frac{0.879}{3.95} = 0.222 \text{ o } 22.2\%$$

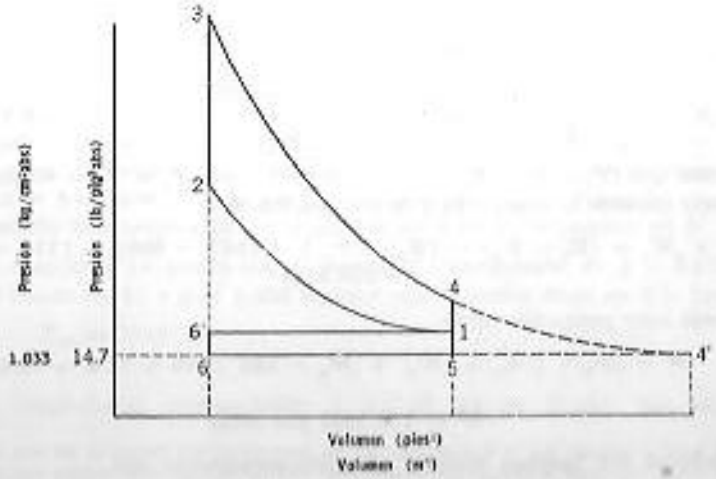


FIG. 7-9 Motor Otto sobrealimentado

7-6. El motor Otto sobrealimentado. En el motor sobrealimentado, la presión en el múltiple es mucho mayor que la que existe en el cilindro al final de la carrera de escape. Cuando la válvula de admisión abre, se precipita en la cámara la alimentación fresca y comprime al residuo, hasta la presión de admisión; a medida que el émbolo desciende en la carrera de admisión, es inducida la alimentación completa al interior del cilindro. El diagrama ideal del indicador para el ciclo, tendrá la apariencia del de la Fig. 7-9. El proceso exacto desde el punto 6 hasta el 6', dependerá de la regulación de la válvula de admisión y de lo rápido que abra. Se puede hacer el análisis del ciclo, utilizando los mismos métodos que en los ejemplos anteriores [y mediante la Ec. (6.19)].

7-7. Gradientes de combustión y detonación. Las temperaturas y presiones no uniformes, que están presentes en la cámara de combustión, se han calculado aproximadamente en los Arts. 4-9 y 4-11. Será de interés repetir dichos cálculos con la ayuda de los diagramas de combustión y llegar a resultados más precisos.

Es posible obtener una serie de ecuaciones, a partir de la Primera Ley, aplicada como balance de energía a un sistema sin flujo:

$$Q - W = \Delta U = U_2 - U_1 \tag{3-3}$$

Cuando el proceso es adiabático

$$U_2 = U_1 - {}_1W_2\Big]_{Q=0} \tag{7-6a}$$

Si el proceso, también tiene lugar a presión constante

$$U_2 = U_1 - \frac{p(V_2 - V_1)}{J}\Big]_{\substack{Q=0 \\ p=C}} \tag{7-6b}$$

Al transladar los datos de la energía interna de la mezcla, a los productos se encuentra que:

$$U_2 = U_c + U_{r2} \tag{7-3}$$

Por lo tanto

$$U_2 = (U_c + U_{r2}) - \frac{p(V_2 - V_1)}{J}\Big]_{\substack{Q=0 \\ p=C}} \tag{7-6c}$$

Por la definición de entalpía, $h = u + \dfrac{pv}{J}$

$$H_2 = H_2 = H_{r2} + U_c\Big]_{\substack{p=C \\ Q=0}} \tag{7-7}$$

EJEMPLO 11. Determinar el gradiente de temperatura en la cámara de combustión del motor ECH del Ej. 8, siguiendo el razonamiento del Art. 4-9. Supóngase que la presión final es esencialmente la encontrada en el Ej. 8.

SOLUCIÓN: Los datos del Ej 8 son:

$T_2 = 630°K$ $\quad U_{s2} = 76.2$ kcal
$p_2 = 11$ kg/cm² abs $\quad U_c = 814$ kcal
$V_2 = 0.1736$ m³ $\quad p_{(final)} = 54.6$ kg/cm² abs

$$H_{s2} = U_{s2} + \frac{pV}{J} = 76.2 + \frac{11 \times 0.1736 \times 10\,000}{427} = 121 \text{ kcal}$$

Combustión del primer elemento de la mezcla en la bujía: Se supone que el primer elemento de la mezcla se quema y se dilata a presión constante, por la Ec. (7-7).

$$H_3 = H_{s2} + U_c = 121 + 814 = 935 \text{ kcal}$$

Como H_3 y $p_2 = p_3$ son conocidos, el diagrama de productos (mezcla rica) muestra que:

$$T_{3 \text{ en la bujía}} = 2\,420°K$$

Cuando este elemento es comprimido isoentrópicamente hasta la presión final de 54.6 kg/cm² abs (se procede desde H_3 y p_3 a S constante hasta $p = 54.6$ kg/cm² abs), se tiene

$$T_{3 \text{ bujía}} = 3075°K \text{ (extrapolado del diagrama}$$

Combustión del elemento final de la mezcla: El elemento final de la mezcla que se quemará, primero se comprime elevando la presión en la cámara hasta la presión final de 54.6 kg/cm² abs. En el diagrama de compresión se procede desde $V = 0.1736$ m³, $T = 638$ K a S constante hasta $p = 54.6$ ($V = 0.0505$ por tanteos).

$$T_{1 \text{ gas final}} = 919°K \qquad U_{s \text{ gas final}} = 147 \text{ kcal}$$

$$H_{s \text{ gas final}} = U_s + \frac{pV}{J} = 147 + \frac{54.6 \times 0.0505 \times 10\,000}{427} = 212 \text{ kcal}$$

Ahora este elemento se quemará a presión constante; por la cual sigue la Ec. (7-7):

$$H_3 = H_{s2} + U_c = 212 + 814 = 1026 \text{ kcal}$$

Como H_3 y $p_3 = 54.6$ (muy aproximado) son conocidos, se lee en el diagrama de productos

$$T_{2 \text{ gas final}} = 2586°K$$

Luego existe un gradiente de temperatura cuyos extremos y valor son

$$T_{3 \text{ bujía}} - T_{2 \text{ gas final}} = 3075 - 2586 = 489°K \qquad \text{Resp.}$$

Comparando la temperatura de combustión en el Ej. 8, se ve que la temperatura en la bujía es mayor, en tanto que la del gas final es menor que el valor uniforme de la combustión a volumen constante (2 778°K)

EJEMPLO 12. Supóngase que el elemento final de la última parte del gas en el Ej. 11, se quema a volumen constante (explota). Determinar la presión máxima de detonación y la temperatura.

SOLUCIÓN. El último gas en el instante anterior a la combustión, tiene las siguientes propiedades (Ej. 11).

$U_{s \text{ último gas}} = 147$ kcal $\qquad V = 0.0505$ m³

La energía interna después de la combustión a volumen constante es igual a

$$U_{\text{productos}} = U_c + U_{s \text{ mezcla}} = 814 + 147 = 961 \text{ kcal} \qquad (7\text{-}3b)$$

En el diagrama de productos ricos, se localiza $U = 961$, $V = 0.0505$ leyendo,

$$T = 2986°K \qquad p = 196 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs} \qquad \text{Resp.}$$

Luego, la temperatura detonante es menor que la final en la bujía con combustión normal; sin embargo, la presión detonante es mucho mayor que la presión normal de combustión. Por supuesto, que a medida que avanza el disturbio de presión dentro de la cámara de combustión, el gas existente en la bujía será comprimido momentáneamente hasta temperaturas mayores (Art. 4-11).

7-8. El motor encendido por compresión (diesel). Se pueden determinar aproximadamente las propiedades del fluido motriz de un motor EC mediante el empleo de los diagramas para una mezcla pobre. Sin embargo, en el motor real el exceso de aire en las cargas parciales, es bastante mayor que la considerada al construir los diagramas, y sólo a plena carga la relación combustible-aire se acerca a la relación de ellos. Por lo tanto, son evidentes algunas discrepancias con el empleo de los diagramas para los motores EC:

1. El diagrama de compresión presupone que son inducidos aire y vapores de combustible, en tanto que en el motor verdadero sólo se comprime aire, y el combustible líquido se inyecta al final de la carrera de compresión.
2. Los diagramas de compresión están basados en un residuo del escape de 10%; en el motor verdadero con una relación de compresión muy elevada esa fracción es del orden del 2%.
3. El diagrama de productos supone que existe el equilibrio químico; una condición que posiblemente se logre en el motor EC, pero muy dudable para la combustión heterogénea (Art. 4-12) en el motor EC.

4. La relación combustible-aire en el motor EC varía directamente con la carga.
5. El proceso de combustión en el motor EC tiende a efectuarse ya sea a volumen constante o a presión constante (Art. 5-9) o bien una parte del proceso tiene lugar próximo a un extremo y otra parte próximo al otro extremo. Dicha división es sensible a los cambios de la carga y de la velocidad.

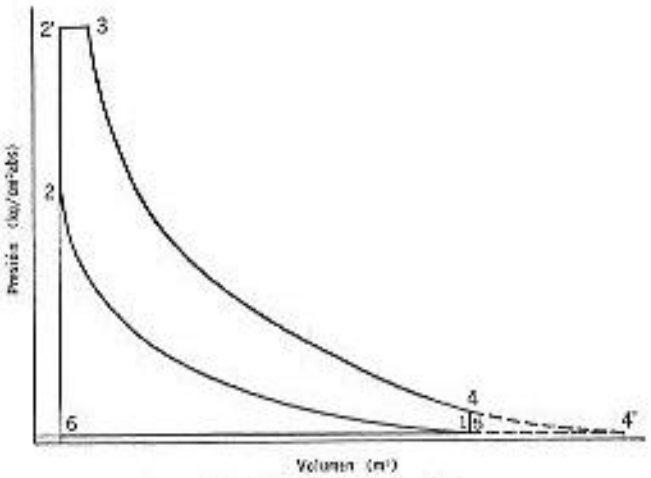


FIG. 7-10. Motor EC

En el análisis del motor EC, si se desea, se pueden emplear las tablas de aire (Tabla VI del Apéndice) para la carrera de compresión. Al final de este proceso se considera que es inyectado el combustible líquido mezclándose con el aire a volumen constante. El aire se enfría y la presión desciende a medida que el combustible es vaporizado y calentado. Las propiedades de la mezcla gaseosa resultante se podrán encontrar luego en una forma similar a la del motor ECH. El procedimiento se ilustra en el Ej. 14.

Los datos siguientes se consideran representativos para el octano.

h_{fg} = calor latente de vaporización a 289°K = 87.36 kcal/kg

u_{fg} = energía interna latente de vaporización a 289°K = 81.59 kcal/kg

c_p = calor específico a presión constante (kcal/kg°K)
= 0.105 + 0.0008748 T (°K)

c_v = calor específico a volumen constante (kcal/kg°K)
= 0.0876 + 0.0008748 T (°K)

La secuencia de los procesos para el motor EC moderno se muestran en la Fig. 7-10; en él, la combustión ocurre en parte a volumen constante y en parte a presión constante.

EJEMPLO 13. Considérese un motor diesel trabajando en las siguientes condiciones:

$p_1 = 1.033$ kg/cm² abs	Presión máxima alcanzada = 70.31
$T_1 = 333$°K	Gas residual = 1.8%
$r_v = 16$	Carga: máxima

Determinar las propiedades del fluido motriz (diagrama de mezcla pobre).

SOLUCIÓN. El volumen del motor será:

$$V = \frac{nR_gT}{p} = \frac{[0.0352 + (0.002)(0.018)](646)(333)}{1.033 \times 10\,000}$$

$$V_1 = 0.956 \text{ m}^3$$

En el diagrama de energía 333°K corresponden a $U_1 = 8.96$ kcal.

Compresión de la mezcla: Se localiza en el diagrama de mezcla pobre, la intersección de $T = 333$ y $V = 0.956$ siguiendo una línea isentrópica hasta

$$V_2 = \frac{V_1}{r_v} = \frac{0.956}{16} = 0.0597 \text{ m}^3$$

Leyendo

$T_2 = 821$°K
$U_{s2} = 117$ kcal

$$p_2 = \frac{nR_gT}{V_2}$$

$$p_2 = 40.8 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

Combustión: Las condiciones en el punto 2' son indeterminadas, aun cuando se sabe que $p_{2'}$ vale 70.31 kg/cm² abs puesto que no puede saberse si todo el combustible se quema parcialmente o una parte de él se quema completamente. Sin embargo, las propiedades en el estado 3 se pueden encontrar puesto que el proceso combinado de 2 a 3 es adiabático y se supone que la combustión está en equilibrio químico en 3:

$$U_3 = U_{2'} - {}_2W_3 \qquad (7\text{-}6a)$$

$$U_3 = (U_c + U_{s2}) - \frac{p_2(V_3 - V_2)}{J}$$

$$H_3 = (U_c + U_{s2}) + \frac{p_2V_2}{J}$$

Dando valores resulta

$U_c = 653\,(1 - f) = 653\,(0.982) = 641$ kcal
$p_3 = 70.31$ (dado)
$V_2 = 0.0597$ m³ (paso anterior)
$U_{s2} = 117$ kcal (paso anterior)

$$H_3 = (641 + 117) + \frac{70.31 \times 0.0597 \times 10\,000}{427} = 856 \text{ kcal}$$

En el diagrama de productos se localiza $H = 856$, $p = 70.31$; leyendo,

$$V_3 = 0.1178 \text{ m}^3 \qquad S_3 = 0.466 \text{ kcal/°K}$$
$$T_3 = 2653\text{°K} \qquad U_3 = 655 \text{ kcal}$$

Los valores para los puntos 4, 4', 5 y 6 se encuentran en la misma forma que en los ejemplos del motor Otto.

EJEMPLO 14. Determinar las propiedades del fluido al final de la carrera de compresión en un motor EC y después de la inyección del combustible líquido a 15.5 C. Considérese que solamente se induce y comprime aire y tómense los datos del Ej. 13.

SOLUCIÓN. Las condiciones iniciales son (Ej. 13)

$$T_1 = 333\text{°K} \qquad p_1 = 1.033 \text{ kg/cm}^2 \qquad r_v = 16$$

Se considera que al comienzo de la carrera de compresión, el peso de la mezcla es solamente 1 kg de aire. Por lo tanto, el volumen inicial será:

$$V_1 = \frac{mRT}{p} = \frac{1(29.27)(333)}{1.033 \times 10\,000} = 0.943 \text{ m}^3$$

Las tablas de aire (Apéndice) dan los siguientes datos:

para 333°K $\quad u_{r1} = 56.8$ kcal ($U_{s\,240°} = 49.2$ kcal/kg)
$v_{r1} = 6.875$
$p_{r1} = 0.14$

De donde

$$v_{r2} = \frac{6.875}{16} = 0.429$$

y de las tablas de aire para este valor de v_{r2}

$$T_2'' = 944\text{°K} \qquad U_{s2} = 169.86 \text{ kcal/kg} \qquad p_{r2} = 6.37$$

Además

$$V_2 = \frac{V_1}{r_v} = \frac{0.943}{16} = 0.0589$$

Por lo tanto, antes de la inyección la presión es

$$p_{2''} = p_1 \frac{p_{r2}}{p_{r1}} = 1.033 \times \frac{6.37}{0.14} = 46.8 \text{ kg/cm}^2$$

El combustible líquido a 289°K es inyectado en el seno de aire caliente comprimido, siendo vaporizado y elevado en su temperatura hasta T_2, por lo que enfría el aire desde 944°K hasta T_2. Para este proceso adiabático a volumen constante

$$\Sigma \Delta U = 0$$

$$-\Delta U_{aire} = \Delta U_{combustible} = \Delta U_{vaporización} + \Delta U_s$$

Con los datos del octano y para 0.0605 kg de combustible inyectado:

$$\Delta U_{vaporización} = 0.0605(81.59)$$
$$\Delta U_s = 0.0605 c_{vm}(T_2 - 289) = 0.0605(0.63)(T_2 - 289)$$

En este caso c_{vm} fue calculado mediante la Ec. (3-16). Las tablas de aire indican que c_v es aproximadamente igual a 0.2 kcal/kg°K, a la temperatura de compresión; por lo tanto

$$-\Delta U_{aire} = m_{aire}(944 - T_2)$$

para 1 kg de aire y 0.0605 kg de combustible líquido

$$0.2(944 - T_2) = 0.0605\,[81.59 + 0.63(T_2 - 289)]$$

Al resolver esta ecuación, se obtiene la temperatura final de compresión

$$T_2 = T_c = 817\text{°K} \qquad \textbf{Resp.}$$

Las moles de la mezcla se encuentran en la Tabla 7-1.

$$n = 0.0352 \text{ moles}$$

y con $V_2 = 0.0589$ m³, $T_2 = 817$°K

$$p_2 = \frac{nR_0T_2}{V_2} = \frac{0.0352 \times 846 \times 817}{0.0589 \times 10\,000} = 41.3 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs} \qquad \textbf{Resp.}$$

Luego la temperatura y la presión son esencialmente equivalentes a los valores obtenidos en el Ej. 13.

La energía interna sensible (arriba de la referencia de 289°K) de la mezcla de 1 kg de aire y 0.0605 kg de combustible (sin residuos) puede calcularse a partir de los datos de las tablas de aire y de los datos del combustible:

$$U_{s\,aire} = U_{s\,817°} - U_{s\,289°} = 145 - 49.2 = 95.8 \text{ kcal}$$
$$U_{s\,combustible} = mc_{vm}(817 - 289) = 0.0605(0.63)(528) = 20.11 \text{ kcal}$$
$$U_{s2} = 116.27 \text{ kcal} \qquad \textbf{Resp.}$$

Esta respuesta se puede comprobar mediante el diagrama de energía (el que represente el mismo peso de la mezcla). Para una temperatura de 817°K se lee en él:

$$U_{s2} = 114.33 \text{ kcal}$$

Esta discrepancia entre las dos soluciones es leve y se tiene, porque los datos del calor específico y del latente para el combustible y el aire no son necesariamente equivalentes a los empleados al elaborar el diagrama; además, el residuo no se incluyó en este ejemplo.

Las propiedades en otras etapas del proceso del motor, ya pueden ser calculadas en la misma forma del Ej. 13. Nótese que el calor latente del combustible no vuelve a incluirse en el razonamiento porque el calor de combustión corresponde al combustible vaporizado y ahora se vaporiza combustible líquido.

PROBLEMAS

1. Repetir los cálculos del Art. 7-1, pero para mezclas pobres y compararlos con los valores de la Tabla 7-1.

2. Hacer una lista de los componentes y sus pesos formando las mezclas pobres y ricas para $f = 0.10$.

3. Repetir el Ej. 1, pero para una temperatura de 888°K.

4. Repetir el Ej. 1, pero para los datos de la mezcla pobre.

5. Deducir las Ecs. (7-1).

6. Deducir las Ecs. (7-2).

7. Determinar las propiedades de los productos de la combustión del octano con la cantidad químicamente correcta de aire a 14 kg/cm² abs y 2775°K.

8. Determinar las propiedades de una mezcla pobre, de octano, aire y residuos a una temperatura de 317°C y a presión de 1.033 kg/cm² abs.

9. Determinar las propiedades de los productos de la combustión del octano con 65% de la cantidad teórica de aire a 14.0 kg/cm² abs y 2775°K.

10. Un motor tiene la cámara de combustión de 164 cm³ y comprime 0.00059 kg de mezcla pobre. Determinar las propiedades del fluido al final de la carrera de compresión isoentrópica, si la presión final es de 9.8 kg/cm² y la presión inicial es de 1.033 kg/cm² (véase el Ej. 5).

11. Determinar el peso de la mezcla en la bomba del Ej. 6.

12. Repetir el Ej. 8, pero para una mezcla (pobre), (correcta).

13. Repetir el Ej. 8, pero para una relación de compresión de (4 a 1) (8 a 1).

14. Repetir el Ej. 10, pero para una mezcla (pobre) (correcta).

15. Repetir el Ej. 10, pero para una relación de compresión de (4 a 1) (8 a 1).

16. Repetir el Ej. 10, pero para una presión en el múltiple de (0.49 kg/cm² abs), (0.63 kg/cm² abs) (.77 kg/cm² abs) (.91 kg/cm² abs).

17. Un motor absorbe una alimentación teóricamente correcta a 333°K y 0.7 kg/cm² abs. El residuo del escape es 0.15 y tiene una temperatura de 1554°K a 1.033 kg/cm² abs de presión. Determinar las propiedades de la mezcla al comienzo de la carrera de compresión. [Utilice la Ec. (6-16)].

18. Repetir el Prob. 17, pero empleando el supuesto que llevó a la Ec. (6-18). Nótese que v_0 en la Ec. (6-18) corresponde v_4 en este capítulo.

19. Determinar las propiedades del fluido motriz en un motor sobrealimentado en las siguientes condiciones:

$r_v = 6$	Temperatura en el múltiple = 366°K
$p_1 = 1.4$ kg/cm² abs	Alimentación químicamente correcta
$p_i = 1.033$ kg/cm² abs	

20. Repetir el Prob. 19, pero para una relación de compresión de 4 a 1.

21. Determinar el rendimiento volumétrico del motor del problema 19, basándose en (*a*) las condiciones del múltiple y (*b*) en las condiciones atmosféricas de $p = 1.033$ kg/cm² abs y $t = 15.5$°C.

22. Terminar el Ej. 13.

23. Repetir el Ej. 13, pero para relaciones de compresión de (12 a 1) (14 a 1) (18 a 1). ($T_1 = 333$ K y $p_{max} = 70$ kg/cm² abs).

24. Determinar las propiedades del fluido en un motor diesel bajo las siguientes condiciones.

$r_v = 16$ a 1	Presión máxima = 56 kg/cm² abs
$p_1 = 1.033$ kg/cm²	Residuo = 0.018
$T_1 = 333$°K	Carga máxima (pero en el diagrama de mezcla pobre)

25. Repetir los cálculos de la carrera de compresión del Prob. 24, pero empleando el método del Ej. 14 y una mezcla rica.

26. Determinar el rendimiento volumétrico del motor del Prob. 24.

27. ¿Cuál será el rendimiento volumétrico del motor del Prob. 22, si no ha de tener puntos calientes y la presión atmosférica es de 1.033 kg/cm² abs? [Guía: Calcular T_c mediante la Ec. (6-14) y el diagrama de energía].

28. Determinar el rendimiento térmico indicado para los datos del Prob. 19 si las pérdidas por fricción y el trabajo neto para mover el sobrealimentador consumen 10% del área del trabajo indicado (Art. 5-8). ¿Cuál es el valor del rendimiento térmico del freno?

29. Para los datos del Ej. 17, calcular el rendimiento volumétrico si la presión y la temperatura atmosférica son 1.033 kg/cm² abs y 15.5°C, respectivamente.

30. Repetir el Ej. 11, pero para los datos del Ej. 10.

31. Repetir el Ej. 12, pero para los datos del Ej. 10.

32. Repetir el Ej. 12, pero suponiendo que la detonación ocurre cuando el último gas ha sido comprimido hasta (45.5 kg/cm² abs) (4.9 kg/cm² abs) (52.5 kg/cm² abs).

33. Supóngase que el sobrealimentador del Prob. 19 es movido mediante una turbina de gases de escape. Determinar la energía máxima que puede obtenerse de los gases de escape salientes (Arts. 6-9 y 6-13).

34. Deducir la Ec. (7-4*b*) y manifestar todos los supuestos. (Nótese que $r_v = V_m/V_c = m_m v_m/m_c v_c = v_m/fv_c$; sustituir $v = RT/p$ y resolverla para T_m.)

35. Deducir la Ec. (7-4*a*) y consignar los supuestos. [Comenzar con la Ec. (6-16) y sustituir $h = c_p T$; nótese que $T_{c'} = T_c \left(\frac{p_{c'}}{p_c} \right)^{\frac{k-1}{k}}$; igualar esta expresión con la Ec. (7-4*b*) y resolverla para f].

36. Deducir una ecuación para f válida para el proceso de admisión semejante a la representada por las Ecs. (6-18) y (6-19).

REFERENCIAS

1. Goodenough, G. A., y Felbeck, G. T. *An Investigation of the Maximum Temperatures and Pressures Attainable in the Combustion of Gaseous and Liquid Fuels*. University of Illinois Bulletin No. 139, marzo, 1924.
2. Keenan, J. H., y Kaye, J. *Gas Tables*. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1948.
3. Hershey, A. E., Eberhardt, J. E., y Hottel, H. C. "Thermodynamic Properties of the Working Fluid in Internal Combustion Engines", *SAE Journal*, Vol. 39, Núm. 4 (octubre, 1936), Pág. 409.
4. Hottel H. C., Williams, G. C., y Satterfield, C. N. *Thermodynamic Charts*

for Combustion Processes, Partes I y II. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1949.
5. Hottel, H. C., y Williams, G. C. *Charts of Thermodynamic Properties of Fluids Encountered in Calculations of Internal Combustion Engine Cycles.* NACA TN 1026, mayo, 1946.
6. McCann, W. J. *Thermodynamic Charts for Internal Combustion Engine Fluids.* NACA RB 3G28, 1943.
7. Withrow, L., y Cornelius, W. "Effectiveness of the Burning Process", *SAE Journal*, Vol. 47, Núm. 6 (diciembre, 1940), Pág. 526.

CAPITULO 8

COMBUSTIBLES

Casi todos los combustibles para los motores de combustión de hoy día se derivan del petróleo, el cual es una mezcla compleja de hidrocarburos. Sin embargo, a medida que disminuyen los manantiales de petróleo, tiene cada vez mayor importancia el carbón, que es el combustible más abundante. Por la misma razón, los combustibles elaborados con productos del campo, algún día serán la fuente de nuestra potencia motriz.

8-1. Los combustibles naturales. El origen y la evolución subsecuente del petróleo en las formas líquida y gaseosa, no son completamente conocidos. Sin embargo, el petróleo se encuentra generalmente en ciertas formaciones rocosas que hace miles [1] de años fueron el piso de los océanos. Es de creerse que los materiales orgánicos marinos en el fondo del mar, fueron envueltos por capas de rocas, siendo sometidos a altas presiones con la eventual descomposición en el producto conocido como petróleo. La materia orgánica original debió contener oxígeno, aun cuando el petróleo esté formado en gran parte por compuestos de carbono e hidrógeno. ¿Por qué método fue eliminado el oxígeno?, es algo que se desconoce. Se ha aventurado que la acción de las bacterias ha sido la responsable; otra teoría presupone exposiciones continuas a través de las edades, a una ligera radiactividad proveniente de las formaciones rocosas circundantes.

El carbón sufrió esencialmente la misma secuencia de procesos, excepto que en su caso la materia orgánica original parece haber sido vegetación terrestre. Aun cuando poco posible, es probable que el aceite sea un destilado de la misma vegetación, ya que como aceite tiene la habilidad de emigrar hacia otros lugares atravesando piedras porosas.

Actualmente el petróleo crudo se encuentra acumulado en rocas porosas, en arena o en piedra caliza. Estas acumulaciones subterrá-

[1] Se ha encontrado petróleo en rocas que datan de 500 000 000 de años y carbón en rocas con 250 000 000 de años. Sin embargo, es posible que el aceite haya emigrado a otras formaciones.

neas se llaman algo erróneamente "criaderos". El criadero contiene generalmente, junto con petróleo líquido, grandes cantidades de gas de petróleo y agua salada. Se supone que el agua salada se quedó atrapada en los poros de las rocas desde los tiempos en que fue depositada la materia orgánica. También se encuentran depósitos de *arena alquitranada*, que consiste en arena común, pegada mediante alquitrán viscoso originario del petróleo. Estando presente la pizarra, puede formarse un *esquisto petrolífero*. Los esquistos petrolíferos, son formaciones de rocas duras que contienen venas de material de base petrolífera. Se puede rescatar el aceite de esquisto, moliendo y calentando la roca, o en algunos casos mediante la acción de un solvente. Naturalmente, el costo de producción de combustibles provenientes de reservas como éstas, es considerablemente mayor que cuando se obtiene directamente de un criadero como petróleo crudo.

Cuando el petróleo no está aislado impermeablemente por las rocas del subsuelo, tiene lugar una refinación natural o desgaste de las rocas, siendo convertido el aceite en *asfalto*, nombre dado a una mezcla pesada, negra, semejante al alquitrán, de estructura química incierta, pero con una cantidad relativamente pequeña de hidrógeno. El asfalto que aflora de la tierra, ha sido usado por cientos de años para caminos y edificios.

Basados en la experiencia y, mediante sondeos en campos que se sabe contienen petróleo, se puede estimar muy exactamente la cantidad de petróleo crudo descubierto, pero todavía subterráneo. El monto de dicho crudo se llama *reservas comprobadas*. La cantidad total de *recursos* de petróleo descubiertos y por descubrir, sólo puede ser estimada toscamente. Sin embargo, esta estimación es un tanto científica por requerir la experiencia acumulada. Por lo dicho, el petróleo se encuentra casi invariablemente en rocas marinas, y las evidencias geológicas indican que alrededor de 28 millones de kilómetros cuadrados de la superficie de la tierra, que en un tiempo estuvieron bajo el agua, probablemente contengan aceite. Mucho del aceite fue originado en las aguas poco profundas de los mares interiores, porque tales aguas deben haber contenido abundante material orgánico que fue sepultado a lo largo de los años, por depósitos sedimentarios proveniente de la tierra circundante.

Actualmente, las regiones de este tipo son los mayores depósitos productores de aceite, del mundo y probablemente las fuentes de aceite del mañana. En la Tabla 8-1 aparecen, en orden de su importancia, esas regiones productoras de aceite.

TABLA 8-1. ACEITE DE PETROLEO CRUDO
(En billones de barriles)

Región productora de aceite	Producción (hasta 1947)	Reservas probadas	Recursos totales
1. Depósito Mediterráneo Oriental... (Irán, Irak, Rusia, Arabia, Egipto y Rumania)	5	35	200
2. Depósito del Caribe..... (EE.UU. estados del Golfo, México, Venezuela, Colombia)	30	27 (U.S. 21*)	150
3. Depósito del Lejano Oriente..... (Islas de las Indias Orientales)	1	1.3	50
4. Depósito del Polo Norte..... (Dentro del Círculo Artico)	.....	.....	100
Total	36	63.3	500

* Consumo anual en Norteamérica, alrededor de 2 billones de barriles, 1949.

Circundando los territorios de la superficie de la tierra, existen planos debajo del agua llamados *estanques continentales*. Un estanque continental se extiende distancias considerables dentro del mar, a profundidades de algunos cientos de metros, antes de precipitarse en las profundidades oceánicas. Más abajo de estos estanques pueden existir grandes reservas de petróleo (y en lo más hondo de los oceános las probabilidades de formación de aceite son también enormes, aun cuando los métodos para localizarlo y beneficiarlo no son obvios).

De la Tabla 8-1, parece ser que con el consumo actual, los Estados Unidos de Norteamérica tienen un remanente de sólo 10.5 años (21/2), antes de que sus reservas probadas se agoten. Sin embargo, estos cálculos no toman en consideración las nuevas reservas que indudablemente habrán de descubrirse. A pesar de esto, es posible que las reservas de petróleo americano duren solamente 75 años (150/2).Se puede tener alguna confianza sobre este punto, admitiendo que las cifras de las reservas totales contengan grandes errores y que las reservas ocultas del estanque continental y del depósito polar, prueben que son considerables. Sin embargo, a medida que el petróleo crudo vaya desapareciendo y, por lo tanto, aumente su precio,

otros manantiales de él serán económicamente factibles de procesar como por ejemplo, la conversión de gases, las arenas de alquitrán, las arenas de esquistos y el carbón.[1] En la Tabla 8-2 están enlistadas las reservas estimadas de estos combustibles, si se convirtieran en aceite mediante procesos de refinación o sintetización.

TABLA 8-2. RESERVAS DE COMBUSTIBLES DE LOS ESTADOS UNIDOS DE NORTEAMERICA

(Suponiendo que el combustible es convertido en petróleo, por métodos modernos)

Combustible	Producción (por año)	Cantidad para producir 1 barril de aceite crudo	Reservas estimadas (en billones de barriles de aceite crudo)
Carbón*	600 millones de ton	½ ton	1 300
Gas natural* ..... (metano, principalmente)	5½ trillones de pies³	12 000 pies³	50
Esquistos	.....	1.5 ton	47
Arena asfáltica	.....		5

* En virtud que hoy día se emplean enormes cantidades de estos combustibles para fines de calefacción, las reservas aplicables a los motores de combustión serán sólo parciales.

8-2. Petróleo crudo. El petróleo crudo es una mezcla de un número casi infinito de compuestos hidrocarburados, yendo desde los gases ligeros de estructura química simple, hasta líquidos espesos de aspecto de alquitrán y ceras de estructura química compleja; tal y como proviene el aceite del subsuelo, también contiene varias cantidades de azufre, oxígeno, nitrógeno, arena y agua. Aun cuando los compuestos o componentes del petróleo crudo varían ampliamente de depósito a depósito, los constituyentes finales son relativamente fijos; el porcentaje de carbono varía generalmente de 83 a 87% y el de hidrógeno de 11 a 14%. La mayoría de los compuestos del crudo, pertenecen principalmente a la familia de las parafinas, naftenos y aromáticos, junto con una considerable cantidad de material asfáltico de estructura química desconocida. Las fórmulas generales de las familias, se muestran en la Tabla 8-3, junto con su estructura o disposición de sus moléculas.

[1] Pero si Estados Unidos consume sus reservas, en tanto que el resto del mundo aún es rico (en aceite), ¿no se colocará en una mala posición económica?

TABLA 8-3. PRINCIPALES FAMILIAS DE HIDROCARBUROS EN EL ACEITE CRUDO

Familia	Fórmula	Estructura
Parafina (alcanos)	C_nH_{2n+2}	Cadena
Nafteno	C_nH_{2n}	Anillo
Aromáticos { Benceno	C_nH_{2n-6}	Anillo
Aromáticos { Naftaleno	C_nH_{2n-12}	Anillo

Sin embargo, las mezclas de aceite no pueden dividirse solamente en estas familias separadas, porque muchas de las moléculas del aceite están formadas por otras de familias diferentes. Por tanto, un núcleo en forma de anillo, puede unirse a un compuesto en cadena, y también varios anillos de iguales o diferentes familias, pueden juntarse para formar una sola molécula. Debido a esta complejidad, los componentes y las propiedades del aceite crudo, así como sus productos, mostrarán diferencias extremas.

TABLA 8-4. FAMILIAS DE HIDROCARBUROS ENCONTRADOS EN LA GASOLINA*

Gasolina	Naftenos	Aromáticos	Parafinas	Otros hidrocarburos no saturados
Gasolina de destilación directa. (Destilada)				
Pennsylvania (oriental) .	23%	.....	74%	.....
Oklahoma (medio continente)	24%	5%	70%	.....
California (occidental)	35%	3%	57%	.....
Gasolina desintegrada				
Pennsylvania	14%	29%	47%	9%
Oklahoma	12%	28%	50%	9%
California	17%	22%	38%	23%

* Tomado de publicaciones de Universal Oil Products, Co.

El aceite crudo se clasifica generalmente por las cantidades relativas de cera parafina y residuos de asfalto en él, siendo la clasificación: aceite de *base parafina*, de *base mixta* y de *base asfalto*. Los aceites de base parafina, tales como el crudo de Pennsylvania, contienen cantidades relativamente grandes de cera y muy poco o nada

TABLA 8-5. CONSUMO PROBABLE DE PRODUCTOS DEL PETROLEO (1949*)

Producto	Utilización	Porcentaje del total	Costo en la refinería† (cents/gal)
Gasolina ..... (proveniente de diferentes procesos de refinación)	Automóviles, camiones aeroplanos	44	13
Combustibles residuales .... (provenientes de los gasóleos pesados y de residuos)	Calefacción industrial, motores diesel de gran tamaño	22	4
Combustibles destilados ..... (provenientes de los gasóleos ligeros)	Calefacción doméstica	10	10
	Motores diesel	1	10
	Motores diesel para FF.CC.	1	10
Gas‡	Industrial y doméstico	6	.....
Keroseno	Alumbrado y calefacción	5	10
Aceite lubricante	Lubricación	4	.....
Asfalto, coque	Carreteras, techos, calefacción	2	.....
Misceláneos	.....	5	.....

* Dos billones de producción por año; el aceite crudo se vende a la refinería a más o menos 8 cts por galón.

† Se estima que la gasolina proveniente del gas natural, debe costar 17 cts por galón de esquistos y del carbón, 22 cts por galón.

‡ El gas proveniente de los mantos de gas natural, aumenta considerablemente este total. Tabla 8-2.

de asfalto; los aceites de base asfáltica, de la costa oeste, tienen las características opuestas. Los crudos de base mixta, contienen tanto cera como asfalto. Esta clasificación aun cuando ampliamente usada es defectuosa, porque el resto de los componentes del crudo no siguen necesariamente el modelo dictado por la base o parte residual del aceite. Se ha estimado, que el 30 o 40% del aceite crudo de Pennsylvania, es parafínico, en tanto que el 30% de todos los crudos, en promedio, está formado por combinaciones nafténicas. Sin embargo la gasolina contiene casi invariablemente un alto porcentaje de combinaciones parafínicas (Tabla 8-4).

8-3. División del aceite crudo en productos de petróleo. Es muy posible, aun cuando no económicamente factible, convertir casi todo el petróleo crudo en gasolina y combustible diesel. Sin embargo, como hay demanda por muchos productos diferentes de la gasolina, el costo del equipo refinador, así como los precios de los productos en el mercado, dictan la división del crudo en diversos productos de va-

riada utilidad. En la Fig. 8-1, se ilustran los pasos fundamentales de la división del crudo en esos productos diferentes. En el subsuelo, suele estar el aceite sometido a grandes presiones, y su liberación permite a los compuestos ligeros en ebullición, pasar al estado gaseoso, por lo que el aceite que emerge del pozo es una mezcla de gases húmedos y de líquidos. Los gases húmedos son separados de la parte líquida del crudo, pasando la mezcla a través de un absorbente (no mostrado). En este caso, el fluido pasa por entre un gasóleo de baja volatilidad y las gotitas del líquido son absorbidas, en tanto que el

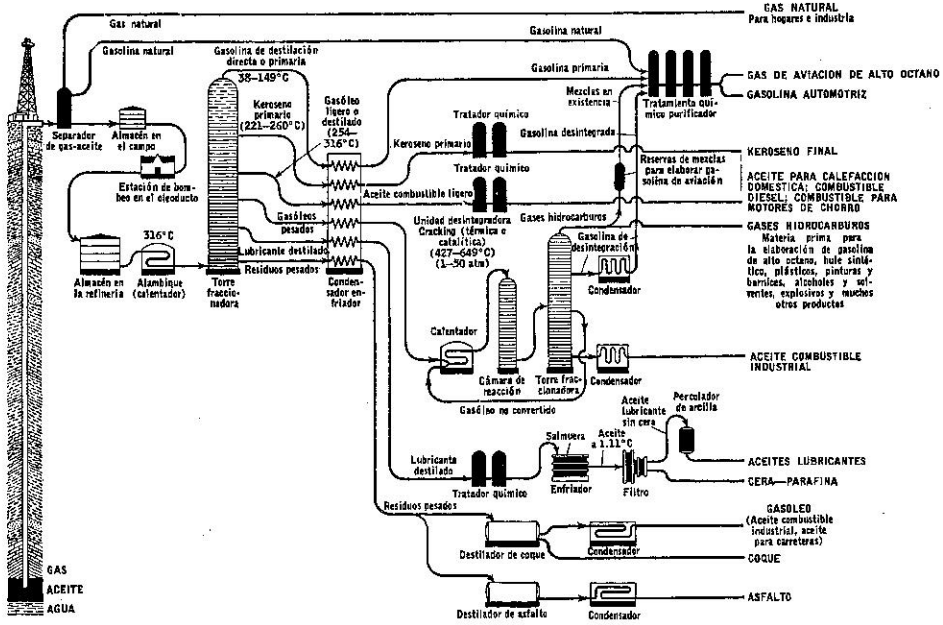


FIG. 8-1. Diagrama de flujo de una refinería. (Cortesía del *American Petroleum Institute*)

gas esencialmente seco, abandona al absorbente. Cuando la gasolina líquida queda libre mediante el calentamiento del gasóleo, se requiere un tratamiento relativamente pequeño, antes de poder utilizarla, llamándosele *gasolina natural* o de *cabezal*.

La etapa preliminar en la refinación del petróleo, es la de pasar al crudo caliente por el interior de una torre fraccionadora (Fig.

8-1). La torre, que puede ser de 33 m (100 pies) de altura, contiene una serie de artesas colocadas a más o menos 0.60 m de separación (2 pies). Las burbujas de los vapores calientes en la torre, pasan a líquido condensado en las artesas, siendo separado en tal fórma el crudo en fracciones diferentes. Los componentes con punto de ebullición superior, se condensan en bandejas inferiores y los componentes con bajo punto de ebullición, en las bandejas superiores, puesto que en la torre fraccionadora, el nivel de la temperatura disminuye al pasar de la parte inferior a la superior. En niveles un tanto arbitrarios dentro de la torre, se separan las proporciones como condensados para darles tratamientos específicos posteriores, con el fin de lograr los productos deseados.

Las fracciones obtenidas en niveles más elevados se llaman gasolina de *destilación directa* y representa la fracción más ligera del aceite crudo. Debe notarse que la gasolina no es un solo compuesto, sino que reciben ese nombre muchos compuestos que cubren una franja en la curva de destilación, sin que haya puntos definidos de dónde comienza y dónde termina. La gasolina de bajo grado (baja volatilidad), se denomina *nafta*, aun cuando el nombre proviene de que su rango particular de ebullición, corresponde a los solventes industriales. En puntos de ebullición ligeramente superiores, se obtiene el aceite para alumbrado conocido como *keroseno*. A las fracciones más pesadas se les llama *gasóleo* y en la Fig. 8-1 esta clasificación aparece como *destilados ligeros* y *gasóleos pesados*. Los productos finales del aceite de base parafina, son los *productos almacenados en tambores* para fines de lubricación. Si el crudo es de base asfáltica o de base mixta, el producto final es un *lubricante destilado* y un *residuo asfáltico*. Cuando se descompone o fracciona el asfalto por el calor en una destiladora, se obtiene un gasóleo de baja calidad. El residuo carbonoso resultante de esta operación se llama *coque* y se vende para fines de calefacción.

Se deja para el Cap. 16 la discusión sobre las fracciones lubricantes.

En la Tabla 8-5 se muestran las demandas de los diferentes productos del aceite crudo.

Ya que cada uno de los productos del aceite crudo representa mezclas de muchos compuestos, la temperatura de ebullición (a presión constante) no es constante y varía desde las bajas temperaturas para los compuestos volátiles, hasta las altas para los componentes pesados. Estas clasificaciones un tanto arbitrarias, se muestran en la Fig. 8-2, para los combustibles utilizados en los motores de combustión.

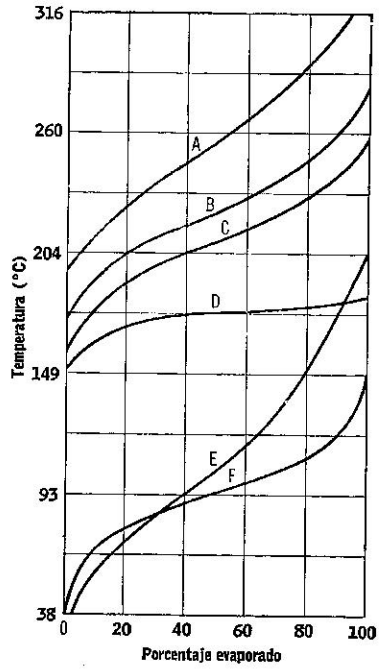


FIG. 8-2. Clasificación de los combustibles destilados para motores de combustión. *A*, combustible diesel (buena calidad); *B*, destilados ligeros (combustible para motores diesel de alta velocidad y motores de propulsión a chorro); *C*, keroseno; *D*, combustible de baja volatilidad para aviones; *E*, gasolina para automóviles; *F*, gasolina para aviones

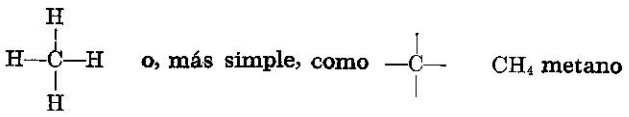
8-4. Descomposición térmica y catálisis pirogénica (Cracking). Si las demandas de gasolina hechas por los consumidores se satisficieran mediante la destilación fraccionada, se acumularía en el mercado una enorme cantidad de subproductos, tales como el aceite combustible y el keroseno. Por esta razón, la mayor parte de la gasolina se produce mediante un proceso de desintegración. La desintegración pirogénica (*cracking*) es un término empleado para denotar la descomposición de grandes moléculas de hidrocarburo en compuestos menos complejos, de punto de ebullición más bajo. Sin embargo, la verdadera reacción de desintegración, siempre involucra tanto recombinación, como descomposición. Por tanto, los productos de la desintegración no son solamente los compuestos deseados de bajo punto de ebullición, sino también una serie de compuestos con puntos de ebullición superiores a los de la materia prima original. Estos últimos materiales podrán *recircularse*, esto es, ser regresados a la cámara de desintegración (Fig. 8-1). El resultado final es la

producción de gases, gasolina y un aceite combustible pesado (y de familias no necesariamente iguales a las de la materia prima).

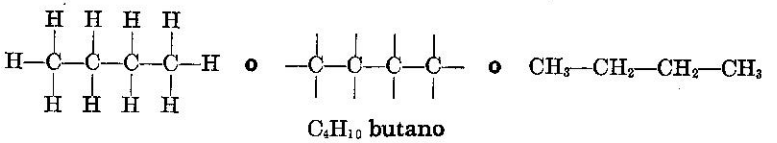
La mayoría de las refinerías incluye un desintegrador catalítico, debido a que la calidad de las gasolinas de desintegración catalítica, para resistir el autoencendido (golpeteo), es superior a la de las gasolinas producidas por desintegración pirogénica. Como consecuencia de la guerra y la demanda resultante de combustibles de alto octano, aproximadamente el 20% de la gasolina que se obtiene hoy día (1948), se produce por desintegración catalítica. La presencia del catalizador no cambia notablemente la presión y la temperatura requeridas para la reacción de desintegración. En uno de los procesos Houdry, los gases a 450°C y 2.10 kg/cm² (850°F y 30 lb/plg²) son enviados por entre un laberinto forrado con una mezcla de sílice, alúmina y óxido de níquel. Es de suponerse que las moléculas de aceite son absorbidas en la superficie del catalizador poroso, siendo deformadas por la atracción molecular ejercida por las moléculas absorbidas y los absorbentes. Debido a esta deformación, las moléculas absorbidas son capaces de sufrir reacciones un tanto diferentes de las correspondientes a la fase de gas. Esta teoría es reforzada por el hecho de que un buen catalizador se caracteriza por su porosidad y la gran superficie resultante (más o menos 45 ha de superficie por kg de catalizador). La composición química del catalizador como es de esperarse, influye las reacciones y, por tanto, decide los tipos de productos obtenidos (la estructura química de los combustibles). Por tanto, la desintegración catalítica, aun cuando más costosa que la desintegración pirogénica, se emplea como procedimiento suplementario para aumentar la producción de combustibles ECH de alta calidad (las parafinas y los aromáticos ramificados, Arts. 8-5 y 8-9).

Las variables fundamentales en las reacciones de desintegración son la temperatura, el tiempo de exposición, la presión y las características de la materia prima que se va a desintegrar. Una alteración en cualesquiera de estas variables cambiará la composición del producto desintegrado. Por esta razón, se construyen plantas piloto estudiándose las reacciones en una escala pequeña, antes de hacer el diseño final y de que se establezcan las condiciones de funcionamiento.

8-5. La familia de las parafinas. El miembro más simple de la familia de las parafinas, es el *metano* (el cual es el componente principal del gas natural). La estructura de la molécula del metano, se puede mostrar esquemáticamente mediante un diagrama simple:



Se dice que el metano es un compuesto *saturado* porque la valencia[3] del átomo del carbono está completamente ocupada. Los miembros superiores de la familia se forman uniendo los átomos de carbono en una *cadena*:

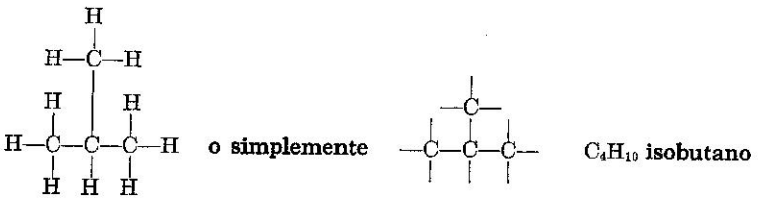


Las parafinas llevan el sufijo *-ano* añadido a la parte[4] que identifica el número de átomos de carbono:

1—met	4—but	7—hept	10—deca
2—et	5—pent	8—oct	
3—prop	6—hex	9—nono	

Por ejemplo, *el hexano* es una parafina según su terminación *-ano*, con seis átomos de carbono, según el prefijo *hex*. Como la fórmula general para la familia es C_nH_{2n+2}, la fórmula para el hexano será C_6H_{14}.

Sin embargo, la molécula no necesita desarrollarse en cadena recta para satisfacer la fórmula C_nH_{2n+2}, siendo suficiente cualquier cadena abierta. Así, el *isobutano*, tiene una estructura de cadena *ramificada*:



[3] Se puede definir la *valencia* como la capacidad de combinación y se muestra gráficamente mediante ligazones añadidas al símbolo que designa al átomo. El carbono tiene por valencia cuatro, el hidrógeno uno y del oxígeno su valencia es dos. Por tanto, el carbono puede unirse a cuatro átomos de hidrógeno o a dos de oxígeno, pero no más de estos números.

[4] Los nombres de los compuestos con más de cuatro átomos de carbono se derivan de los nombres griegos y latinos de los números.

TABLA 8-6. LOS MIEMBROS DE LA FAMILIA DE LAS PARAFINAS Y SUS PROPIEDADES

Fórmula	Nombre	Peso molar	Gravedad API	Gravedad Específica (1)	Temperatura de fusión °C (2)	Temperatura de ebullición °C (2)	Presión de vapor kg/cm (6)	Relación de compresión (3)	Números octano y cetano (4)	Temperatura de autoencendido (2)	Poder calorífico (5) Superior kcal/kg	Poder calorífico (5) Inferior kcal/kg	Poder calorífico (5) De la mezcla kcal/kg	Calor latente kcal/kg	Relación aire-combustible	Fórmula
CH_4	Metano	16.03	202.5	.424	—183	—162	.....	12.6	110*	861	13 284	12 030	774	138	17.2:1	CH_4
C_2H_6	Etano	30.05	194	.546	—172	— 88	.....	12.4	104*	565	12 477	11 473	821.5	97.5	16.0:1	C_2H_6
C_3H_8	Propano	44.06	142	.582	—188	— 42	.....	12.2	100	534	12 059	11 148	833.9	93	15.6:1	C_3H_8
C_4H_{10}	Butano	58.1	116.5	.570	—138	— 0.6	3.500	5.5	92	516	11 864	11 026	843.7	92	15.4:1	C_4H_{10}
C_4H_{10}	Isobutano	58.1	121	.559	—159	— 12	5.250	8.0	99	.....	11 836	10 998	841.9	87	15.4:1	C_4H_{10}
C_5H_{12}	Pentano	72.1	94.5	.631	—130	36	1.085	4.0	61	500	11 753	10 916	848.2	90	15.3:1	C_5H_{12}
C_5H_{12}	Isopentano (2 metil butano)	72.1	94.9	.625	—160	28	1.428	5.7	90	.....	11 753	10 916	848.2	89	15.3:1	C_5H_{12}
C_6H_{14}	Hexano	86.1	80.6	.667	— 95	68	0.343	3.3	25	487	11 641	10 824	850	87	15.2:1	C_6H_{14}
C_6H_{14}	Isohexano (2, 3 dimetil butano)	86.1	81	.666	—129	58	0.511	9.0	95	.....	11 641	10 824	850	87	15.2:1	C_6H_{14}
C_7H_{16}	Heptano	100.2	73	.692	— 91	98	0.112	3.0	0(57)	478	11 634	10 810	858	74	15.1:1	C_7H_{16}
C_8H_{18}	Octano	114.2	70.5	.703	— 57	125	.....	2.9	—17	471	11 558	10 766	859	71	15.1:1	C_8H_{18}
C_8H_{18}	Iso-octano (2, 2, 4 trimetil pentano)	114.2	71.8	.696	—107	99	0.119	7.3	100	731	11 463	10 672	850	.....	15.1:1	C_8H_{18}
C_9H_{20}	Nonano	128.2	65.5	.718	— 54	150	.....	.....	—45	466	11 530	10 746	859	66	15.0:1	C_9H_{20}
$C_{10}H_{22}$	Decano	142.3	62.5	.73	— 30	178	.....	.....	.....	463	11 474	10 697	859.7	60	15.0:1	$C_{10}H_{22}$
$C_{10}H_{22}$	Isodecano	142.3	.....	.....	.....	.....	.....	.....	93	.....	11 474	10 697	859.7	.....	15.0:1	$C_{10}H_{22}$
$C_{11}H_{24}$	Undecano	156.3	59.5	.74	— 26	195	.....	.....	.....	.....	11 474	10 702	861.5	.....	15.0:1	$C_{11}H_{24}$
$C_{12}H_{26}$	Dodecano	170.3	57.5	.749	— 10	216	.....	.....	(82)	.....	11 446	10 697	862.4	59.5	14.9:1	$C_{12}H_{26}$
$C_{12}H_{26}$	Isododecano	170.3	.....	.....	.....	.....	.....	.....	100	.....	11 446	10 697	862.4	.....	14.9:1	$C_{12}H_{26}$
$C_{13}H_{28}$	Tridecano	184.3	55.5	.757	— 6	226	.....	.....	.....	.....	11 446	10 655	861.5	.....	14.9:1	$C_{13}H_{28}$
$C_{14}H_{30}$	Tetradecano	198.4	53	.763	6	251	.....	.....	.....	.....	11 407	10 647	861.5	.....	14.9:1	$C_{14}H_{30}$
$C_{15}H_{32}$	Pentadecano	212.4	52.5	.769	16	261	.....	.....	.....	.....	11 391	10 634	861.5	.....	14.9:1	$C_{15}H_{32}$
$C_{16}H_{34}$	Hexadecano (cetano)	226.4	51.5	.774	18	280	.....	.....	(100)	.....	11 374	10 620	862.4	.....	14.9:1	$C_{16}H_{34}$
$C_{17}H_{36}$	Heptadecano	240.5	51	.777	22	303	.....	.....	.....	.....	11 363	10 611	865.1	.....	14.9:1	$C_{17}H_{36}$
$C_{18}H_{38}$	Octadecano	254.5	49.5	.782	28	308	.....	.....	.....	.....	11 363	10 609	866	.....	14.9:1	$C_{18}H_{38}$
$C_{35}H_{72}$	Pentatriacontano	492.3	49.5	.781	80	331	.....	.....	.....	.....	11 353	10 601	868	.....	14.8:1	$C_{35}H_{72}$

(1) Densidad de la sustancia a 20°C, referida a la del agua a 4°C. (La densidad de los gases, determinada en el punto de ebullición del gas).

(2) Presión de 1.033 kg/cm².

(3) Relación de compresión aproximadamente útil o relación de compresión crítica (CCR). Golpeteo audible; local silencioso; 600 rpm; aire de admisión a 38°C; refrigerante a 100°C; chispa para obtener máxima potencia (pruebas GM). Adviértase que esta clasificación varía con motores diferentes y con condiciones diferentes de la prueba y no necesita ser referida a los números octano (Art. 9-4).

(4) Método del motor ASTM (Art. 9-4) para determinar los números octano; los números cetano, entre paréntesis.

(5) Poderes caloríficos a volumen constante desde 25°C (77°F) (Tabla V del Apéndice).

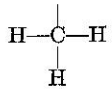
(6) Presión del vapor a 38°C (100°F) (Art. 8-17).

(*) Estimado.

El isobutano es un ejemplo de una sustancia con la misma fórmula molecular que la del miembro *normal* de la familia, pero con una

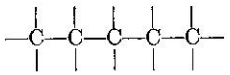
estructura molecular diferente y propiedades diferentes; a tales sustancias se les llama *isómeros*. Adviértase que los isómeros y también los miembros *normales* o de cadena recta de la familia de las parafinas, son compuestos saturados. Algunas veces se identifican los miembros normales o de cadena recta de la familia de las parafinas, mediante el prefijo *n*: *n*-butano.

Las ramas para los isómeros, son *radicales* o *grupos* parafina, con fórmula C_nH_{2n+1}, (radical alkil). Se emplea el mismo código que para la familia de las parafinas, excepto que la terminación del nombre es *il*:

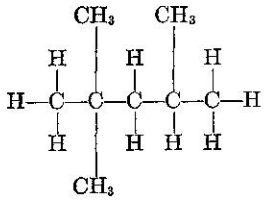


o CH_3 grupo metil

Supóngase que deba escribirse un isómero del octano. El nombre iso-octano es aplicable a cierto número de compuestos[5] con fórmula C_8H_{18}, por lo cual se requiere un nombre químico explícito para cada isómero diferente. Por lo tanto, el nombre 2,2,4 trimetil pentano identifica un isómero específico del octano. Se le representa rápidamente, trazando primero la estructura del pentano:



Luego, se nota que *tri* significa 3 y *metil* el radical CH_3; por lo tanto, deberán unirse 3 grupos metil a la base pentano, en los átomos de carbono 2,2 y 4 (numerados de izquierda a derecha):[6]

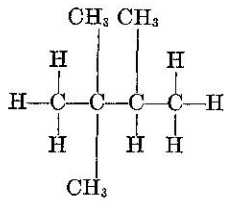


o C_8H_{18} 2,2,4 trimetil pentano

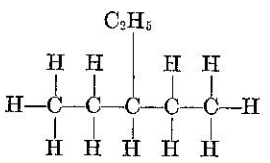
[5] En la química orgánica, se reserva el prefijo *iso-* exclusivamente para un compuesto definido, que no es de interés en este tema.

[6] Nótese que un solo radical no puede unirse a los átomos extremos del carbono sin cambiar la estructura básica. En este ejemplo, se une un radical metil a la base pentano, en ambos extremos (y en cualesquiera de las 3 posiciones del hidrógeno) dando simplemente hexano.

En esta forma se construye fácilmente la fórmula para el 2,2,4 trimetil pentano. Este isómero particular del octano, es de importancia en los motores de combustión, por cuya razón los términos iso-octano y 2,2,4 trimetil pentano se emplean como sinónimos en este texto y en la literatura para ingenieros. Otros ejemplos de los isómeros y sus nombres descriptivos, son:



2,2,3, trimetil butano o triptano



3 etil pentano

En la Tabla 8-6, se muestran las propiedades de los miembros de la familia de las parafinas. Es de notar que la relación crítica de compresión para un golpeteo audible en el motor ECH, disminuye rápidamente a medida que aumenta la longitud de la cadena, de los miembros normales. Por esta razón, las parafinas *normales* dentro del rango de volatilidad de la gasolina, son malos combustibles para ECH. Se puede conjeturar que, en general, las porciones más volátiles de un combustible de destilación directa, tienen menos tendencia al golpeteo en un motor ECH, de lo que pueden tener las fracciones pesadas y menos volátiles. El mismo concepto[7] es usualmente cierto para las gasolinas desintegradas por calor, pero no necesariamente para las desintegradas por catálisis, las cuales pueden contener parafinas ramificadas en las fracciones más pesadas (haciendo hincapié en que los miembros de cadena ramificada se distinguen por relaciones de compresión críticas elevadas).

Se ha establecido una escala de referencia para medir el golpeteo ECH, seleccionando arbitrariamente dos *combustibles primarios de referencia*. Al iso-octano (2,2,4 trimetil pentano) se le ha asignado arbitrariamente un "número octano" igual a 100, en tanto que al *n*-heptano, también muy arbitrariamente, se le ha asignado un "número octano"[8] igual a 0. El número octano de cualquier combustible, se encuentra comparando la intensidad de su golpeteo con diferentes mezclas de *n*-heptano e iso-octano. Por ejemplo, un número octano

[7] Véase la Fig. 8-19.

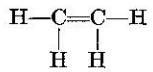
[8] Un nombre desafortunado, ya que el número octano del *n*-octano es −17.

de 65 asignado a un combustible, significa que su intensidad de golpeteo en un motor de norma[9] y en condiciones normales, es equivalente al de una mezcla de 65 partes de iso-octano y 35 partes de *n*-heptano (volúmenes).

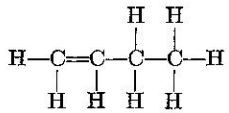
El poder de golpeteo de los combustibles está en proporción algo aproximada con la temperatura de autoencendido. Siguiendo en orden hacia abajo en la Tabla 8-6, se advierte que la bondad de los combustibles disminuye progresivamente para motores ECH y para motores EC aumenta progresivamente. Es así que el *hexadecano* (que comúnmente se le llama *cetano*) tiene una temperatura de autoencendido baja y, por lo tanto, es un buen combustible para evitar el golpeteo en los motores EC.

Obsérvese en la Tabla 8-6 que la relación aire-combustible químicamente correcta para la mezcla, es esencialmente constante, aun cuando cambian la estructura y la fase de los combustibles. Debido a esta constancia, pueden suministrarse diferentes combustibles a los motores ECH, sin cambiar el ajuste del carburador. Véase, también, que el contenido de energía por m³ de mezcla, es esencialmente constante y por ello la potencia producida por el motor no es afectada por cambios de combustible (a menos que se presente el golpeteo).

8-6. La familia de las olefinas. Un gran porcentaje de los compuestos pertenecientes a la familia de las *olefinas*, pueden encontrarse en los combustibles obtenidos por desintegración (cracked). Las olefinas son compuestos no saturados, de cadena abierta con fórmula general C_nH_{2n}. La no saturación se muestra por el doble enlace en la fórmula gráfica:



C_2H_4 o etano (etileno)[10]



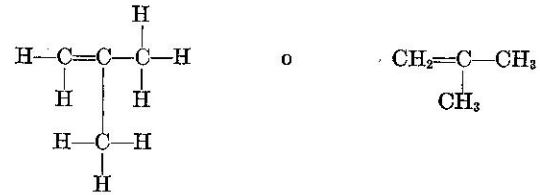
C_4H_8 o butano-1 (butileno)

La familia de las olefinas se caracteriza por la terminación *ano*, y el prefijo sigue el mismo código que para las parafinas. Como el

[9] Los detalles de esta prueba se encuentran en el Art. 9-4.

[10] También se emplea el nombre entre paréntesis.

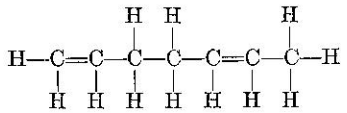
doble enlace puede ocurrir en alguno de los diferentes puntos, se identifica al isómero, ya sea mediante un prefijo o mediante un subíndice, como se ilustra abajo para el butano-1 (o 1-butano). Véase que el butano-2 se indica elevando el doble enlace en los átomos centrales del carbono y para el butano sólo son posibles estos dos compuestos de cadena recta. Sin embargo, puede formarse otro isómero, pero con cadena ramificada:



C_4H_8 isobutano o 2 metil propano

Las propiedades físicas de las olefinas corresponden muy estrechamente a los compuestos similares en la familia de las parafinas. Sin embargo, como consecuencia del libre enlace, las olefinas son químicamente reactivas y se unen rápidamente con el hidrógeno para formar la parafina correspondiente, o en algunos casos con el oxígeno, para formar un residuo indeseable: la goma.[11] Las olefinas que no reaccionan rápidamente con el oxígeno son los componentes de la gasolina más deseables que las *n*-parafinas, debido al número octano mayor de las olefinas. También para la producción de gasolina para aviación son deseables las olefinas (Art. 8-11).

8-7. La familia de las diolefinas. Las diolefinas se describen mejor como olefinas de *dos* enlaces dobles. Estos compuestos no saturados de cadena abierta, tienen la fórmula general C_nH_{2n-2} y sus nombres terminan con las letras "*di*eno":



C_7H_{12} o 1-5 heptadieno

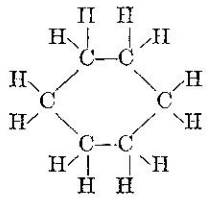
Las diolefinas son componentes indeseables en los combustibles porque al almacenarse ocurren reacciones que tienden a colorearlo e, incluso, a la formación de una goma oscura. Esta goma puede

[11] Art. 8-17.

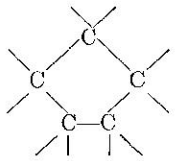
formar depósitos en el motor que afectan seriamente la carburación y el funcionamiento de las válvulas.

Las diolefinas se emplean en la manufactura del hule sintético.

8-8. La familia nafteno o cicloparafina. Los naftenos tienen igual fórmula que las olefinas (C_nH_{2n}), pero los naftenos son compuestos saturados de estructura de anillo, descritos acertadamente mediante el nombre descriptivo: cicloparafinas. Los componentes se denominan añadiendo el prefijo *cicto-* al nombre correspondiente de la parafina de cadena recta:



C_6H_{12} o ciclohexano



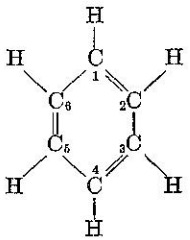
(No se muestra el hidrógeno)

C_5H_{10} o ciclopentano

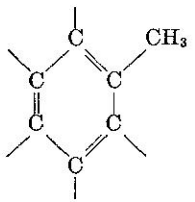
Aun cuando más de un cuarto de todo el aceite crudo se obtiene de compuestos nafténicos, aparentemente tales compuestos son todos ellos derivados ya sea del ciclohexano o del ciclopentano (con varias cadenas laterales). Las cadenas laterales son, generalmente, grupos parafínicos reemplazando a uno o más de los átomos de hidrógeno.

Los naftenos son compuestos deseables de la gasolina para motores.

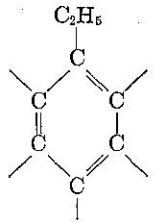
8-9. La familia de los aromáticos. Los miembros de la familia del benceno, son hidrocarburos de estructura de anillo con fórmula general C_nH_{2n-6}. Las series del benceno pueden tener diferentes grupos sustituidos por átomos de hidrógeno:



C_6H_6 o benceno

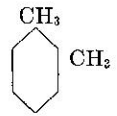


C_7H_8 o tolueno
(Un grupo metil unido a un anillo benceno)

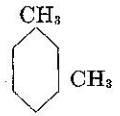


C_8H_{10} o etil benceno

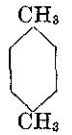
A pesar de la falta de saturación, las uniones dobles no son fijas en su posición con respecto a los átomos de carbono y sí son, en cambio, alternas, dando origen al nombre de *uniones aromáticas*. Debido a esta unión particular, los aromáticos son más estables químicamente que otros compuestos no saturados. De hecho, resisten el autoencendido *severo* y lo hacen reaccionando en la carrera de compresión del motor, aun mejor que el iso-octano (Fig. 4-13 y Art. 9-2). Cuando se une más de un grupo al anillo benceno, se hacen posibles varios isómeros:



Ortoxileno
(Sustituciónes en los átomos adyacentes del carbono)



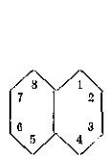
Metaxileno
(Sustituciónes en los átomos alternos del carbono)



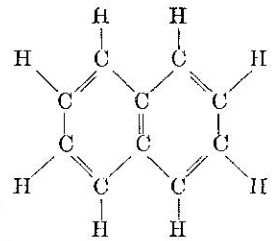
Paraxileno
(Sustituciónes en los átomos opuestos del carbono)

Los prefijos *orto-*, *meta-*, y *para-* se abrevian comúnmente *o-*, *m-*, y *p-*.

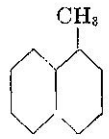
Las series naftalenos de los aromáticos se encuentran también en el petróleo, con estructura de anillo doble de fórmula general C_nH_{2n-12}. Véase que las posiciones 1, 4, 5, 8, son equivalentes; por lo tanto, se les llama las posiciones *alfa*: alfa-metil naftaleno. Las posiciones *beta* equivalentes son: 2,3,6,7.



or



$C_{10}H_8$



$C_{11}H_{10}$ o 1-metil naftaleno (número cetano = 0)

Se ha establecido una escala para los combustibles EC, con los mismos lineamientos que para los combustibles ECH. Así, el hexadecano (cetano), se incendia rápidamente en un motor EC para relaciones de compresión bajas y por ello se le asignó arbitrariamente un número cetano 100. El otro *combustible primario*, de referencia para la escala cetano, es el alfa-metil naftaleno, con un valor arbi-

TABLA 8-7. OTRAS FAMILIAS DE

Familia	Fórmula	Nombre	Peso molar	Densidad API	Densidad Específica (1)	Temperatura de fusión °C (2)	Temperatura de ebullición °C (2)	Presión del vapor kg/cm² (6)
Naftenos	C_5H_{10}	Ciclopentano	70.1	59.0	.746	— 94	55	.693
	C_6H_{12}	Ciclohexano	84.1	51.6	.778	7	81	.249
Aromáticos	C_6H_6	Benceno	78.1	29.0	.88	6	81	.224
	C_7H_8	Tolueno	92.1	31.0	.87	— 95	110	.077
	C_8H_{10}	Xileno-*m*	106.2	31.0	.86	— 26	141	.245
Olefinas	C_3H_6	Propano	42.1	103.0	.61	—185	—48	.....
	C_4H_8	Butano-1	56.1	.....	.625	—195	— 7	.....
	C_5H_{10}	Pentano-1	70.1	87.0	.642	—146	30	.....
	C_6H_{12}	Hexano-1	84.1	76.0	.675	—138	64	.....
	C_7H_{14}	Heptano-1	98.1	.....	.697	—113	93	.....
	$C_{16}H_{32}$	Hexadecano-1	224.4	48.0	.783	5	275	.....
Alcoholes	CH_4O	Metanol	32.0	46.4	.792	98	65	.....
	C_2H_6O	Etanol	46.0	47.1	.785	117	78	.....
	C_3H_8O	Propanol	60.0	.....	.799	.....	98	.....
	$C_4H_{10}O$	Butanol	74.1	47.1	.805	.....	118	.....

(1) La densidad de las sustancias a 20°C es referida a la del agua a 4°C (la densidad de los gases se ha determinado en el punto de ebullición).
(2) Presión de 1.033 kg/cm² abs.
(3) Aproximadamente la relación de compresión usual o relación de compresión crítica (CCR). Golpeteo audible en local sin ruidos, a 600 rpm, temperatura del aire 38°C; refrigerante a 100°C. Chispa para máxima potencia (pruebas GM).

trario de 0 cetano. Por lo tanto, un número cetano de 45 asignado a un aceite combustible, significa que tendrá características[12] de autoencendido, equivalentes a las de una mezcla de 45 partes en volumen de *n*-cetano y 55 partes de 1-metil naftaleno.

Los miembros de la familia de los aromáticos, son gasolinas excelentes como combustibles y pueden producirse selectivamente por desintegración catalítica o por desintegración pirogénica, a temperaturas elevadas (649°C). El benceno, que comercialmente se le conoce como benzol, puede emplearse como agente acondicionador para elevar el número octano de los combustibles de bajo grado.

8-10. Los alcoholes. Los alcoholes son un producto de la oxidación parcial del petróleo y no se les encuentra en ninguna proporción en el aceite crudo. Los compuestos son saturados, con estructura de cadena de la forma general R · OH. En este caso, el radical R es el

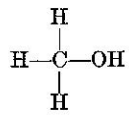
[12] En estas pruebas, como en las del octano, se utiliza un motor de norma y condiciones de funcionamiento, de norma (Art. 9-9).

HIDROCARBUROS Y SUS CARACTERISTICAS

Relación de compresión (3)	Número octano (4)	Temperatura de encendido (2)	Poderes caloríficos (5) Superior kcal/kg	Inferior kcal/kg	kcal/m³ de mezcla	Calor latente kcal/kg	Relación aire-combustible	Fórmula
12.4	83	.....	10 460	9 744	834	.....	14.7:1	C_5H_{10}
4.9	77	.....	10 421	9 705	834	87	14.7:1	C_6H_{12}
>15	110*	738	10 115	9 575	856	94	13.2:1	C_6H_6
15	104*	811	10 193	9 725	875	87	13.4:1	C_7H_8
15.5	105*	.....	10 305	9 746	862	81	13.6:1	C_8H_{10}
10.6	85	.....	11 697	10 834	853	.....	14.7:1	C_3H_6
7.1	80	.....	11 641	10 778	857	.....	14.7:1	C_4H_8
5.5	.....	.....	10 761	10 045	857	.....	14.7:1	C_5H_{10}
4.3	.....	.....	10 611	9 894	849	93	14.7:1	C_6H_{12}
.....	73	.....	.....	.....	.....	93	14.7:1	C_7H_{14}
.....	.....	218	.....	.....	.....	.....	14.7:1	$C_{16}H_{32}$
.....	98	.....	5 442	4 815	796	280	6.4:1	CH_4O
.....	99	.....	7 118	6 463	829	221	9.0:1	C_2H_6O
.....	.....	.....	8 077	7 408	831	164	10.5:1	C_3H_8O
.....	100+	.....	8 634	7 956	834	141	11.1:1	$C_4H_{10}O$

(4) Método del motor ASTM.
(5) Poderes caloríficos a volumen constante, desde 25°C.
(6) Presión del vapor a 38°C.
* Estimado.

grupo parafina unido al radical hidroxilo OH. Los alcoholes se designan por el nombre del radical:



o CH_3OH alcohol metílico (metanol)

A su vez, el nombre del hidrocarburo correspondiente, va seguido del sufijo, *ol*: *metanol.*

Se ha contemplado, alguna vez, el empleo del alcohol como combustible para motores, ya sea puro o como mezcla alcohol-gasolina. La principal razón para proponer al alcohol como combustible, es que se puede obtener de productos agrícolas y también de desperdicios, en tanto que la gasolina es un recurso natural que está siendo agotado rápidamente. El alcohol tiene la ventaja de las buenas características de antigolpeteo, como lo evidencia su número octano (Tabla 8-7). Por otra parte, el costo de manufactura de un combustible es prohibitivamente alto cuando se le compara con el petróleo,

cuyo costo de producción fue absorbido por la naturaleza. Los costos de producción se pueden comprobar de los datos siguientes, de la Ref. 3:

Precio del maíz (bushel)	Costo del alcohol (por galón, en la refinería)
0.50 dls	0.31 dls
0.75	0.37
1.00	0.42

Con el precio actual del maíz, el costo del alcohol resulta varias veces el de la gasolina. Si se reemplazara el maíz por materiales de desecho, el factor a considerar sería el costo de la recolección de ellos.

Cuando se mezclan juntos la gasolina y el alcohol, surge otro problema, porque el alcohol absorbe agua de la atmósfera, separándose de la gasolina. Como el alcohol requiere una relación aire-combustible, diferente de la de gasolina (Tabla 8-7), tal separación tiende a provocar un mal funcionamiento.

8-11. Otros procesos de refinación. Aun cuando no se espera que el ingeniero mecánico sea un tecnólogo en general, su vocabulario deberá ser capaz de darle a conocer cierta terminología, que aparece frecuentemente en la literatura para ingenieros. Por esta razón, se presentan en términos generalizados las definiciones de los métodos modernos de refinación, ilustrándose en la Fig. 8-3 las relaciones mutuas entre los diferentes procesos.

POLIMERIZACIÓN. La polimerización es un proceso, en el cual se llevan juntos gases de la misma familia a la presencia de un catalizador, para formar un líquido. Por lo común, se reserva el término a la conversión de gases ligeros de olefinas (principalmente propano y butano), en gasolina. El proceso emplea temperaturas bajas (316°C, 400°F) y presiones bajas (14 kg/cm² abs, 200 lb/plg² abs) siendo por ello, de poco costo. La gasolina polimerizada, tiene un buen número octano (alrededor de 80). (También se pueden polimerizar los gases de un solo componente).

ALKILACIÓN. En el proceso de alkilación, se reúnen moléculas desiguales en presencia de un catalizador; usualmente, se hacen reaccionar gases ligeros de olefinas con gases de parafina para producir parafinas de cadena ramificada (líquida), con un número octano alto (arriba de 100). Esta gasolina se llama alkilada y sirve como un componente de mezcla para producir combustible para aviación. El proceso se realiza a presiones bajas (3.5 kg/cm² abs) y a temperaturas bajas (10°C).

ISOMERIZACIÓN. En este proceso, como su nombre lo indica, se verifica un arreglo de la estructura molecular para formar isómeros. En la operación común, tanto el butano como el pentano se pasan a través de una cámara

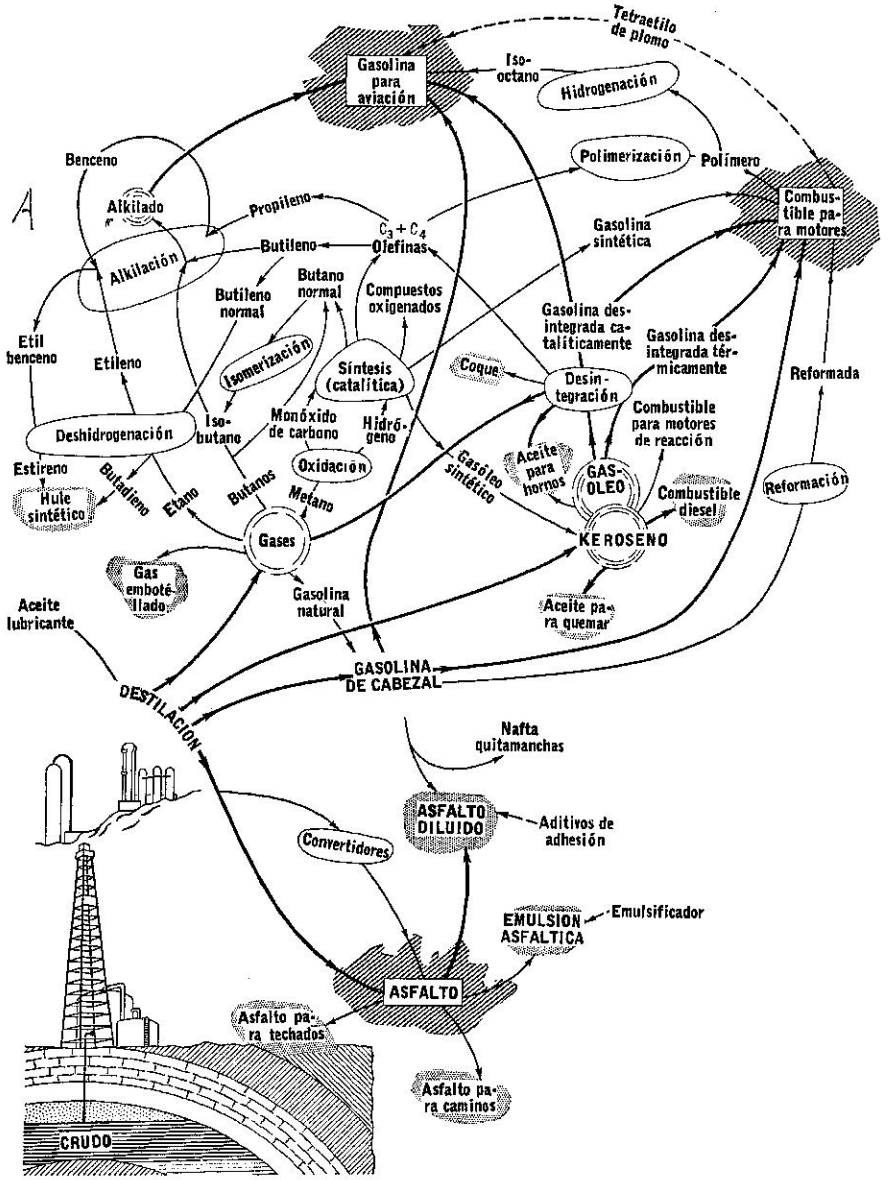


FIG. 8-3. Tecnología del combustible. (Copiado de un dibujo original de *The Texas Co.*)

catalizadora (a 149°C, 14 kg/cm² abs), formándose el isómero. El isobutano es valioso en el proceso de alkilación, en tanto que el isopentano es un material de mezcla para controlar la volatilidad de la gasolina para aviones.

HIDROGENACIÓN. El significado de hidrogenación es literalmente la adición de hidrógeno. El proceso se describe más ampliamente mediante los adjetivos *destructiva* o *no destructiva*. En la hidrogenación no destructiva, los combustibles no saturados, tales como las gasolinas polimerizadas que son generalmente inestables y tienden a formar goma, son convertidos en compuestos saturados exponiéndolos a un catalizador conveniente a temperaturas y presiones moderadas (396°C, 14 kg/cm² abs). (Este proceso también elimina compuestos de azufre, convirtiéndolos a sulfuro de hidrógeno). Dichos combustibles hidrogenados responden mejor a la adición de tetraetilo de plomo (y son más estables que el combustible polimerizado); sin embargo, el número octano cambia ligeramente por la conversión.

En la hidrogenación destructiva, se conduce la desintegración catalítica en una atmósfera de hidrógeno, con objeto de producir compuestos de bajo punto de ebullición (por desintegración), así como compuestos saturados (por la adición del hidrógeno). Este es un proceso costoso y, por lo tanto, de poco empleo actualmente.

REFORMADO. Comúnmente, éste es un proceso de desintegración térmica para convertir gasolinas de baja calidad (naftas), en fracciones mejores, de puntos de ebullición bajos y números octanos superiores. En virtud de que el material a desintegrar, tiene moléculas relativamente pequeñas y, por lo tanto, estables, las condiciones de la desintegración deben ser un tanto severas (14-70 kg/cm² abs; 482–593°C). También el reformado catalítico se realiza con muchas limitaciones.

El costo del equipo de refinería, para efectuar los diferentes procesos indicados, se muestran en la Fig. 8-4.

8-12. Gasolina. La gasolina que se expende en el mercado, es una mezcla de productos obtenidos mediante diferentes procesos, como se muestra en la Fig. 8-3. Mediante dichas mezclas, se ajustan las propiedades del combustible para obtener las características de funcionamiento deseadas, siendo estas características las de especial interés para el ingeniero. Por lo tanto, independientemente de su origen, la gasolina debe tener las propiedades siguientes:

1. CARACTERÍSTICAS DE GOLPETEO. Actualmente, el patrón de comparación es el número octano. En términos generales, el mejor combustible es el que tiene número octano mayor.
2. VOLATILIDAD.
   a. *Características de arranque.* La gasolina pondrá en movimiento al motor, rápidamente, siempre que una parte de ella tenga bajo punto de ebullición, como para permitir que se forme la mezcla combustible a la temperatura ambiente.

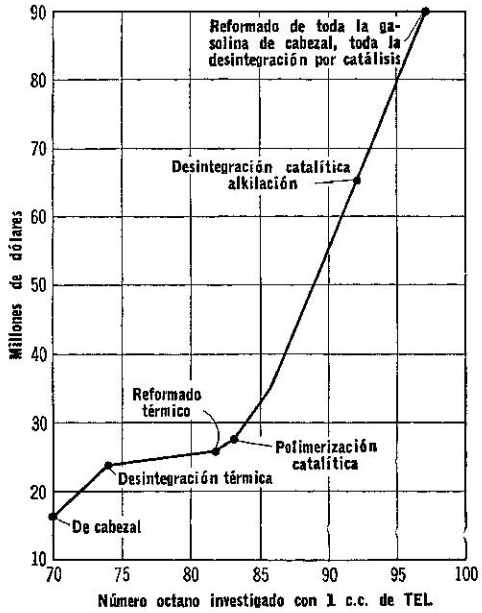


FIG. 8-4. Inversión para una refinería de 100 000 barriles diarios, contra los números octano de la gasolina producida. (Cortesía de *The Texas Co.*)

   b. *Características de vaporización.* El combustible debe tener una baja presión de vapor, a las temperaturas existentes en las tuberías, para evitar la vaporización en ellas y en el depósito del flotador, vaporización que impide o limita el flujo del combustible líquido.
   c. *Comportamiento en la carrera.* En general, los combustibles con la temperatura más baja de destilación, son los mejores.
   d. *Dilución en el cárter.* La dilución del aceite lubricante tiene lugar cuando se condensa el combustible, o cuando deja de vaporizarse en el motor, siendo deseable una temperatura de destilación, baja.
3. DEPÓSITOS GOMOSOS Y BARNIZ. El combustible no deberá depositar en el motor, ni goma ni barniz.
4. CORROSIÓN. El combustible y los productos de la combustión no deben ser corrosivos.
5. COSTO. El combustible deberá ser barato.

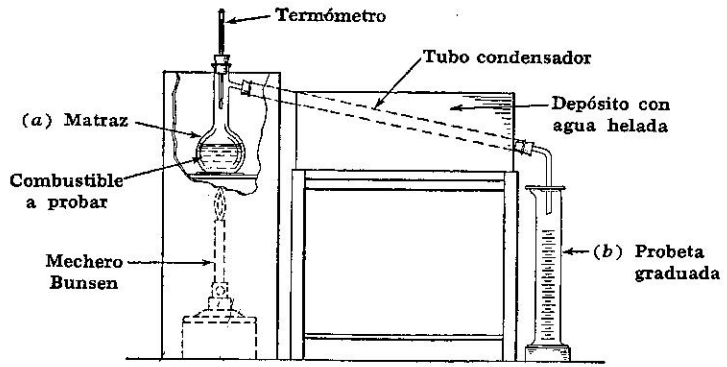


FIG. 8-5. Aparato de pruebas de destilación ASTM

Se reserva para el Cap. 9, el estudio de las características de golpeteo del combustible.

8-13. Volatilidad de las mezclas multicompuestas. Una prueba simple, para la volatilidad, es la de destilar el combustible en un aparato[13] semejante al mostrado en la Fig. 8-5. Se aplica calor al matraz *a*, el cual contiene 100 ml de combustible y se consignan las temperaturas, cuando cae la primera gota dentro del vaso graduado *b*, lo mismo que cuando las gotas, al sumar 5, 10, 15%, etc., se condensan. En virtud de que los combustibles hidrocarburados son mezclas de muchos componentes, la temperatura de ebullición aumenta continuamente, a medida que se va evaporando. Al final de la prueba se alcanza una temperatura límite, la *temperatura final*. Sin embargo, se encontrará que no todo el combustible ha salido del matraz, aun cuando éste aparezca vacío y sí, en cambio, se tiene un *residuo* condensado al enfriarse. También es de advertir, que una parte del combustible se escapa inevitablemente, puesto que la suma de la parte condensada y del residuo, no es igual a la cantidad original. A dicha porción se le llama la *pérdida*. Se ha supuesto arbitrariamente, que la pérdida representa la parte más volátil del combustible y, por lo tanto, debe aparecer en el instante mismo de iniciar la destilación. Los datos corregidos de la destilación ASTM, se obtienen añadiendo el tanto de pérdida a cada lectura de los datos observados. Los datos corregidos al ser graficados, aparecen como en la Fig. 8-6, con la pérdida antes de iniciar la curva y el residuo después del final de la misma.

[13] Prueba ASTM D 86–40: **Destilación de gasolina, nafta, keroseno y productos similares del petróleo.**

El efecto producido en la destilación ASTM, por la presencia de pequeñas cantidades de aditivos, tales como el tetraetilo de plomo, es usualmente insignificante.

El trazo de la destilación ASTM, de la Fig. 8-6, no puede ser relacionado directamente con el comportamiento del combustible en el motor, porque las condiciones en el múltiple no reproducen las del procedimiento de la prueba ASTM. Por lo tanto, en la prueba ASTM, el combustible se evapora en presencia de su propio vapor, en tanto

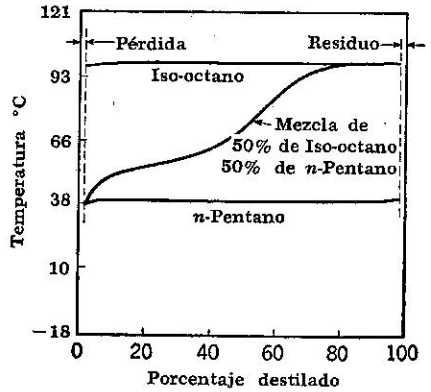


FIG. 8-6. Curva corregida de la destilación ASTM

que en el múltiple del motor se evapora en presencia del aire, más que el vapor. Diferentes formas de aparatos de prueba, simulando las condiciones del motor, han sido inventadas por Bridgeman[14] y por Brown[15] y los procesos correspondientes se llaman *destilación de aire en equilibrio* (EAD).

En la Fig. 8-7, se ilustra el equipo para la prueba EAD. Cantidades bien medidas de aire y combustible, fluyen a través de los serpentines *a*, los que son mantenidos a una temperatura constante mediante el calentador *b*, o el enfriador *c*. La longitud del conducto así obtenido, asegura que el proceso de vaporización alcanzará un estado de constancia o equilibrio. En *d* se puede medir el combustible no vaporizado y, por diferencia, se determina la cantidad de combustible vaporizado. Repitiendo la prueba a diferentes temperaturas con las mismas cantidades de aire y combustible admitidos en el aparato, se obtiene una curva de volatilidad para aire-combustible (AF). En

[14] **Ref. 4.**
[15] **Ref. 5.**

virtud de que el carburador también surte una relación esencialmente constante de aire-combustible, las curvas de volatilidad-temperatura AF representan, hasta cierto punto, las condiciones del motor. Surgen discrepancias entre las condiciones de la prueba y las del motor porque: (1) el múltiple de admisión del motor es mucho más corto que el tubo de cobre que hace de múltiple en la prueba EAD y (2) las velocidades en el múltiple del motor son mucho mayores, que las

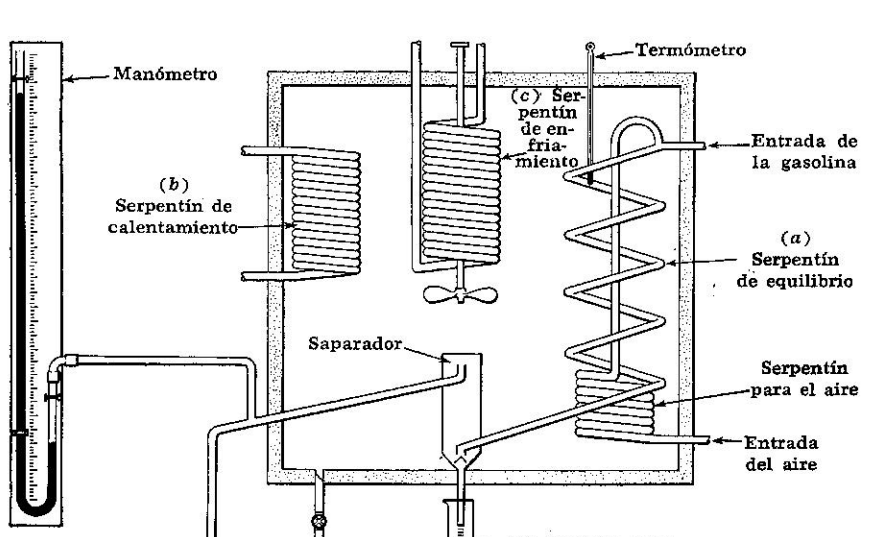


FIG. 8-7. Aparato de pruebas de destilación de aire en equilibrio (EAD)

velocidades de la prueba. Por estas razones es de dudar, cuál de las condiciones de equilibrio se consiguen exactamente en el motor real, debido al corto tiempo de permanencia de la mezcla aire-combustible en el múltiple.

Cuando se hacen varias pruebas con diferentes relaciones aire-combustible, se obtiene la serie de curvas de destilación AF como se ve en la Fig. 8-8.

Puesto que la combustión en el motor depende de la obtención de una mezcla homogénea aire-vapor, será de interés construir las curvas de volatilidad aire-vapor (AV). Debe notarse que si la relación en peso del aire-combustible es de 12 a 1 y se vaporiza el 50% de combustible a 21°C, entonces este punto representa una relación (en

peso) de aire a vapor de 24 a 1. Luego, el punto 21°C–50%, es la intersección de la curva AF 12:1 con la curva AV 24:1. Por definición, la relación entre las relaciones aire-vapor y aire-combustible es:

$$\text{AV} = \frac{\text{AF} \times 100}{\text{porcentaje evaporado}} \qquad (8\text{-}1)$$

Mediante esta relación, se han construido las curvas AV de la Fig. 8-9 a partir de las curvas AF de la Fig. 8-8. Las líneas interrumpidas

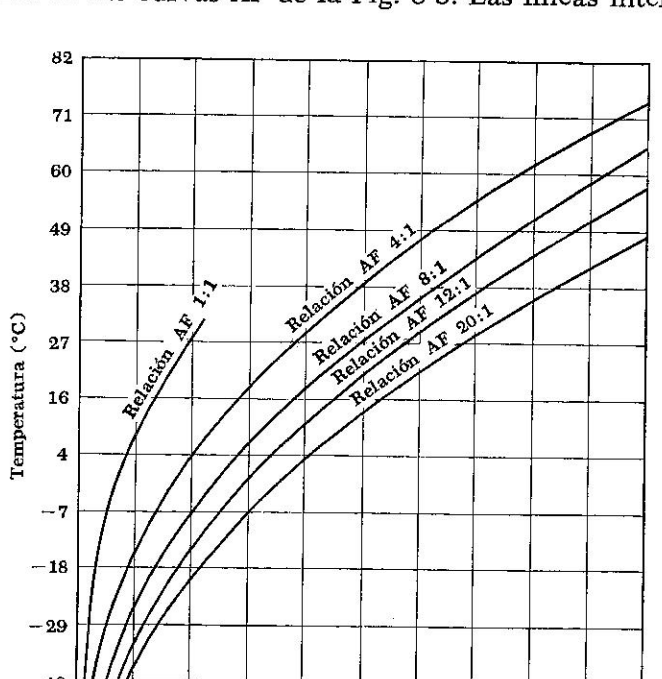


FIG. 8-8. Curvas de volatilidad del aire-combustible proveniente de la prueba EAD

representan los datos de la prueba para las relaciones aire-combustible, que entran al aparato EAD, por ejemplo, a la presión atmosférica, en tanto que las líneas sólidas representan los datos calculados para las correspondientes relaciones aire-vapor.

En virtud de que la prueba EAD, requiere tanto tiempo como pericia para obtener buenos resultados, Bridgeman relacionó los datos tomados de la prueba de destilación ASTM, con los de la destilación de aire en equilibrio en la forma de ecuaciones empíricas. Dichas ecuaciones se muestran gráficamente mediante los nomogramas

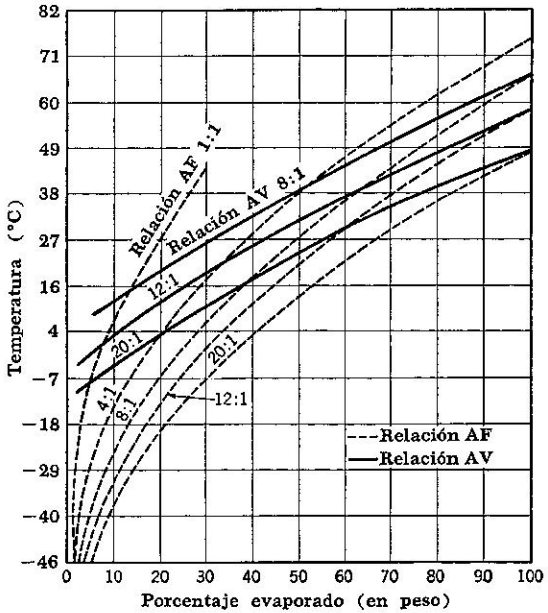


FIG. 8-9. Curvas de volatilidad aire-vapor, hechas en la prueba EAD

de las Figs. 8-10 y 8-11. Con estos nomogramas se pueden determinar los datos para una curva (EAD) con relación aire-vapor de 16:1 y a la presión atmosférica, sin realizar la destilación de aire en equilibrio. Las relaciones aire-vapor diferentes de 16:1, son curvas paralelas con cierto desplazamiento como se ven en la Fig. 8-12. El procedimiento completo es como sigue:

1. Se realiza la prueba de destilación ASTM corrigiendo los resultados por las pérdidas y los residuos; luego, se construye la curva corregida de la volatilidad ASTM (las ordenadas en grados C y las abscisas en por ciento). (Se traza una curva continua, promedio, a través de los puntos obtenidos).
2. Se miden las pendientes de la curva de destilación ASTM (grados C entre porcentaje), a intervalos de 10 grados y a 10%, 20%, ..., 90% (pero a no menos de 10%, ni arriba de 90%).

3. En la Fig. 8-10, se encuentra la temperatura del *punto de bu* (BP), o la temperatura del punto 0% de evaporación EAD, un BP con la pendiente S del punto 10% ASTM, y se lee el valor de C valor y la temperatura de 10% ASTM de la Fig. 8-11 dan la tempe de BP.

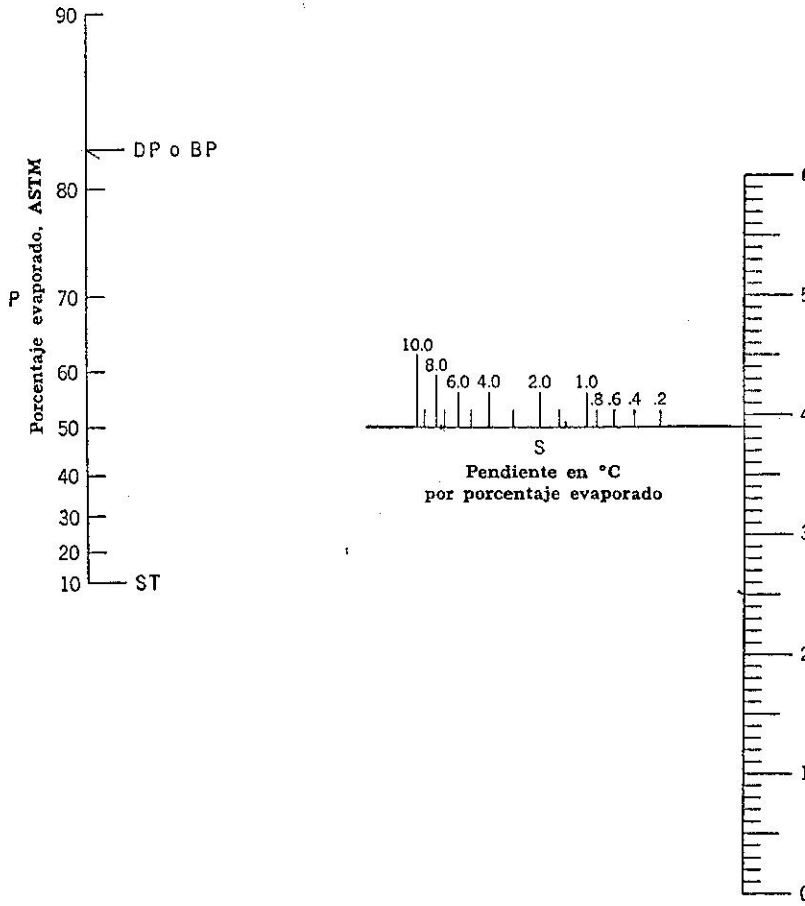


FIG. 8-10. Nomogramas Bridgeman para evaluar C. (Tomado de la R

4. La temperatura del 10% EAD, se encuentra uniendo P = 10 en l 8-10, con la pendiente S del punto 10% ASTM y leyendo a C; este C y la temperatura del 10% ASTM en la Fig. 8-11, dan las temper EAD del 10%.
5. Las temperaturas EAD del 20 al 90%, se encuentran en la forma que en (4), excepto, por supuesto, que hay que sustitu valores del 20%, etc.

6. La temperatura del punto de rocío (DP), o la temperatura del pu de 100% de evaporación del EAD, se encuentra uniendo DP (que t bién es BP) de la Fig. 8-10, con la pendiente S del punto de 90% AS y leyendo el valor de C; este valor C y la temperatura del 90% ASTM la Fig. 8-11, dan la temperatura DP.

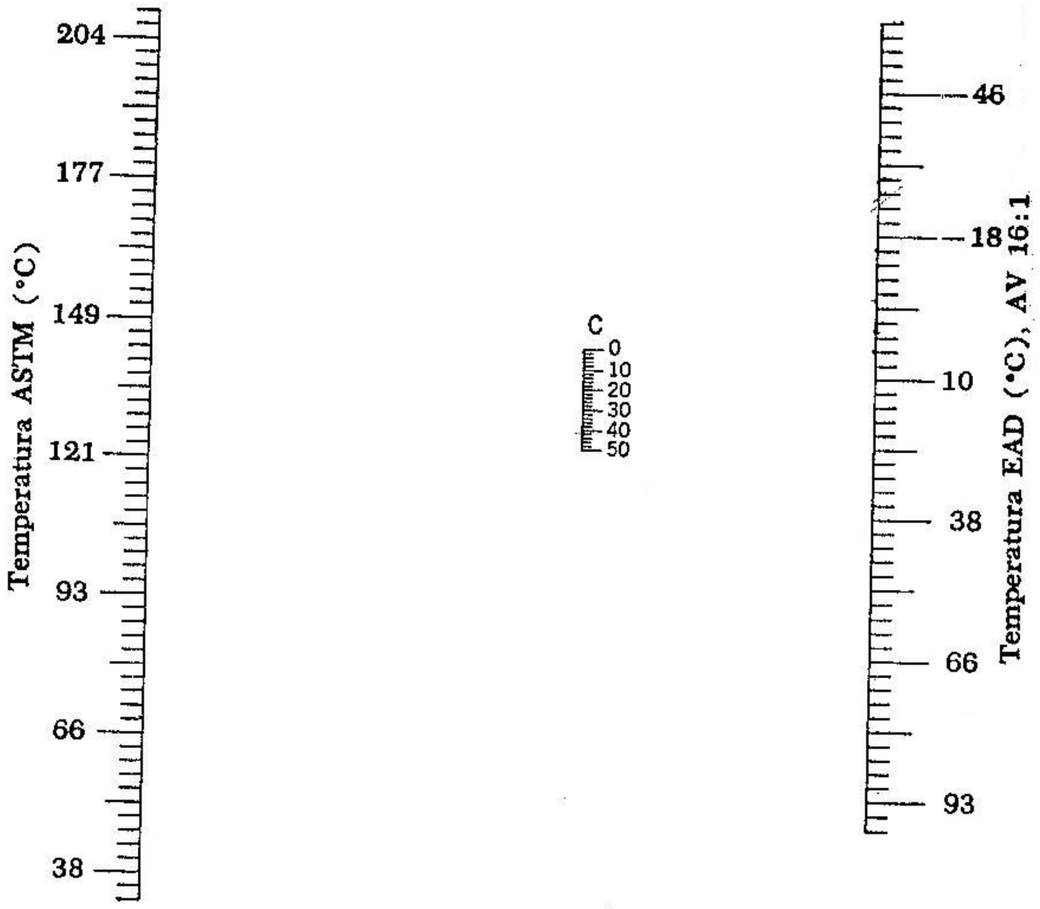


FIG. 8-11. Nomograma Bridgeman para valuar la volatilidad EAD. (Tomad de la Ref. 4)

Es de notar que los datos ASTM, abajo del 10% y arriba del 90%, no s utilizan, excepto como referencias para encontrar la pendiente en los punto 10 y 90%. También debe advertirse que el BP y el DP están basados en lo datos ASTM, respectivos para 10 y 90%. Este procedimiento se encontró necesario, porque cuando se presenta el error en la prueba ASTM, el punto final reflejará el error en mayor grado que en otros puntos. En todo caso, todo el procedimiento es altamente empírico.

7. Las curvas EAD aire-vapor, para relaciones diferentes de 16:1, quedan desplazadas un número constante de grados a partir de la base 16:1 (Fig. 8-12).

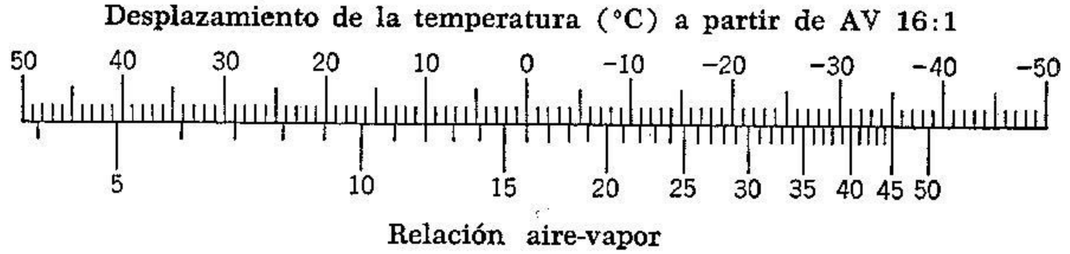


FIG. 8-12. Nomograma de corrección para relaciones AV diferentes de 16 a 1. (Tomado de la Ref. 4)

8. Las curvas EAD aire-combustible, se calculan a partir de la Ec. (8-1) con los datos aire-vapor encontrados en los pasos del 1 al 7 (en consecuencia, el último paso, ahora, es el primero al hacer la prueba real EAD).
9. Las curvas EAD aire-vapor, para presiones diferentes de la atmosférica, se podrán construir mediante la Ec. (8-2) y las curvas aire-combustible por el mismo método que para la presión atmosférica.

EJEMPLO 1. Después de corregidos por las pérdidas se llevan a un papel cuadriculado, los valores de cierta destilación ASTM. Se encuentran las pendientes de la curva en 10, 20, ... 90%, trazando sus tangentes en los puntos mencionados. Al seguir dicho procedimiento, se obtienen los datos siguientes:

Punto P	Temperatura °C	Pendiente S (°C/%)
10	70	3.9
20	86	1.8
30	93	1.0
40	98	0.66
50	102	0.88
60	107	1.2
70	115	2.1
80	135	4.5
90	167	7.5

Trazar para este combustible, las curvas EAD aire-vapor con relaciones de 8, 16 y 20 a 1; además, construir las curvas aire-combustible con relaciones de 1, 12 y 16 a 1 sin estrangulación (presión atmosférica).

SOLUCIÓN. Los datos para la curva EAD aire-vapor con relación 16:1, se encuentran en la forma descrita en el artículo anterior:

Punto de burbuja: Fig. 8-10, línea por BP y S = 3.9, leyendo C = 25
Fig. 8-11, línea por t = 70 C y C = 25, se lee: −27 C. Resp.

Punto de rocío: Fig. 8-10, línea por DP y S = 7.5, leyendo C = 19
Fig. 8-11, línea por t = 167 C y C = 19, se lee: 33 C. Resp.

10% EAD: Fig. 8-10, línea por P = 10 y S = 3.9, leyendo C = 47
Fig. 8-11, línea por t = 70 C y C = 47, se lee: −12 C Resp.

20% EAD: Fig. 8-10, línea por P = 20 y S = 1.8, leyendo C = 44
Fig. 8-11 línea por t = 86 C y C = 44, se lee: −4 C Resp.

Una vez encontrados todos los puntos, se tiene:

Punto	C	Aire-vapor 16:1 EAD Temp. °C
BP	25	−27
10	47	−12
20	44	− 4
30	41	− 1
40	40	2
50	39	3
60	37	6
70	34	9
80	25	17
90	9	27
DP	19	33

Estos datos de la volatilidad, se trazan en la Fig. 8-13 y se marca: 16:1 AV.

De la Fig. 8-12, se encuentra que las curvas aire-vapor 8:1 y 20:1, se localizan, respectivamente, 24 grados arriba y 7 grados abajo de la curva 16:1. Estas dos curvas, también se muestran en la Fig. 8-13.

Las relaciones aire-combustible se pueden encontrar mediante la Ec. (8-1).

Trazo de la curva 1:1 AF:

En la curva AV 8:1, % evaporado = $\frac{1}{8} \times 100 = 12\frac{1}{2}\%$
En la curva AV 16:1, % evaporado = $\frac{1}{16} \times 100 = 6\frac{1}{4}\%$
En la curva AV 20:1, % evaporado = $\frac{1}{20} \times 100 = 5\%$

Empleando estos datos, se traza la curva AF 1:1 en la Fig. 8-13.

Trazo de la curva AF 12:1:

En la curva AV 8:1, % evaporado = $\frac{12}{8} \times 100 = 150\%$

(Este punto se encuentra fuera de la gráfica, ya que la relación aire-vapor no puede ser menor que la relación aire-combustible. En otras palabras, la curva AF 12:1 y la curva AV 12:1 se cortan en el 100%).

En la curva AV 16:1, % evaporado = $\frac{12}{16} \times 100 = 75\%$
En la curva AV 20:1, % evaporado = $\frac{12}{20} \times 100 = 60\%$

Se sigue el mismo procedimiento para la curva AF 16:1.

El diagrama de volatilidad de la Fig. 8-13, fue elaborado partiendo de la premisa de que la presión en el múltiple era la atmosférica. Sin embargo, en los motores ECH comunes, con cargas parciales, la presión del múltiple es menor que la atmosférica y en los motores sobrealimentados es mayor que la atmosférica. Por ejemplo, considérese una mezcla definida, de combustible líquido, vapor y aire, a temperatura constante. Si se reduce la cantidad de aire, el proceso de vaporización no será afectado grandemente y, por lo tanto, la mezcla aire-vapor será más rica que antes (menor relación AV). En otras

palabras, la presión de vapor del combustible es más afectada por la temperatura que por la presión total, y cuando se disminuye el suministro de aire, la cantidad de vapor permanece esencialmente constante aun cuando disminuya la presión (p) total. Puede suponerse que el peso del aire existente, a temperatura constante, sea directamente proporcional a su presión parcial (ecuación del estado de los gases perfectos), así como que la presión de vapor del combustible (p_f), dependa sólo de la temperatura:

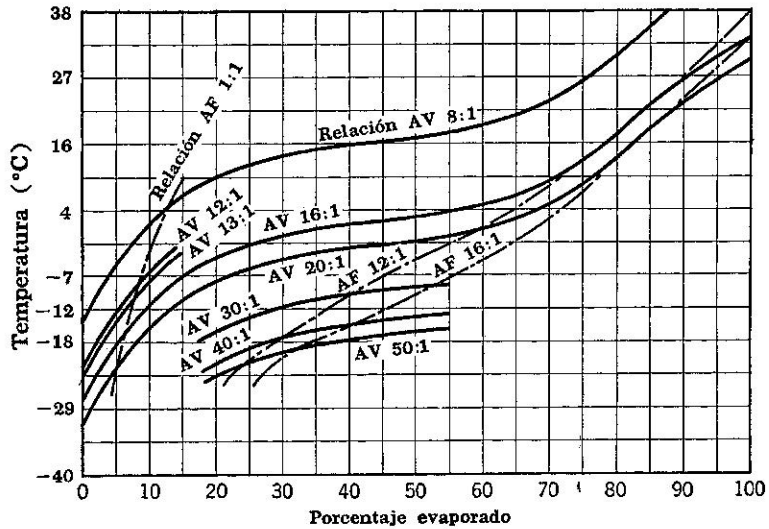


Fig. 8-13. Curvas EAD para la gasolina del Ej. 1 a la presión atmosférica

$$\frac{p_{2\text{ del aire}}}{p_{1\text{ del aire}}} = \frac{m_{2\text{ del aire}}}{m_{1\text{ del aire}}} \text{ o } \left(\frac{p - p_f}{1.033 - p_f}\right) = \frac{\text{AV}_{\text{en el múltiple}}}{\text{AV}_{\text{a 1.033 kg/cm}^2\text{ abs}}} \qquad (a)$$

Como esta ecuación puede resultar relativamente insensible a cambios ligeros de p_f, se empleará para ella un valor promedio de .0396 kg/cm² abs. Con este valor sustituido en la Ec. (a) se tiene:

$$\text{AV}_{\substack{\text{a } p \text{ kg/cm}^2\text{ abs} \\ \text{y a } t\ ^\circ\text{C}}} = \left[\text{AV}_{\substack{\text{a 1.033 kg/cm}^2\text{ abs} \\ \text{y a } t\ ^\circ\text{C}}}\right]\left[\frac{1.04\,p}{1.033} - 0.04\right] \qquad (8\text{-}2)$$

Ejemplo 2. Determinar las temperaturas EAD para una relación AV de 16 a 1 a ½ de la presión atmosférica.

SOLUCIÓN. De acuerdo con la Ec. (8-2),

$$16 = \left[\text{AV}_{1.033\ \text{kg/cm}^2\ \text{abs}}\right]\left[\frac{1.04}{2} - 0..04\right]$$

$$\text{AV}_{1.033\ \text{kg/cm}^2\ \text{abs}} = \frac{16}{0.48} = 33.3 \text{ a } 1$$

El diagrama de corrección de la Fig. 8-12 muestra que el AV de 33.3 se forma a una temperatura de $-4°C$, abajo de la de 16:1, a la presión atmosférica. Por lo tanto, la curva AV de 16:1 a $\frac{1}{2}$ de la presión atmosférica, estará desplazada $-4°C$ abajo de la curva AV 16:1 a 1 atmósfera.. Resp.

8-14. Volatilidad de los combustibles de un solo componente. En algunos casos, se emplea en los motores un combustible que esencialmente es un solo componente. Si en este caso, el combustible fuera alcohol, la presión parcial de su vapor dependerá sólo de la temperatura, puesto que la composición de las fases líquida y vapor permanecerán invariables en todas las etapas de la vaporización. (En tanto que para la gasolina, las fases líquida y vapor cambian, continuamente, a medida que ocurre la vaporización).

TABLA 8-8. PRESION DE VAPOR, DEL ALCOHOL Y EL BENCENO, EN KILOGRAMO POR CENTIMETRO CUADRADO

Sustancia	TEMPERATURA °C										
	18	12	6	1	4	10	16	21	27	32	38
Alcohol metílico .	.0126	.0182	.0266	.0392	.0532	.0728	.1008	.1421	.1406	.2408	.3108
Alcohol etílico ...	.0035	.007	.0098	.0154	.0231	.0315	.0448	.0623	.0882	.1197	.1624
Alcohol propílico.	.00028	.0014	.0021	.0042	.007	.0112	.0161	.0217	.0292	.042	.0623
Alcohol butílico .	.....	....	....	.00028	.0014	.0021	.0035	.0049	.0098	.0147	.0231
Benceno	.0133	.0182	.0259	.0336	.0469	.0665	.0882	.1148	.1428	.182	.2286

La curva de la destilación del aire en equilibrio, para un compuesto puro, se calcula a partir de las presiones medidas del vapor (Tabla 8-8). Supóngase que el carburador suministra una mezcla aire-vapor. Tanto para el aire como para el vapor del combustible, se puede aplicar la ecuación del estado de los gases perfectos, para encontrar el peso aproximado del gas:

$$m = \frac{pV}{RT} \qquad (3\text{–}17b)$$

Por definición, la relación aire-vapor es el peso del aire dividido entre el peso del combustible vaporizado, siendo los volúmenes iguales:

$$\text{AV} = \frac{m_a}{m_f} = \frac{\frac{p_a V}{R_a T_a}}{\frac{p_f V}{R_f T_f}}$$

Esta ecuación se reduce, notando que para el equilibrio $T_a = T_f$; el volumen del combustible líquido es despreciable y, consecuentemente ambos gases ocupan el mismo volumen V y, por definición, $R = \frac{R_o}{M}$:

$$\text{AV} = \frac{m_a}{m_f} = \frac{p_a M_a}{p_f M_f} = \frac{(p - p_f) M_a}{p_f M_f} \qquad (8\text{–}3)$$

a = subíndice para el aire
f = subíndice para el combustible
p = presión total

EJEMPLO 3. El alcohol etílico es el combustible contenido en un carburador, ajustado para que dé una relación AF de 9 a 1. Determinar la temperatura de equilibrio que permita al 60% del combustible ser vaporizado en el múltiple, para condiciones de estrangulación completa.

SOLUCIÓN:

$$\text{AV} = \frac{\text{AF}}{\%\ \text{evaporado}} \times 100 \qquad (8\text{-}1)$$

$$\text{AV} = \frac{9}{0.60} = 15$$

Por lo tanto, la relación aire-vapor de 15:1, es la deseada. La presión parcial del combustible se encuentra a partir de la Ec. (8-3):

$$\text{AV} = \frac{(p - p_f) M_a}{p_f M_f}$$

$$15 = \frac{(1.033 - p_f)(29)}{p_f\ (46)}$$

$$p_f = 0.042\ \text{kg/cm}^2\ \text{abs}$$

Interpolando en la Tabla 8-8, se ve que esta presión corresponde a una temperatura de 14.2°C. Resp.

Como el proceso dentro del motor no está en equilibrio, probablemente se requiera una temperatura superior a 14.2°C. Suponiendo que sea necesaria una corrección de unos 22°C, la temperatura del múltiple deberá ser alrededor de 36°C.

8-15. Aplicaciones de las curvas de volatilidad. Las temperaturas de equilibrio mostradas por las curvas EAD, no son respuestas abso-

lutas porque también interviene en el problema el diseño del motor. Por lo tanto, los motores de construcción diferente, alcanzan diversas temperaturas de funcionamiento que difieren grandemente, unas de otras. Sin embargo, la destilación EAD, representa la solución más favorable para los complejos problemas de volatilidad y las respuestas obtenidas deben tomarse como una primera aproximación de las temperaturas reales. Más importante aún, si un motor y un combustible se analizan juntos, entonces el efecto de combustibles diferentes (pero no motores diferentes) podrá interpretarse racionalmente, a partir del análisis EAD. En otras palabras, aun cuando las temperaturas EAD no son cuantitativamente correctas, las diferencias de las temperaturas relativas entre combustibles se pueden predecir con cierta seguridad.

PUESTA EN MARCHA. El problema del ingeniero, en invierno y en los climas fríos, es el de proporcionar un combustible que permita al motor arrancar con facilidad (en menos de diez revoluciones). Por pruebas experimentales, se sabe que una mezcla aire-vapor alrededor de 13 a 1, sea la mejor para el arranque satisfactorio (sin embargo, la combustión puede ocurrir en mezclas que varían desde 8:1 hasta 20:1 AV). Esta relación se obtiene ahogando al carburador, restringiendo así la admisión de aire. En consecuencia, si el carburador proporciona una relación AF de 1:1 y vaporiza el 7.7% de combustible, se podrá obtener la relación AV deseada, de 13 a 1. La temperatura de arranque, o sea la del aire ambiente, se puede aproximar localizando la intersección de la curva 1:1 AF con la línea 7.7 de evaporización, en una gráfica como la de la Fig. 8-13. Debe notarse que esta figura fue construida para la presión atmosférica y que cuando el motor está arrancando, la presión en el múltiple es probablemente inferior a la atmosférica por estar cerrado el ahogador, debiendo hacerse una corrección [Ec. (8-2)] para dicha baja presión. Por otra parte, se aclaró que el motor solamente tiende a las temperaturas EAD, debido a la falta de equilibrio, imponiéndose una corrección por esta condición. Es satisfactorio considerar —algo arbitrario— que una corrección cancela a la otra y, por ello, la temperatura de arranque se lee correctamente a partir de los datos de la presión atmosférica.

En virtud de que la curva AV 16:1, es la primera de los nomogramas de Bridgeman, es conveniente leer la temperatura de arranque en la intersección de la curva AV 16:1 y la línea 10% evaporado. Esto viene a ser directamente la temperatura del punto 10%; por

esta razón, aparece en la Fig. 8-10 la abreviatura ST (temperatura de arranque). En efecto, este método implica que el carburador proporcione una relación aire-combustible de 16:1, cuando está ahogado.

Las temperaturas de arranque encontradas por alguno de los dos métodos anteriores, son del orden correcto de magnitud para las condiciones reales. Sin embargo, la respuesta verdadera será influida por la posición del estrangulador y por la velocidad del cigüeñal, así como por las características generales y las condiciones del motor. Por otra parte, si se comparan dos gasolinas, la que tenga menor temperatura del 10% EAD, proporcionará arranque más fácil en tiempo frío. Por lo tanto, es de puntualizar nuevamente que el valor de las temperaturas EAD, descansan en su empleo en sentido comparativo.

En virtud de que las temperaturas de 10% EAD y 10% ASTM están íntimamente relacionadas, se pueden comparar las gasolinas en la base de las temperaturas ASTM. La Fig. 8-14 muestra el efecto del 10% de la temperatura ASTM sobre el arranque fácil. En la refinería y en invierno, se le añade a la gasolina mezclada fracciones ligeras para desplazar toda la curva hacia abajo a partir de un punto de giro, que viene a ser el de la temperatura del punto final (Fig. 8-15).

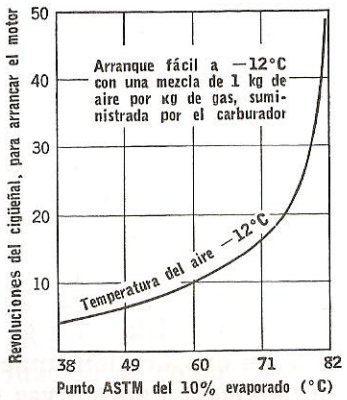


FIG. 8-14. Efecto del 10% de la temperatura ASTM sobre el esfuerzo de arranque. (Tomado de *Lubrication*, The Texas Co.)

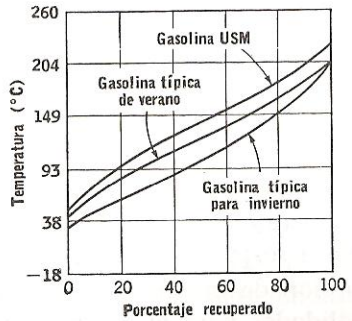


FIG. 8-15. Variaciones de la volatilidad, con las estaciones. (Tomado de *Lubrication*, The Texas Co.)

EJEMPLO 4. Determinar la temperatura óptima de arranque para la gasolina de la Fig. 8-13.

SOLUCIÓN. Supóngase que cuando el carburador está completamente ahogado, proporciona una relación AF de 1:1 y que la relación AV de 13:1 sea la óptima para el arranque. Entonces,

$$\text{Porcentaje evaporado} = \frac{\text{AF}}{\text{AV}} \times 100 = \frac{1}{13} \times 100 = 7.7\%$$

En la Fig. 8-13, la intersección de 7.7% y AF 1:1, dan un punto sobre AV 13:1 con una temperatura de arranque de $-10.6°C$. Resp.

El método de Bridgeman consiste en encontrar la intersección de AV 16:1 y la línea de 10% evaporado: $-11.2°C$.

Al comparar diferentes combustibles, es conveniente emplear siempre el mismo método. Debe notarse que la temperatura de arranque es la temperatura del aire, así como la del motor (frío).

CALENTAMIENTO. Una vez que el motor ha sido puesto en marcha o arrancado, deberá proveerse un periodo de *calentamiento* antes de que tenga un funcionamiento flexible. La extensión de este periodo dependerá de diferentes factores, tales como: (1) la volatilidad del combustible; (2) la relación AF proporcionada por el carburador; (3) la cantidad de calor, suministrado a la mezcla por las zonas calientes del múltiple (Fig. 1-10); (4) la distribución del combustible líquido, hecha por el múltiple; (5) la velocidad de la mezcla a lo largo del múltiple; (6) el efecto de enfriamiento del aire que fluye por el exterior del múltiple, o el diseño de éste por lo que respecta al aislamiento de su superficie exterior contra efectos de calentamiento o enfriamiento; (7) la temperatura de la culata, y (8) la sensibilidad del mecanismo que regula a la válvula del ahogador. Por lo tanto, el periodo de calentamiento es influido ya sea por el diseño del motor para proveer rápidamente una temperatura mínima para la mezcla, como por la volatilidad del combustible (Fig. 8-16). Sin embargo, el calentamiento relativamente fácil de los motores en la Fig. 8-16, puede modificarse cambiando la volatilidad del combustible. (Se encontró[16] que con un combustible menos volátil, el vehículo C requirió menos periodo de calentamiento que el vehículo *B*). Las curvas ASTM y EAD son utilizadas para juzgar qué tan rápidamente responde el combustible en condiciones frías. En general, la porción de las curvas entre 20 y 70% de evaporación, muestran posibilidades para el calentamiento y aceleración. Para curvas simétricas, esta región se reduce a un punto, que es generalmente el de 50%.[17] A medida que es más inferior la localización de la región

[16] Ref. 7.
[17] Ref. 8.

20–70%, o la del punto de 50%, será necesario menos tiempo para ahogar al motor y menos tiempo para acelerarlo.

OPERACIÓN NORMAL. Después que el motor ha alcanzado las temperaturas de funcionamiento, serán posibles dos condiciones: (1) que la gasolina tenga altas temperaturas de destilación, cuando más para que sean evaporadas las porciones últimas y, consecuentemente, no se tenga la vaporización completa, hasta que la carrera de compresión ya esté avanzada (y es muy posible que la vaporización total se retarde hasta la combustión); (2) que la gasolina

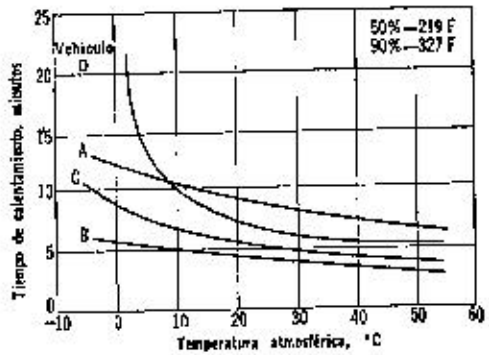


FIG. 8-16. Efecto de la temperatura atmosférica sobre el periodo de calentamiento del motor en cuatro marcas de vehículos. (Tomado de Moxey, Ref. 7)

tenga temperaturas bajas de destilación y, por lo tanto, la mezcla no sólo se vaporice sino que también se sobrecaliente. En el último caso, el combustible vaporizado desplazará al aire, obteniéndose un rendimiento volumétrico más bajo que cuando se alimenta una mezcla húmeda y, por lo tanto, disminuye la potencia en la flecha. Por otra parte, el problema de distribuir una mezcla de gas y partículas líquidas igualmente repartidas para cada cilindro, es difícil (y la posibilidad de tener una mezcla homogénea durante la combustión, es remota), por lo cual, generalmente, se hace necesaria una sobrealimentación de combustible para contrarrestar las deficiencias. De aquí que una mezcla húmeda, si bien tiende a una mayor producción de potencia, no conduce a un rendimiento térmico elevado (bajo consumo de combustible). Este comportamiento se ilustra en la Fig. 8-17, la cual muestra las condiciones EAD (calculadas) para la mezcla combustible-aire, en el múltiple del motor.

Por supuesto que el grado de vaporización del combustible en el múltiple, se determina no sólo mediante las características de volatilidad del combustible, sino que también por el diseño del múltiple (véase la discusión sobre calentamiento). Por ejemplo, si la cantidad de calor suministrado a la mezcla es pequeña, la vaporización del combustible será menor que si se empleara un múltiple más caliente.

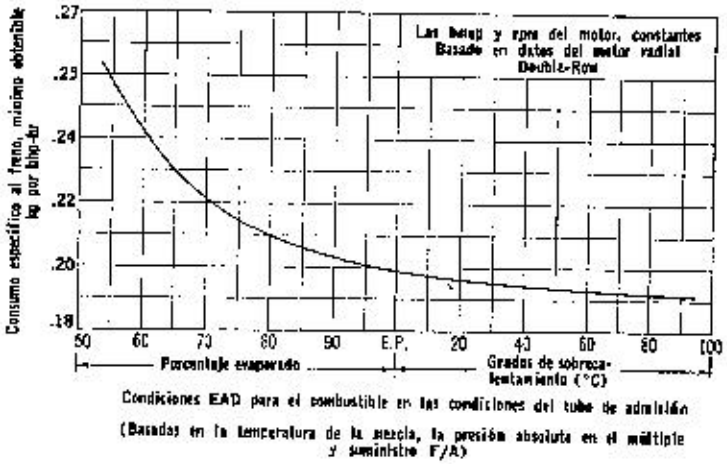


FIG. 8-17. Ejemplo de la correlación típica del bsfc mínimo obtenible con la destilación de aire en equilibrio del combustible. La curva mostrada es típica de las encontradas en grandes motores radiales en condiciones de potencia de crucero, pero es influida considerablemente por el diseño del motor y por las condiciones de funcionamiento. (Cortesía de *The Texas* Co.)

Los múltiples de diferente longitud y forma, también influencian a la vaporización. Por lo tanto, para diferentes diseños de motor, se tendrán diferentes características de funcionamiento aun cuando se emplee el mismo combustible (según la tabla siguiente[18] y la Fig. 8-16).

TEMPERATURAS DE LAS MEZCLAS

(Para los vehículos de la Fig. 8-16 después del calentamiento; 32 km/h; pista al mismo nivel; —1°C atm

	A	B	C	D
Temperatura del aire admitido (°C)	13	15	20	10
Temperatura de la mezcla (°C)	63	39	46	26

[18] Ref. 7.

No es posible relacionar directamente las curvas EAD con el comportamiento del motor, por no lograrse el equilibrio en el múltiple. Sin embargo, de pruebas realizadas por Brown[19] y otros;[20] hay indicios de que deba añadirse una corrección de 4.5 a 10°C a las temperaturas EAD del punto de rocío, para obtener un buen valor de la temperatura del múltiple del motor, para lograr la completa vaporización. Para menos de la vaporización completa, la corrección disminuye aparentemente, en cuanto a su valor, por lo tanto, las temperaturas EAD y la del múltiple tienden una a la otra sólo cuando se presenta la vaporización parcial. Las razones para esto, probablemente se tengan no porque se alcance el verdadero equilibrio en el múltiple, sino porque la mayor parte del combustible sin vaporizar es atomizado finamente, bien distribuido, y perfectamente transportado en suspensión dentro de la corriente de aire (pseudovaporización Art. 11-14). Un motor que recibe esta mezcla mecánica responderá tan bien como (pero no mejor que) si la mezcla estuviera formada por verdaderos vapores.

Aun cuando se tenga una escala variable de correcciones, existe la incertidumbre de juzgar los valores relativos. Se supone —algo arbitrario—, por conveniencia y por seguridad, que las curvas EAD de 60 a 100%, pueden ser transferidas a las condiciones del motor, añadiéndoles 22°C a los valores de las temperaturas correspondientes. Las respuestas obtenidas por este método serán de un orden de magnitud tan correcto, como para compararlas con las temperaturas observadas. También debe suponerse que es deseable un 60% de evaporación en el múltiple, para tener una distribución aceptable en los motores multicilíndricos (Brown, Ref. 6). Los dos supuestos asegurarán en la mayoría de los casos, que las temperaturas reales son más que suficientes para obtener mezclas homogéneas.

EJEMPLO 5. Determinar la temperatura aproximada del múltiple, con estrangulación completamente abierta, cuando se emplea el combustible de la Fig. 8-13, con una distribución aceptable, si la relación aire-combustible suministrada por el carburador es de 12 a 1.

SOLUCIÓN. Se ha supuesto que se requiere un 60% de evaporación para una distribución aceptable. Se busca la intersección de AF 12:1 y 60%, leyendo

$$AV = 20 \text{ a } 1 \qquad t = 2°C$$

[19] Ref. 6.

[20] E. Bartholomew, H. Chalk, and B. Brewster, "Carburetion, Manifolding, and Fuel Antiknock Value" *SAE Journal*, abril, 1938, Pág. 141.

añadiendo el factor de corrección arbitrario, para las condiciones de no equilibrio en el motor: 22.0°C

$$t = 2 + 22.0 = 24.0°C \qquad \text{Resp.}$$

ACELERACIÓN. Cuando no ha sido vaporizado completamente el combustible, el fluido que recorre el múltiple consiste en aire, combustible vaporizado, gotitas de combustible arrastradas en la corriente del gas, así como una película líquida en las paredes del múltiple. La película líquida se desplaza a menor velocidad que el gas, pero en las condiciones de funcionamiento contínuo, llega al cilindro una relación constante de aire y combustible. Si se abre el estrangulador, el aumento de presión ocasiona que aumente la relación aire-vapor [Ec. (8-2)] y, por lo tanto, será arrastrada en la película líquida, mayor cantidad de líquido. En virtud de que son necesarios algunos segundos para que el líquido llegue al cilindro, el hecho de abrir rápidamente el estrangulador ocasionará que el motor falle por lo muy pobre de la mezcla. Esta situación se corrige añadiendo al estrangulador una bomba de émbolo, pequeña. En estas condiciones, al abrir el estrangulador, la falta momentánea de combustible es compensada por una descarga suplementaria en el seno de la corriente de aire y que proviene de la *bomba de aceleración*. Dicho combustible es llevado en suspensión por el aire hasta el cilindro, siendo así suministrada una relación AF rica para la aceleración. Adviértase que una de las razones para la alimentación acelerante,[31] es debido a que no se asegura la vaporización completa en el múltiple. Tanto los combustibles de alto grado de volatilidad como las mezclas de alta temperatura pueden emplearse para reducir la necesidad de esta bomba auxiliar. Sin embargo, la bomba se diseña para las gasolinas comerciales y, consecuentemente, proporciona una alimentación acelerante, rica. Si la gasolina tiene un grado de destilación anormalmente bajo, no será necesaria la alimentación acelerante y por ello el motor responderá tardíamente al estrangulamiento.

DILUCIÓN EN EL CÁRTER. Cuando penetra al cilindro del motor una mezcla de aire y combustible, es completamente posible que ocurra la condensación de este último en las partes más frías del cilindro. La condensación tiende a quitar el aceite lubricante de las paredes del cilindro, a pasar por los anillos del émbolo y a reunirse en el depósito del aceite, aumentando así el desgaste y diluyendo también al lubricante. Como los componentes menos volátiles del

[31] Véase, también, el Art. 11-10.

combustible tienen mayor tendencia a condensarse, el grado de dilución del aceite en el cárter, estará relacionado directamente con las temperaturas finales de volatilidad de la mezcla. El 90% de la temperatura de las pruebas ASTM y EAD, se emplea para evaluar la tendencia de dilución del combustible; a menor temperatura del punto 90% será menor la dilución del aceite del cárter.

También puede reducirse la dilución, trabajando con altas temperaturas de la mezcla y de la culata. Las altas temperaturas de la mezcla garantizan que entrará al cilindro una mezcla seca y la alta temperatura del cilindro abatirá a la condensación. Sin embargo, los depósitos de goma[32] en el múltiple de admisión, provenientes de la oxidación del combustible, crecen con el aumento de la temperatura del múltiple, incluso las altas temperaturas de la mezcla llegan a aumentar el valor de la reacción de preflama en la carrera de compresión y las tendencias detonantes del combustible; más aún, disminuyen el rendimiento volumétrico y, por lo tanto, se reduce la potencia. Por estas razones, es preferible que la última porción del combustible sea rápidamente vaporizada a temperaturas relativamente bajas, en lugar de forzar la vaporización, aumentando la temperatura de la mezcla.

OBSTRUCCIÓN DE VAPOR. Se dice que un motor está *obstruido por vapor* cuando ocurre una interrupción ya sea parcial o total en el flujo del combustible debida a la vaporización de éste. El vapor ocupa un volumen mayor que el del líquido y, consecuentemente, se reduce el flujo de combustible. Esta reducción ocasiona pérdidas de potencia o bien el paro total del motor.

Los factores que ocasionan la obstrucción por vapor son los siguientes:

1. La tendencia del combustible a formar vapor; los combustibles más volátiles, son los peores.
2. La exposición del combustible ya sea a altas temperaturas o a bajas presiones dentro del sistema que lo contiene.
3. La tolerancia del sistema de combustible hacia el vapor; algunos motores acomodan un volumen mayor de vapor en el sistema de combustible sin que se perjudique seriamente su funcionamiento.

Las tendencias de un combustible a la obstrucción por vapor están relacionadas directamente con la volatilidad del extremo delantero

[32] Art. 8-17.

o sea la volatilidad de 0 a 50%.[20] También se emplea, algunas veces, el 10% de la temperatura ASTM como una comprobación aproximada para comparar las tendencias de diferentes combustibles. En este caso, se requieren las características opuestas en perjuicio del arranque. Las temperaturas arriba del 10% son las deseables para evitar la obstrucción por vapor. Evitar la obstrucción por vapor viene a ser un problema de diseño del sistema de combustible:

1. La bomba del combustible debe ser suficientemente grande como para que la presencia del vapor no reduzca el flujo por debajo de lo requerido por el motor.
2. Tuberías, bombas y carburadores deben colocarse en regiones relativamente frías y no deben quedar expuestos al calor radiado desde el motor y los tubos de escape. Al colocar la bomba del combustible y el carburador en el motor, deberán emplearse juntas de aislamiento.
3. Deberá facilitarse el flujo de aire a través del sistema de combustible y después de él, mediante el diseño del ventilador y rejillas de ventilación.

Generalmente, se descubre la obstrucción por vapor después de una travesía difícil, por la negativa del motor a trabajar holgando. Véase en la Fig. 8-18 que las temperaturas de los componentes del motor

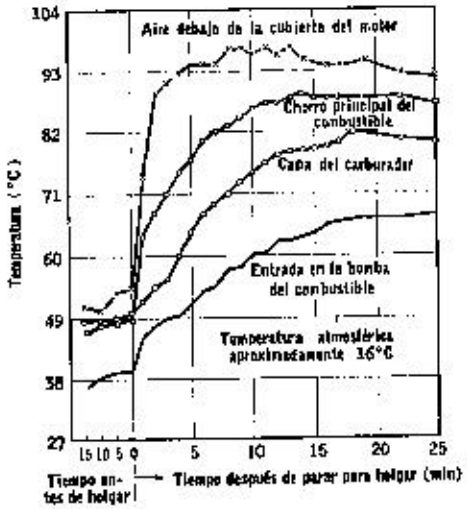


FIG. 8-18. Temperaturas del sistema del combustible. (Tomado de *Lubrication*, The Texas Co.)

[20] Véase, por ejemplo, la Ref. 9.

suben a valores elevados cuando se reduce la velocidad del motor hasta la velocidad en vacío. Las temperaturas en vacío son mayores aún para funcionamiento normal debido a la reducción del aire de enfriamiento, obtenida cuando se para el vehículo.

8-16. Sumario de las características de volatilidad. Parece ser, que la gasolina ideal deba ser altamente volátil excepto por la limitación que impone el peligro de la obstrucción por vapor. Sin embargo, el costo del combustible queda dictado por el costo de la refinación. Si fuera a reducirse el margen de volatilidad, eliminando los componentes de temperatura de ebullición elevada, aumentaría el costo del combustible. En el pasado, estos componentes también exhibían cualidades pobres de golpeteo, porque, en general, al disminuir la volatilidad disminuyen los valores octano (Art. 8-5). Por esta razón, la gasolina de la preguerra tenía buenas características de volatilidad; la refinería quita las fracciones pesadas para mejorar las cifras octano. Actualmente, con el uso creciente de la desintegración catalítica, la eliminación de las fracciones pesadas, también elimina material de alto valor antigolpe (Fig. 8-19) y la refinería deja de tener un incentivo para producir combustibles más volátiles. Por lo tanto, las consideraciones económicas predicen que las gasolinas del futuro serán menos volátiles que en el pasado.

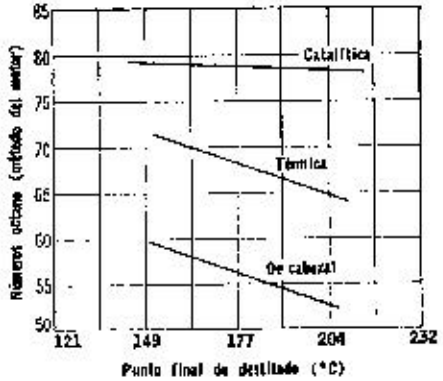


FIG. 8-19. Variaciones de las cifras octano sin plomo con un punto final para gasolinas producidas por diferentes métodos de refinación. (Tomado de *Taylor and Gibson*, Ref. 8)

La clasificación de las gasolinas de invierno (Tabla 8-8), muestra que sus características de volatilidad varían dentro de límites muy amplios.

TABLA 8-9. ESPECIFICACIONES DE LA VOLATILIDAD PARA GASOLINAS * DE INVIERNO

Por ciento evaporado	Temperaturas de destilación ASTM (°C)	
	Media	Variación
10	52	36–77
50	107	72–129
90	166	108–189

* O. C. Blade, "National Motor Gasoline Survey, Winter, 1946-47", U. S. Bureau of Mines R. I. Núm. 4146 (1947).

8-17. Especificaciones para la presión de vapor, goma y azufre de la gasolina. Se ha desarrollado una serie de pruebas de norma, para medir las diferentes propiedades de la gasolina. Tales pruebas y su significado se resumen en las páginas siguientes:

PRESIÓN DEL VAPOR. Una gasolina podrá arrancar fácilmente a un motor, pero una vez que éste alcanza la temperatura de funcionamiento, habrá completa libertad para la obstrucción por vapor. La presión del vapor de la gasolina aumenta con la temperatura y, a la vez, depende de su composición. Adviértase que cuando la gasolina es calentada, la composición del líquido cambia progresivamente a medida que tiene lugar la vaporización. La cantidad de vaporización podrá controlarse si se establece una prueba repetible para la presión del vapor.

En la prueba Reid,[24] se determina la presión del vapor en presencia de un volumen de aire, que ocupa cuatro veces el volumen del combustible. Esto normaliza la extensión de la vaporización. La prueba se realiza colocando en la bomba Reid, Fig. 8-20, una muestra fría de combustible y sumergiendo la bomba en un baño de agua mantenida a 38°C (100°F). El manómetro de Bourdon indicará la presión de vapor del combustible, más la elevación de presión del aire y vapor de agua, contenidos en la cámara del aire. El aumento de presión del aire y del vapor de agua, se podrá calcular y restarse de la lectura del manómetro, para tener la presión real del vapor del combustible a 38°C (100°F), que se llama: presión Reid.

La prueba Reid, indica la tendencia inicial del combustible a la obstrucción por vapor y la especificación límite usual es de 0.49 kg/cm² man (7 lb/plg²man). Este límite puede aumentarse para funcionamiento en invierno, a menos que se experimenten condiciones de funcionamiento muy severas.

GOMA. Los hidrocarburos reactivos y las impurezas contenidas en el combustible, tienen tendencia a oxidarse y formar líquidos viscosos y sólidos, para los cuales buscando una mejor denominación, se les llama en forma descriptiva *goma*. La naturaleza[25] química de la goma, así como el mecanismo de su formación no es completamente conocida, aun cuando los ingredientes principales son ácidos orgánicos. Los hidrocarburos puros y estables de las familias de las parafinas, los naftenos y los aromáticos, forman poca goma un tanto que las gasolinas desintegradas son las peores transgresoras (Tabla 8-11). Una gasolina con alto contenido de goma ocasiona dificultades de funcionamiento, tales como válvulas y anillos de émbolo atascados, depósitos de carbón en el motor, depósitos gomosos en el múltiple, taponamiento de los surtidores de chorro del carburador y laqueado[25] de los vástagos de las válvulas, cilindros y émbolos.

[24] Prueba ASTM D 323-41: Método de Prueba para la Presión de Vapor de los Productos de Petróleo (Método Reid).

[25] Ref. 10.

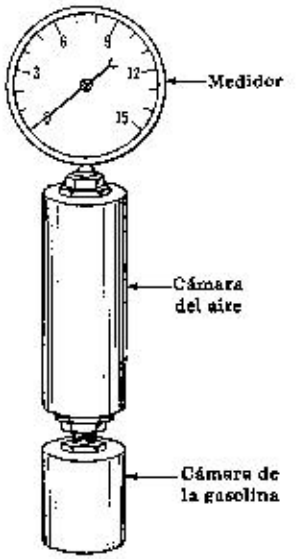


FIG. 8-20. Bomba Reid para la presión del vapor. (Tomado de la Ref. 11)

Los combustibles de reciente fabricación, tienen un contenido insignificante de goma, pero al envejecer se les forma cantidades variables de ella. La cantidad de goma aumenta con el aumento de la concentración de oxígeno, con la elevación de temperatura, con la exposición a los rayos solares y también con el contacto con los metales. Al almacenar un combustible, deben tenerse en mente estos factores. La influencia de los rayos solares para la formación de goma es considerable, pero bajo un punto de vista práctico, como el combustible se almacena en depósitos metálicos, la formación de goma por esa causa será pequeña. Sin embargo, sería mucho mejor que el combustible se almacenara en depósitos de vidrio ya que los metales actúan como catalizadores ocasionando la formación de goma. El cobre es especialmente activo a este respecto. Deben añadirse al combustible desactivadores para neutralizar el efecto catalítico de los metales.

La designación *goma*, puede referirse a dos características diferentes del combustible: la cantidad de goma presente en el combustible en el momento

[25] El nombre *laca* se asigna al residuo con aspecto de barniz que deja la goma cuando se le expone a altas temperaturas; si se inflama la goma, queda reducida a un depósito carbonoso. Por lo tanto, los depósitos de carbón, laca y goma resultan todos ellos, de la goma contenida en el combustible líquido.

TABLA 8-10. FORMACION DE GOMA EN LA GASOLINA ALMACENADA *

Efecto del tiempo en la formación de goma

Tiempo de almacenamiento Días	Contenido de goma normal ASTM, mg por 100 c.c.	Contenido de goma, con inhibidor en la gasolina (Pirocatechol)
0	0	0
60	1	0
120	3	1
180	26	1
240	64	2
300	101	4

Efecto de la temperatura sobre la formación de goma

Temperatura °C	Tiempo para producir 10 mg de goma por 100 c.c. de gasolina
15	Arriba de 100 días
35	9 días
50	2 días
75	5.5 horas
90	2.5 horas

* Tomado de Sachanen, Ref. 2.

de la prueba, llamada *goma real* o *preformada*; o bien la goma que podrá estar presente en alguna fecha futura, llamada *goma potencial*. El contenido real de goma en el combustible, no es garantía de estabilidad del mismo, contra futura formación de goma. Por esta razón, deben juzgarse las gasolinas tanto en sus contenidos real como potencial.

La goma preformada se determina evaporando 50 ml de gasolina en un plato de vidrio,[37] a 154°C (312°F) aproximadamente y pasando aire caliente sobre la superficie líquida durante un periodo de 8 a 14 min. El plato se pesa y el aumento en peso se llama el contenido *real de goma*. Esto se expresa, usualmente, en miligramos de goma por 100 ml de gasolina. En general, la gasolina deberá contener menos de 2 mg por 100 ml de combustible.

La estabilidad de la gasolina al resistir la oxidación, es un indicio de la goma potencial. En la prueba de estabilidad,[38] se colocan 50 ml de gasolina en una bomba forrada con vidrio, introduciendo oxígeno a una presión de 6.7 kg/cm² (100 lb/plg²) y sumergiendo luego la bomba en agua hirviendo. La presión de la bomba se lee en un manómetro. El tiempo transcurrido antes de que la gasolina comience a absorber oxígeno en una escala definida (lo cual se muestra por la disminución de presión), se llama el periodo de inducción. Es admisible un periodo de inducción mayor de cuatro horas. En general, a mayor periodo de inducción mayor será la estabilidad de la gasolina en el almacenamiento. Sin embargo, como la prueba se hace a una temperatura mayor que la de almacenamiento, algunos combustibles exhibirán en la prueba periodos de inducción pequeños y aún así tendrán buena estabilidad en el almacenamiento a temperaturas bajas. Para periodos de almacenamiento normales, de 1 a 2 meses, el periodo de inducción en la prueba debe ser cuando menos de 1½ a 2 hr.

TABLA 8-11. PROPIEDADES DE FORMACION DE GOMA DE DIFERENTES GASOLINAS *

Efecto del proceso de manufactura en la formación de goma

Proceso	Goma en el plato de cobre, mg por 100 c.c.	Periodo de inducción, minutos
Desintegración en la fase mixta	30-500	40-200
Desintegración en la fase de vapor	500-1 000	....
Catalítica (desintegración) (Houdry)	1-20	240+
Polimerización de gases	10-130	30-60
Hidrogenación (temperatura moderada)	1	1 200+
Hidrogenación (temperatura elevada)	5	1 200+

Efecto de los inhibidores sobre la formación de goma

Gasolina desintegrada	Goma ASTM, mg por 100 c.c.	Periodo de inducción, minutos	Goma en el plato de cobre, mg por 100 c.c.
Sin tratar Pa.	0	65	31
Tratada Pa.	0	120	8
Sin tratar Calif.	26	445	195
Tratada Calif.	0	1 600	16

* Tomado de Sachanen, Ref. 2.

La prueba llamada del *plato de cobre* es la más usada por las refinerías para indicar la estabilidad a la goma. En esta prueba se evapora gasolina durante 2 o 3 hr, colocándola en un plato de cobre y éste sobre un baño de vapor. El residuo indica el grado de goma preformada y goma potencial ya que la oxidación de la gasolina acontece por el tiempo transcurrido en la prueba y la presencia del cobre, que cataliza la reacción. El residuo de esta prueba, no debe exceder de 25 mg por 100 ml de gasolina; sin embargo, las gasolinas con un punto final bajo pueden pasar la prueba y todavía mostrar una pobre estabilidad de almacenamiento.

Se afirma que una prueba del plato de cobre de menos de 25 mg de goma junto con un periodo de 300 min, aseguran una estabilidad de almacenamiento para 6 o 9 meses. La goma preformada mediante alguno de los métodos de evaporación descritos previamente, no debe exceder de 7 mg en tanto que 15 mg serán definitivamente objetables.

Casi invariablemente, se añaden *inhibidores* a la gasolina desintegrada únicamente, para asegurar su estabilidad. Dichos inhibidores son oxidados

[37] Prueba ASTM D 381–36: Método de Prueba para el Contenido de Goma de la Gasolina.

[38] Prueba ASTM D 525–41T: Método Tentativo de Prueba para la Estabilidad de la Goma de la Gasolina.

preferentemente, en lugar de la gasolina. Se emplean algunos tintes para colorearla y también para inhibir la formación de goma. A medida que es oxidado el inhibidor y disminuye su actividad, se desvanece el color de la gasolina. Por lo tanto, la pérdida de color de la gasolina puede ser un indicativo del tiempo de exposición del combustible, a las condiciones de formación de la goma.

Azufre. Los combustibles hidrocarburados pueden tener azufre libre, sulfuro de hidrógeno y otros compuestos de azufre. El contenido de azufre se determina midiendo la cantidad de bióxido de azufre formado por la combustión y traduciendo esto a un peso equivalente de azufre libre (aun cuando se encuentre en el combustible, en forma de compuestos diferentes). El azufre o sus compuestos, son objetables por varias razones. En algunas formas, principalmente como azufre libre y como sulfuro de hidrógeno contenidos en el combustible, son elementos corrosivos que atacan a las tuberías, los carburadores y las bombas de inyección. En todas las formas, el azufre se puede unir con el oxígeno para formar bióxido de azufre que en presencia del agua a baja temperatura, tiende a formar ácido sulfúrico. Sin embargo, los gases de escape del motor usualmente abandonan a éste y a los tubos del escape a altas temperaturas y, por lo tanto, no tiene lugar la formación de ácido. Por otra parte, los gases que permanecen en el cilindro o en las líneas del escape, al suspender el funcionamiento del motor, quedan expuestas a las condiciones necesarias para la formación del ácido: bajas temperaturas y agua. Pueden hacerse los mismos comentarios para el funcionamiento en invierno y para los productos infiltrados en el cárter. También es muy posible que el bióxido de azufre se una con otras sustancias para formar productos que ocasionen desgaste en el motor, aun cuando la temperatura sea elevada. En virtud de que el azufre tiene una temperatura de encendido baja, la presencia de él tiende a reducir la temperatura de autoencendido, facilitando el golpeteo en el motor ECH y tendiendo a disminuir el golpeteo en el motor EC. Se ha encontrado que el comportamiento del combustible ECH al tetraetilo queda reducido por la presencia del azufre.

Para la mayoría de las gasolinas se exige un contenido de azufre menor del 0.1%.

Independientemente del contenido de azufre reportado en las especificaciones, es necesario asegurar que el azufre corrosivo no esté presente en un grado total que ocasione la corrosión. El efecto corrosivo del combustible, se mide[29] sumergiendo en una muestra de gasolina (aceite combustible), una tira pulida de cobre de 7.62 × 1.27 cm (3 × ½ plg) y calentándola a 50°C (122°F), durante 3 hr. Comparando la tira de cobre, con una semejante sin el tratamiento, no mostrará más que una decoloración extremadamente ligera. Se advierte que un combustible puede pasar esta prueba y todavía contener una cantidad relativamente grande de azufre, en forma de compuestos no corrosivos.

8-18. Sumario de las características de la gasolina. Debido a la gran cantidad de variables, es imposible correlacionar cada característica del combustible con el mejor funcionamiento de un motor.

[29] Prueba ASTM D 130–30: Método de Prueba para la Detección del Azufre Libre y Compuestos Corrosivos del Azufre.

Si cada especificación del combustible fuera hecha muy rígida, el combustible resultante sería muy costoso para uso común. Por lo tanto, las especificaciónes de combustibles para motores deberán ser un tanto flexibles como para venderlos a precios bajos. El constructor diseña el motor con la idea de usar combustibles que sean obtenibles comercialmente. Si la relación de compresión de diseño

TABLA 8-12. CARACTERISTICAS DE LA GASOLINA

Requisitos	Especificaciones federales*	Requisitos de aviación	Gasolinas comerciales†		
			de 1a.	de 2a.	de 3a.
No. Octano ASTM-F2 (mínimo)	Sin especificar	87-100	80	74	64
Volatilidad:					
10% evaporado a (máximo)	167 F	158 F	145 F	143 F	146 F
50% evaporado a (máximo)	230 F	212 F	229 F	241 F	245 F
90% evaporado a (máximo)	320 F	257 F	328 F	345 F	348 F
Punto final	Sin especificar	320 F	383 F	397 F	399 F
Residuos	2%	1.5%	2%	2%	3%
Presión de vapor (lb/plg)‡	12	7	7.3	7.7	7.1
Goma (mg)	Sin especificar	6	6	3	2
Azufre (máximo)	0.10%	0.05%	0.05%	0.08%	0.06%

* Especificaciones VV-G-101A, de gasolina para motor U. S. (U.S.M.) (1938).
† Promedio de prueba en gasolina comercial vendida en los meses de verano (1941).
‡ Presión de vapor determinada por la prueba Reid, de la presión del vapor a 38°C (100°F).

es baja, de modo que pueda usarse gasolina barata, de bajo octano, la compra de gasolina de alto octano no dará mejor rendimiento, siendo un gasto antieconómico. Si el sistema de carburación tiene una zona caliente, grande, para evaporar gasolinas de alto punto de ebullición, no será necesario el empleo de un combustible volátil y su empleo ocasionaría un rendimiento bajo en el motor. Las características de las gasolinas se muestran en la Tabla 8-12.

8-19. Aceite combustible. Se ha notado, como se ve en la Tabla 8-6, que las temperaturas de autoencendido de las parafinas normales disminuyen a medida que aumenta la longitud de la cadena. Ya que el número cetano es una medida de las características de encendido del combustible, se puede concluir que los miembros más pesados de la familia de las parafinas tienen mayores números ce-

tano. De hecho, el cetano (hexadecano), es la norma de la escala de cetanos, con un valor arbitrario de 100 en tanto que otras *n*-parafinas, tienen números cetano que varían casi siempre en proporción lineal con la longitud de la cadena (Tabla 8-6). Los números cetano para los miembros de diferentes familias de hidrocarburos, son, en general, menores que para las *n*-parafinas, en el siguiente orden: *n*-parafinas, naftenos, aromáticos (lo cual, por supuesto, es el orden inverso de la excelencia de los números octano). La relación inversa de las cifras cetano y octano muestra que los combustibles de cabezal que comúnmente son malos combustibles ECH, son deseables para los motores EC. El mejor combustible diesel se encuentra en la fracción cercana al keroseno y los aceites combustibles domésticos (Fig. 8-1). (Los motores grandes, de baja velocidad, emplean mezclas de destilados y residuos.)[30] Pero esta parte del crudo es la mejor materia prima para la desintegración catalítica y la demanda de gasolina es mayor (y el precio elevado). Por esta razón la desviación de los combustibles de cabezal para ser desintegrados en gasolinas, requieren que la materia prima que se va a desintegrar, sea suministrada para las demandas de aceite combustible del mercado. Antes de que esos depósitos puedan venderse deberán ser procesados otra vez para asegurar su calidad como combustible EC. Por estas consideraciones, el costo de los aceites combustibles para los motores diesel modernos, ha aumentado y será aproximadamente igual al de la gasolina en un futuro no lejano. Aun cuando esta discusión se ha hecho en torno a los combustibles diesel para motores EC de alta velocidad, se aplican las mismas notas para los combustibles usados en turbinas de gas y propulsión a chorro, porque para todo ese equipo, el encendido es de importancia principal.

Por lo tanto, los aceites combustibles vendidos en el mercado, son productos tanto de cabezal, de desintegración como mezclados. La tendencia de la desintegración catalítica, para disminuir la fracción del combustible de cabezal, disponible para los motores diesel de alta velocidad, se deduce de la Fig. 8-1.

Los requisitos para un buen combustible EC, no se establecen tan fácilmente como lo fue para la gasolina. Se llega a esta situación, por la complejidad que añade el motor EC con su heterogéneo proceso de combustión, el cual es afectado grandemente por las características de inyección. Sin embargo, pueden hacerse las siguientes observaciones generales:

[30] En los campos petroleros distantes de la transportación es común centrifugar el aceite crudo y usar las porciones más ligeras para combustibles EC. En tales casos se emplean bombas y boquillas especiales para reducir la corrosión, aun cuando el desgaste del motor es sin duda enorme. También se emplean aceites vegetales como combustibles diesel.

1. *Características de golpeteo.* En la actualidad, el patrón es el número cetano; generalizando, el mejor combustible deberá tener un valor cetano suficientemente alto como para evitar el golpeteo objetable.
2. *Características de arranque.* El combustible debe arrancar fácilmente al motor. Este requisito exige, gran volatilidad para formar rápidamente una mezcla combustible y un número cetano alto, con objeto de que la temperatura de autoencendido sea baja.
3. *Humo y olor.* El combustible no debe promover ni humo ni olor, en el tubo del escape. En general, se requiere una buena volatilidad como primer requisito para asegurar buena mezcla y, por lo tanto, la combustión completa.
4. *Corrosión y desgaste.* El combustible no deberá ocasionar corrosión, después de la combustión. Este requisito parece referirse directamente al azufre, ceniza y residuos del combustible.
5. *Fácil manejo.* El combustible debe ser un líquido que fluya fácilmente, bajo todas las condiciones que se presenten. Este requisito, se mide por el punto de fluidez y la viscosidad del combustible. El combustible debe tener también, un punto de inflamación elevado puesto que una ventaja del motor EC es el empleo de combustibles con poco riesgo de encendido.

La discusión de las escalas cetano y los combustibles correspondientes, se reservan para el Cap. 9.

8-20. Especificaciones para aceite combustible. En esta sección se presentará un resumen de las pruebas y su significado, correspondientes al aceite combustible.

VISCOSIDAD. La viscosidad de un fluido se define exactamente como la relación del esfuerzo cortante entre la velocidad de corte y es una medida de la resistencia que opone el fluido para fluir. En la práctica el término viscosidad se refiere al tiempo necesario para que una cantidad del fluido escape a través de un orificio [31] sometido a la fuerza de gravedad. Para hacer posibles las comparaciones, el tubo y el orificio se han normalizado y la prueba lleva el nombre del inventor del aparato. En este país * el viscosímetro Saybolt es el más empleado y una viscosidad de 100 seg a 38°C (100°F) indica

[31] Prueba ASTM D 88–38: La Viscosidad Mediante el Viscosímetro Saybolt.

* EE. UU. A. (N. del T.).

que 60 ml de aceite a 38°C (100°F), requieren 100 seg para fluir por un tubo y un orificio, hechos con las especificaciones de Saybolt. El aparato para la viscosidad Saybolt, se muestra en la Fig. 8-21.

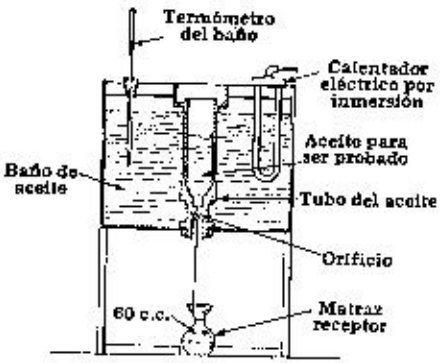


FIG. 8-21. Aparato Saybolt para pruebas de viscosidad

Como la viscosidad cambia rápidamente con la temperatura, un valor numérico de ella no tiene significado a menos que se especifique la temperatura de la prueba. Las temperaturas normales para anotar las pruebas hechas con el Viscosímetro Universal Saybolt (abreviado SU) son 21, 38, 54, 99°C (70, 100, 130 y 210°F). El Viscosímetro Universal Saybolt se emplea para aceites que tienen tiempos de escurrimiento de 32 a 1 000 seg.

Para probar aceites más viscosos, se hace uso de un instrumento similar, llamado el Viscosímetro Saybolt-Furol que tiene un orificio mayor. La palabra "Furol" es una contracción de la frase fuel and road oils. La prueba se hace exactamente como la hecha en el tubo Universal, permitiendo que se escapen hacia un depósito 60 ml de aceite a través de un orificio. El tiempo de esta prueba no debe ser menor de 25 seg. Las temperaturas normales de la prueba son 25, 38, 50 y 99°C (77, 100, 122 y 210°F).

Los resultados de la prueba Saybolt Universal expresados en segundos no guardan una relación lineal con la viscosidad absoluta, a menos de que el tiempo exceda de 200 seg. Por ejemplo un aceite con una viscosidad Saybolt de 35 seg tiene aproximadamente el doble de la viscosidad absoluta de un aceite titulado a 32 seg. Sin embargo, la simplicidad de la prueba ha permitido que sea ampliamente usada; y cuando se emplea junto con diagramas y especificaciones, se obtiene fácilmente la clasificación de los aceites comerciales. Con el tiempo t en segundos Saybolt, la viscosidad cinemática ν del aceite en pies cuadrados por segundo, queda dada por la relación,

$$\nu = 0.00000237t - \frac{0.00194}{t} \qquad (8\text{-}4)$$

La viscosidad cinemática es la viscosidad absoluta Z dividida entre la densidad en unidades convenientes.*

La viscosidad del combustible ejerce una gran influencia sobre la forma del rocío: por ejemplo, altas viscosidades producen poca atomización (gotas de gran tamaño) y mayor penetración del chorro. En cámaras pequeñas de combustión, el efecto de la viscosidad puede ser crítica por lo cual se especificarán valores máximos y también mínimos. Nótese que un motor frío, con aceite viscoso, recibirá casi siempre como consecuencia, un caudal compacto dentro de la cámara de combustión y el arranque se dificulta en tanto que, invariablemente aparecerá el escape humeante.

Si la viscosidad del combustible es baja, se acentúa su fuga por las paredes del émbolo de la bomba (Fig. 1-3), especialmente cuando hay desgastes. Estas fugas no son objetables por sí mismas, pero evitan la correcta dosificación del combustible. Además, las cualidades lubricantes de los combustibles de baja viscosidad, son generalmente pobres.

La viscosidad US, requerida para la mayoría de los motores de alta velocidad, oscila entre 35 y 70 seg [38°C (100°F)]. Cuando se usan destilados espesos, en motores de baja velocidad, generalmente, se precalientan para reducir su viscosidad a un valor conveniente.

GRAVEDAD. La gravedad es un indicio de la densidad o peso por unidad de volumen del combustible. La *gravedad específica* se define como el peso de la unidad de volumen del fluido [por ejemplo, a 15°C (60°F)], comparado con el mismo volumen de agua [a 15°C (60°F)]. La temperatura de los fluidos no necesita ser igual, indicándose mediante una abreviatura [15°C/15°C (60°F/60°F), para los datos anteriores]. La gravedad American Petroleum Institute (API) se define en función de la gravedad específica como:

$$\text{Gravedad API Baumé} = \frac{141.5}{\text{Gr. Esp. a } 60°\text{F}/60°\text{F}} - 131.5 \qquad (8\text{-}5)$$

Como la gasolina se vende en unidades de volumen [litros (galones)] la gravedad específica o la gravedad API, son importantes para determinar el peso del material comprado. En general, las gravedades API altas, implican números cetano altos de los combustibles.

AZUFRE. Lo discutido en el Art. 8-17, se aplica igualmente al azufre en el aceite combustible y la prueba de corrosión también es aplicable a éste, si bien, el contenido de azufre de la gasolina, se mantiene dentro de un bajo porcentaje (0.10% o menos, Tabla 8-12), la cantidad (de azufre no corrosivo) encontrada en los aceites combustibles es mucho mayor, aun cuando se ha encontrado que el desgaste [32] creciente en el motor, es ocasionado tanto por los depósitos carbonosos en el émbolo y anillos, como por la degradación del aceite lubricante. Es de creerse [33] que el desgaste y fallas

* En el sistema métrico la unidad de medida de la viscosidad absoluta es el pois = 1 dina seg/cm² y el centipois = 1 pois/100. Para la velocidad cinemática el stoke = 1 cm²/seg y el centistoke = 1 stoke/100. (N. del T.)

[32] L. A. Blanc, "Sulphur in Fuel Seen Shortening Diesel Life", SAE National Fuels Meeting, Tulsa, noviembre, 1947.

[33] G. H. Cloud y A. J. Blackwood, "The Influence of Diesel Fuel Properties on Engine Deposits and Wear", Trans. SAE, noviembre, 1949, Pág. 408.

que provienen del azufre en el combustible, resultan de la formación de trióxido de azufre en el proceso de combustión diesel, con su gran cantidad de aire en exceso. El trióxido ataca al aceite lubricante en las paredes del cilindro formando materiales resinosos que endurecen quedando como barniz y carbón. También se une con H_2O para formar ácido sulfúrico. El desgaste resulta ya sea por la corrosión ácida o por la abrasión de los residuos carbonosos. Parece ser que un contenido de azufre superior a 1.0% es perjudicial, en tanto que cantidades de 0.5% son económicamente admisibles.

Residuo de carbón. Cuando se quema un combustible, con una cantidad limitada de oxígeno, se obtiene, generalmente, un producto llamado *residuo de carbón*. Este representa el constituyente final más pesado, de un combustible líquido (igual que el contenido de goma, si la hay), y lo más probable, es que se escape de la combustión completa y por lo tanto ceda carbón al motor. En la prueba Conradson [34] para el carbón, se coloca una muestra del combustible en un crisol, el cual se calienta a altas temperaturas durante un tiempo relativamente grande. El porcentaje en peso del residuo, con respecto a la muestra original, es el residuo de carbón. Para aceites destilados, ligeros, la prueba se hace, usualmente, a un 10% del remanente obtenido en una prueba de destilación, reportando el residuo carbonoso bajo esta base.

Los residuos de alto carbón contribuyen a dejar depósitos en la cámara de combustión y en derredor de los extremos de las toberas, interfiriendo así con la forma del rocío.

Ceniza. Al hacer pruebas referentes a la ceniza, se calienta el aceite hasta que los vapores se incendian. Cuando se disipa la llama, cualquier material carbonoso es oxidado, calentándolo en una llama o en un horno de mufla. El residuo que no se quema, se llama *ceniza*.

El contenido de ceniza es un índice de lo abrasivo de los productos de la combustión, que ocasionarán desgaste en el motor.

Agua y sedimentos. De todas las especificaciones para el aceite combustible, el factor limpieza, es probablemente el más importante, debido a la precisión de acoplamiento de las partes de la bomba del combustible y las toberas. Han sido dañados más motores por la suciedad y el agua en el aceite, que por cualquier otra deficiencia en sus especificaciones. Ni el agua, ni los sedimentos son desalojados de los aceites pesados, tan rápidamente como lo son de la gasolina. La presencia del agua salada es especialmente dañina, por corrosiva.

Punto de inflamación. El punto de inflamación, es la temperatura más baja del fluído, que permite se formen vapores inflamables. Se le encuentra, calentando lentamente al combustible y pasando una llama por la superficie líquida. Se obtiene una llama distinta en el *punto de inflamación*.

El punto de inflamación es importante por motivos de seguridad y es un índice del riesgo de incendio. La temperatura exacta, difiere con el aparato y el procedimiento de prueba. Las gasolinas más volátiles, se inflaman a temperaturas abajo de −18°C (0°F), en tanto que el punto de inflamación de los kerosenos varía entre 38 y 71°C (100 y 160°F). La mayoría de los aceites pesados tienen puntos de inflamación entre 66 y 149°C (150 y 300°F).

[34] Prueba ASTM D 189–41: Residuos de Carbón de los Productos de Petróleo.

Destilación. La escala de la destilación deberá ser lo más baja posible, sin que afecte indebidamente, al punto de inflamación, la calidad del encendido o la viscosidad del combustible. Las características más importantes de la destilación son: una baja temperatura para el 50% de destilado, tendiente a evitar el humo y bajas temperaturas para el 90% de destilado y para el punto final de la destilación, tendiente a asegurar muy pocos residuos de carbón. Para el punto final, son deseables temperaturas inferiores a 371°C (700°F). El humo y el olor del escape son influidos muy directamente por la volatilidad, puesto que los combustibles más volátiles vaporizan rápidamente y en consecuencia, dan mejores mezclas para la combustión. Por esto, la temperatura del 50% de destilación es el mejor índice en todos los problemas de las mezclas, en lugar de la temperatura correspondiente al 90% (sin embargo, véase el Art. 15-9).

Calidad de encendido. El fácil encendido del aceite combustible en el motor,[35] ocasionado por el autoencendido, se llama la *calidad de encendido* del combustible. Se han hecho muchos esfuerzos para relacionar las propiedades físicas del combustible con el número cetano, que es el índice usual de la calidad de encendido. Como los combustibles parafínicos tienen cifras cetano altas, se ha propuesto que la cantidad de compuestos parafinados en el aceite combustible, sea relacionada con la calidad del encendido. Esta valoración se hace midiendo el *punto de anilina* o la temperatura a la cual el combustible y la anilina son completamente miscibles. Como la anilina es un compuesto aromático, se obtiene la solubilidad a temperaturas elevadas, para los combustibles parafínicos y a temperaturas relativamente bajas, para los combustibles aromáticos. El *número índice Diesel* se ha encontrado empíricamente, para relacionar aproximadamente el número cetano de la mayoría de los combustibles comerciales (Fig. 8-22). Se le define como:

$$\text{DI} = \frac{\text{Punto de anilina (F)} \times \text{gravedad API (60°F)}}{100} \qquad (8\text{-}6)$$

Sin embargo, las relaciones empíricas como ésta pueden ser un tanto erróneas, especialmente con los combustibles mezclados que aparecen con gran frecuencia, en el mercado.

Las cifras DI y cetano, para la mayoría de los motores diesel de alta velocidad, deberán ser del orden de 50–60. Los números cetano abajo de 40, ocasionan escape humeante junto con el aumento del consumo de combustible y pérdidas de potencia. Esta tendencia disminuye, cuando se emplean combustibles más volátiles; inversamente, los combustibles menos volátiles tendrán números cetano mayores para evitar el humo. En general, si el motor diesel arranca y huelga satisfactoriamente y trabaja suavemente a plena carga, no se obtendrá una ganancia aumentando el número cetano del combustible.

Punto de fluidez. El punto de fluidez se determina [36] enfriando una muestra de aceite en un recipiente para pruebas hasta que, al pasarlo de la posición vertical a la horizontal, no ocurra ningún movimiento perceptible del aceite (durante 5 seg). En la Fig. 8-23 se muestra el aparato.

[35] El motor y la prueba se describen en el Art. 9-8.

[36] Prueba ASTM D7-20: Puntos de Niebla y Fluidez.

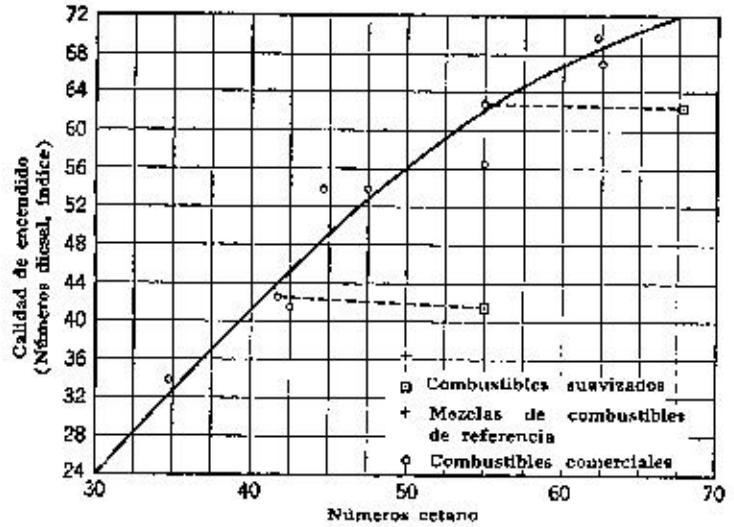


FIG. 8-22. Relación entre el número cetano y el índice diesel

El punto de fluidez es importante, solamente cuando se trabaja el motor a bajas temperaturas. En tales casos, el aceite deberá tener un punto de fluidez de 6 a 8°C (10 a 15°F), abajo de la temperatura de trabajo. El punto de fluidez es un indicativo de la temperatura abajo de la cual no es posible usar la alimentación del combustible por gravedad, desde el depósito de almacenamiento al motor; por supuesto que si se agita el combustible, sí será posible bombearlo a temperaturas por abajo del punto de fluidez.

PODER CALORÍFICO. El poder calorífico del combustible se llama *calor de combustión* y se determina, quemándolo con oxígeno en una bomba [37] y tomando nota de la elevación de la temperatura del baño refrigerante (Art. 4-5). La cantidad de calor transferida al refrigerante, dependerá parcialmente, de que todo o parte del vapor de agua formado por la combustión se condense. Si se condensa todo el vapor de agua, se obtiene el *poder calorífico superior*; si no se condensa nada del vapor de agua, se obtiene el *poder calorífico inferior*.

Es costumbre en este país * basar el cálculo del rendimiento térmico en el poder calorífico superior, sin embargo, el poder calorífico inferior, se está utilizando con más frecuencia (Art. 4-7).

Para obtener un valor razonablemente correcto del poder calorífico superior (HHV), se utilizan las fórmulas [38] empíricas modificadas de Sherman-Kropff; en las cuales API Bé, representa la gravedad Baumé del combustible a 16°C (60°F).

[37] Prueba ASTM D 240-39: Valor térmico del Aceite Combustible.

* EE. UU. A. (N. del T.).

[38] *Journal of the American Chemical Society*, Vol. 30, Núm. 10 (octubre, 1908), Pág. 1626.

$$HHV = 18\,650 + 40(\text{API Bé} - 10) \text{ Btu por lb para aceite combustible}$$
$$HHV = 18\,440 + 40(\text{API Bé} - 10) \text{ Btu por lb para keroseno}$$
$$HHV = 18\,320 + 40(\text{API Bé} - 10) \text{ Btu por lb para gasolinas}$$

Para aceites combustibles pesados:[39]

$$HHV = 17\,645 + 54 \times \text{API Bé Btu por lb}$$

Adviértase que en tanto que aumentan los Btu por lb al aumentar la gravedad API, disminuyen los Btu por gal (galón). Es decir, parece ser que los combustibles de bajo API son los deseables, sin embargo, los combustibles con gravedad API baja, generalmente tienen temperaturas altas de destilación y residuos; por lo tanto, dan bajos rendimientos de combustión.

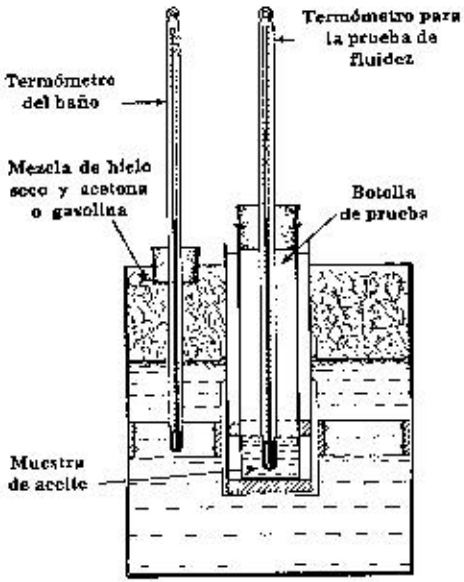


FIG. 8-23. Aparato para el punto de fluidez

Las relaciones aproximadas entre las propiedades del combustible, se muestran en la Fig. 8-24. En consecuencia cuando se especifican los valores del número cetano y la viscosidad, automáticamente se selecciona la volatilidad y la gravedad como consecuencia de las dependencias entre sus propiedades (a menos que se emplee combustible goteado, Art. 9-10).

[39] Faragher, Morrell, y Esser, "Relationship between Calorific Values and Other Characteristics of Residual Fuel Oil", *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 21 (1929), Pág. 923.

8-21. Clasificaciones de los aceites combustibles. En la Tabla 8-13 se muestra la clasificación por grados de los aceites combustibles. Los grados 1 y 2 se recomiendan para motores de alta velocidad (arriba de 1 200 rpm), considerando que la alta velocidad del grado 1, lo hace conveniente para vehículos usados en las calles de la ciudad, en donde son indeseabes los humos del escape. El grado 3, es un combustible de baja volatilidad para motores de velocidad media (500–1 200 rpm). Los grados más pesados, son los menos costosos para motores de baja velocidad.

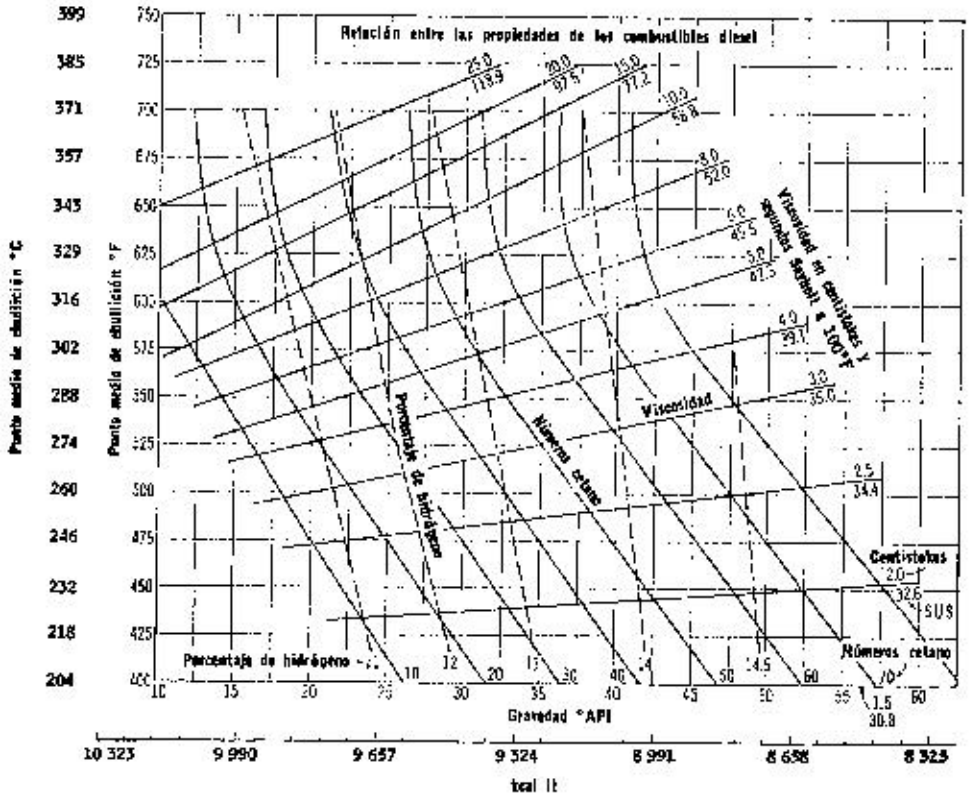


FIG. 8-24. Diagramas de relaciones para las propiedades físicas de los aceites combustibles diesel. (Tomado de la Ref. 13)

Los combustibles para las turbinas de gas, pueden juzgarse con el mismo criterio de los combustibles diesel, excepto que el requisito del número cetano no necesita ser incluido (por supuesto que la calidad de encendido del combustible está en tal forma relacionada

TABLA 8-13. CLASIFICACION DEL ACEITE COMBUSTIBLE*

Nombre dado en la refinería	Keroseno aceite combustible No. 1	Aceites combustibles destilados: Aceite combustible No. 2	Aceite combustible No. 3	Aceites combustibles residuales: Aceite combustible No. 5	Aceite diesel
Proceso	De cabezal	De cabezal	Mezclas de productos de cabezal, de gración catalítica	desintegración térmica y de destinte-	
Usos principales	Calefacción, iluminación doméstica, motores diesel de alta velocidad, autotransportes urbanos	Motores diesel de alta y media velocidad	Calefacción doméstica, motores diesel de alta, media y baja velocidad, camiones, plantas de energía para ferrocarriles; estacionarias y marinas	Calefacción industrial, plantas de vapor generadoras de energía, motores diesel de baja velocidad principalmente marinos	Motores diesel de baja velocidad, principalmente marinos
Destilación ASTM					
Punto 10% °F	370–400	400–440	480–510	.....	.....
Punto 90% °F	460–500	560–590	600–660	650 hasta 700	650 hasta 700
Punto final de ebullición °F	510–575	600–650	700–775	.....	.....
Número cetano	40–65	40–68	30–45	15–40	20–40
Gravedad API	40–46	34–38	28–32	16–24	20–28
Gravedad específica	.825–.797	.855–.835	.865–.845	.959–.910	.934–.887
Calor de combustión (neto) Btu/gal	135 800–132 400	139 400–137 000	140 600–138 200	143 100–140 600	150 700–145 600	148 100–143 000
Viscosidad a 100°F Segundos-Saybolt	29–32	34–39	34–42	34–50	50–150	40–150
Azufre % en peso	0.04–0.1	0.1–0.8	0.1–0.8	0.2–1.2	0.5–2.0	0.5–1.5
Residuo de carbón en 10% de sedimentos—%	Nada-0.02	0.02–0.07	0.02–0.25	0.01–0.2†	1.0–5.0†	0.5–5.0†
Ceniza % en peso	Nada	Nada	Nada	Nada	Vestigios–0.15	Vestigios–0.15
Agua y sedimentos—%	Nada	Nada	Vestigios	Vestigios	Vestigios–0.3	Vestigios–0.5
Punto de fluidez °F	(−80) a (−20)	(−40) a (+20)	(−40) a (+30)	(−10) a (+40)	(−10) a (+40)	(−10) a (+40)

* Tomado de W. M. Holaday y E. F. Miller, Socony-Vacuum Oil Co.
† Estas cifras son para residuos de carbón en todo el combustible.

con otras propiedades, tales como la volatilidad, que pocos cambios se pueden hacer en él). Por lo tanto, el keroseno que corresponde, muy aproximadamente, con el grado 1 de la Tabla 8-13, es un combustible superior para la turbina de gas, teniendo buen arranque, baja producción de humo y características de pocos residuos. Sin embargo, el costo del keroseno es elevado y por ello se selecciona el combustible para las turbinas de gas; de los grados de aceite combustible que correspondan lo más cercano posible al grado 5 (de la Tabla 8-13), cuando menos para funcionamiento estacionario. Como la turbina de gas funciona con una gran cantidad de exceso de aire, los combustibles pesados pueden emplearse fácilmente, sin excesivo humo o residuos. Sin embargo, cuando se tienen cambios rápidos de velocidad, el problema de que se apague la combustión (Art. 4-14), se simplifica con el empleo de combustibles volátiles.

8-22. Combustibles gaseosos. Los combustibles más baratos para los motores de combustión interna, son, generalmente, gases que se obtienen como subproductos. Con el aumento de las tuberías que atraviesan el país, el *gas natural* ha adquirido mayor importancia como combustible industrial. La línea transcontinental va desde Texas a Nueva York, una distancia de 2 944 km (1 840 mi*).

El *gas de hornos de coque*, se deriva de la destilación del carbón bituminoso, en la manufactura de coque metalúrgico. El *gas de alto horno*, es un subproducto de la fundición del mineral de hierro.

En la Tabla 8-14 se muestran los análisis de los combustibles gaseosos.

TABLA 8-14. ANALISIS DE COMBUSTIBLES GASEOSOS

GAS	Componentes % en volumen										Poder calorífico			
	CH_4	Otras parafinas	Ilustrantes C_2H_4	Ilustrantes C_6H_6	CO	H_2	CO_2	O_2	N_2	kcal/m³ (Bruto)	Btu/pie³ (Bruto)	kcal/m³ (Neto)	Btu/pie³ (Neto)
Natural (Texark)	96.0	....	....	....	....	....	0.8	..	3.2	8 607	967	7 770	873
Natural (Ark)	52.54	11.95	....	....	....	....	3.51	..	32.0	7 485	841	6 609	765
De alto horno	0.5	....	....	....	27.5	3.0	10.0	1.0	58.0	908	102	890	100
Horno de coque	35.9	....	2.6	0.9	6.6	47.3	2.2	0.3	6.0	5 260	591	4 673	525
Aguas negras	62.0	....	....	....	....	....	35.0	..	3.0	....	....	5 073	570

* mi = millas. (N. del T.)

PROBLEMAS

1. Distinguir entre los términos *reservas probadas* y *recursos*.
2. Explicar qué se entiende por la *base* del aceite.
3. ¿Qué es la gasolina natural?
4. Distinguir entre combustibles de cabezal y desintegrados.
5. Explicar la diferencia entre hidrocarburos desintegrados y oxidados.
6. Construir las fórmulas gráficas para: 3.4 dietil hexano, 2.4 dimetil pentano, 2 metil propano y 3 metil, 3 etil pentano.
7. ¿Cuáles isómeros están representados por los compuestos del Prob. 6?
8. Indicar las fórmulas estructurales para el heptano, heptano-2, heptileno-2, nonano, 2 metil buteno-1.
9. Explicar qué se entiende por una cifra octano 70.
10. A partir de un estudio de la Tabla 8-6, establecer algunas generalidades sobre las parafinas normales.
11. ¿Por qué razón, no satisface el ajuste aire-combustible en un carburador, cuando se utilizan combustibles hidrocarburos provenientes de diferentes partes del mundo?
12. En la Tabla 8-6, nótese que las temperaturas de encendido de los combustibles, generalmente, disminuye con el aumento de su peso molecular. Esto indica que el aceite combustible es más fácil de encender en un motor, que la gasolina. ¿Corresponde esto con su experiencia personal? Explíquelo.
13. Indicar las fórmulas estructurales para el ciclobutano, metil ciclobutano y 1, 2, 3 trimetil benceno.
14. Explicar qué se entiende por una cifra cetano 60.
15. Mostrar en forma general para las familias de hidrocarburos, el orden decreciente del número octano; el orden creciente del número cetano.
16. (*a*) Se usará alcohol metílico en un motor ECH, que normalmente usa gasolina como combustible. ¿Qué cambio será necesario hacer en el carburador y en el punto caliente? (*b*) Si se usara cetano como combustible ECH ¿qué cambios serán necesarios en el carburador y en el punto caliente?
17. Discutir sobre el empleo de alcohol y una mezcla de alcohol-gasolina, como combustibles ECH.
18. Explicar por qué razón los equipos de prueba ASTM y EAD, no son equivalentes a las condiciones del motor.
19. Se encuentra que la destilación ASTM, de una gasolina típica es:

EP	89°F	(32°C)	60%	258	126
10%	127	53	70%	278	137
20%	157	69	80%	310	154
30%	190	88	90%	351	177
40%	215	102	EP	386°F	(192°C)
50%	239	115			

La pérdida fue de un 2% y el residuo 2%. Corregir los datos anteriores por las pérdidas y trazar una curva continua a través de los puntos consignados, en un papel cuadriculado de 21.59 × 27.94 cm (8½ × 11 plg).

20. Para los datos del Prob. 19, construir las curvas 8:1, 16:1 y 20:1 AV EAD. Sobreponer en estas curvas las de 1:1 y 12:1 AF EAD.

21. El combustible de los Probs. 19 y 20, se utiliza en un motor con el carburador ajustado para que dé una relación AF de 12:1. (*a*) ¿Cuál deberá ser la temperatura (real) de la mezcla en el múltiple, para una distribución aceptable del combustible con estrangulación total? (*b*) ¿Cuál deberá ser la temperatura mínima probable, para arranque frío, con este combustible?

22. Se desea obtener mejor economía del combustible con el motor del Prob. 21. ¿Qué temperatura en el múltiple se especificaría para este requisito, si la relación AF se reduce a 14:1? (Sugestión: Es importante una buena distribución.)

23. Repetir el Prob. 22, pero suponiendo el funcionamiento con estrangulación parcial. [Vacío en el múltiple de 15.24 cm (6 plg) de Hg.]

24. Para los datos del Ej. 1, supóngase que el carburador surte una relación AF de 14:1; encontrar la probable temperatura del múltiple, con estrangulación total (*a*) para una distribución aceptable y (*b*) para buena distribución (por ejemplo, 100% evaporado).

25. Construir la curva AV 16:1 para los datos del Ej. 1 para representar condiciones de estrangulamiento de 0.69 kg/cm² abs (9.8 lb/plg² abs) de presión, en el múltiple.

26. Dibujar una curva AF EAD 9:1, para el alcohol del Ej. 3.

27. Repetir el Prob. 26, pero para el benceno.

28. Dibujar una curva AF EAD 1:1, para el alcohol del Ej. 3 y encontrar la temperatura probable para el arranque.

29. Explicar por qué los combustibles volátiles son deseables para los motores dotados de carburador.

30. ¿Cuáles puntos sobre la curva de destilación controlan el arranque, el periodo de calentamiento, la obstrucción por vapor y la dilución del aceite en el cárter?

31. Si se usara una mezcla de aceite combustible y gasolina en un motor ECH ¿qué efecto tendría sobre el arranque, el periodo de calentamiento, la obstrucción por vapor y la dilución del aceite en el cárter? Explíquelo. ¿Cambiarían las respuestas si se elevara la temperatura del múltiple?

32. ¿La gasolina natural deposita goma? Dar una explicación.

33. Explicar cómo produce laca y carbón en los anillos de los émbolos y en las ranuras de los émbolos, la goma en el combustible.

34. Definir la goma real y la goma potencial.

35. ¿Por qué razón es objetable el azufre en los combustibles ECH? ¿En los combustibles EC?

36. Distinguir entre azufre corrosivo y no corrosivo.

37. ¿Por qué los aceites combustibles diesel no son productos de cabezal?

38. ¿Por qué razón son importantes las especificaciones de la viscosidad para los aceites combustibles diesel?

39. Comparar las viscosidades cinemáticas de los aceites que tienen unidades Saybolt (SU) de 32 y 35 seg.

40. Determinar la gravedad específica para aceite combustible con API Baumé de 10.

41. Comparar el costo por kcal (Btu) de poder calorífico del aceite combustible y la gasolina, cuando se compra en medidas de 4 lt (1 gal). Aceite combustible API Bé = 35, $1.75 los 4 lt; gasolina API Bé = 70, $3.13 los 4 lt.

42. ¿Forma la goma residuos de carbón, en la prueba Conradson? ¿En el motor?

43. ¿Por qué razón se consideran al humo y al olor del escape del diesel, relacionados con la temperatura del 50% de destilación?

44. Discutir el índice diesel y las razones para incluir el punto de anilina y la gravedad (véase la Tabla 8-6).

45. ¿Cuáles son las dos propiedades del aceite combustible que controlan el arranque fácil? Discutirlo.

REFERENCIAS

1. Nelson, W. L. *Petroleum Refinery Engineering*. New York: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1949.
2. Sachanen, A. N. *Conversion of Petroleum*. New York: Reinhold Publishing Corporation, 1948.
3. *Motor Fuels from Farm Products*. Department of Agriculture Miscellaneous Publication 327, diciembre, 1938.
4. Bridgeman, O. C. *Equilibrium Volatility of Motor Fuels*. National Bureau of Standards RP 694, julio, 1934, Pág. 53.
5. Brown, G. G. *The relation of Motor Fuel Characteristics to Engine Performance*. University of Michigan Bulletin No. 7, mayo, 1927.
6. Brown, G. G. *The Volatility of Motor Fuels*. University of Michigan Bulletin No. 14, mayo, 1930.
7. Moxey, J. G. "Engine Warmup with Present-Day Fuels and Engines", *Trans. SAE*, Vol. 1, Núm. 3 (julio, 1947), Pág. 441.
8. Taylor, J. L., y Gibson, H. J. "New Approach to Evaluation of Fuel Volatility and Associated Engine Variables", *Trans. SAE*, Vol. 3, Núm. 2 (abril, 1949), Pág. 307.
9. Aldrich E. W., Barber, E. M., y Robertson, A. E. "Relation of Vapor Lock to Temperature-V/L Characteristics", *SAE Journal*, Vol. 53, Núm. 7, (julio, 1945).
10. Walters, E. L., Minor, H. B., y Yabroff, D. L., "Chemistry of Gum Formation in Cracked Gasolines", *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 41, Núm. 8 (agosto, 1949), Pág. 1723.
11. American Society for Testing Materials, *ASTM Standards on Petroleum Products*.
12. Schweitzer, P. H. "Must Diesel Engines Smoke?" *Trans. SAE*, Vol. 1, Núm. 3, (julio, 1947), Pág. 476.
13. Coordinating Research Council. *CRC Handbook*.

CAPITULO 9

EL GOLPETEO Y LAS VARIABLES DEL MOTOR

En los Caps. 4 y 5, se han presentado los fundamentos físicos y químicos sobre el fenómeno de la combustión, llamado golpeteo. En este capítulo, el tema principal será la valorización del fenómeno, junto con un resumen de las condiciones físicas que ocasionan que aparezca en el motor. Después, podrá hacerse un estudio de los efectos de las variables del motor, de la estructura y los aditivos del combustible, sobre el proceso de combustión.

9-1. Autoencendido en los motores ECH y EC. Los factores que controlan el autoencendido en un motor son los siguientes (Art. 4-10):

1. Temperatura
2. Densidad
3. Tiempo (demora del encendido)
4. Relación combustible-oxígeno
5. Material suplementario (gases inertes, catalizadores, etc.)
6. Turbulencia, (que afecta a la homogeneidad de la mezcla)

En un motor ECH, la llama viaja a través de la cámara de combustión manteniéndose una proporción ordenada y elevándose la presión uniformemente dentro de ella. Adelante del frente de la llama, la mezcla que no se quemó es comprimida por la presión que va en aumento, con la consiguiente elevación en su temperatura y en su densidad. Si la demora del encendido (que es principalmente una demora química) de la mezcla no quemada, se consume antes de conseguir la formación de la llama, ocurre el autoencendido de los extremos de la masa gaseosa. Con este autoencendido, el proceso metódico de combustión se convierte en ingobernable, experimentando una violenta elevación de la presión. La energía se libera a una velocidad mayor que la prevista por el diseño y se dice que está presente el *golpeteo*. Por lo tanto, en los motores ECH, el golpeteo se caracteriza por el brusco autoencendido de la alimentación, *cerca del final del proceso de combustión*. Las porciones de mezcla gaseosa más distantes son los transgresores en el autoencendido.

En la Fig. 9-1, se ilustra un diagrama *pt*, para un motor ECH. En él se muestran los cambios de frecuencia de las vibraciones del gas, a medida que aumenta el volumen y también la magnitud de la diferencia de presiones.

En el motor EC, se inyecta combustible líquido en el seno de aire caliente, apareciendo una demora física mientras es atomizado, vaporizado, elevado en su temperatura y mezclado con el aire. En seguida, tiene lugar una demora química, antes de que aparezca la llama. Durante la demora del encendido, provocada por los factores tanto físicos como químicos, es inyectado más y más combustible dentro de la cámara de combustión. Debido a esta acumulación de combustible, al iniciarse la combustión, lo hace a gran velocidad y el impacto de la presión ocasiona que el motor vibre mientras vayan apareciendo en la cámara las diferencias de presión. El golpeteo en los motores EC, se caracteriza por un súbito autoencendido de la mezcla *muy al principio del proceso de combustión* [sin embargo, como la combustión EC, es heterogénea (Art. 4-12), puede ocurrir una continuación del autoencendido en cualquier etapa del proceso].

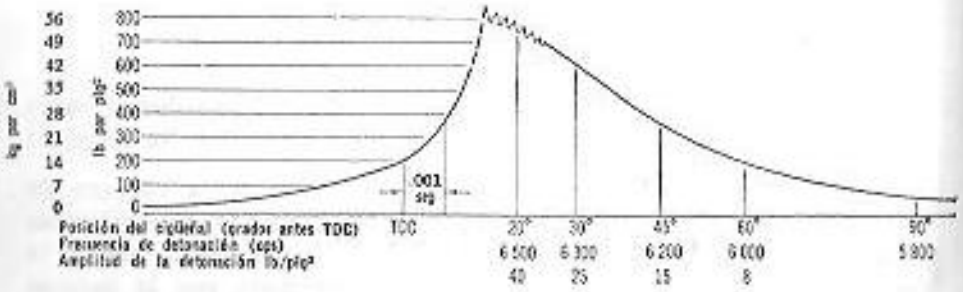


Fig. 9-1. Diagrama presión-tiempo, de un motor detonante; tomado con un indicador que utiliza un diafragma de catenaria como receptor de presión. Motor CFR; 1 200 rpm; relación 8:1; chispa 30° antes del punto muerto superior (*b*TDC); combustible de 70 octanos. (Tomado de Draper y Li, Ref. 4, Cap. 5.) El dibujo no muestra las frecuencias reales de la detonación

Las comparaciones del proceso de combustión en los motores ECH y EC, muestran que el golpeteo es originado en ambos, por el *mismo* fenómeno: el autoencendido del combustible. En el motor ECH, tiene lugar el incontrolado encendido por sí mismo, al *final* del periodo de elevación de la presión; en el motor EC, el encendido por sí mismo no controlado, ocurre muy al *principio* de la elevación de la presión (Fig. 9-2). Debido a esta diferencia en el instante en

que ocurre el autoencendido, se ha encontrado, que las condiciones que producen golpeteo en el motor ECH, deben evitarse en el motor EC. Un ejemplo de lo dicho, se vio en el capítulo de combustibles: los buenos combustibles ECH, son malos combustibles EC.

Ya que la combustión a volumen constante, es más deseable termodinámicamente (Art. 6-4), se podrá pensar que el golpeteo no es objetable en el motor. Sin embargo, las partidas del lado del debe de la contabilidad son:

1. El impacto sobre los componentes del motor y la estructura, ocasionan fallas; además, el ruido proveniente de las vibraciones de un motor siempre es objetable.
2. Es difícil asegurar si la elevación errática de presión proveniente del autoencendido no controlado, ocurrirá en el punto más favorable durante el ciclo; una desventaja especialmente aplicable a los motores multicilíndricos.

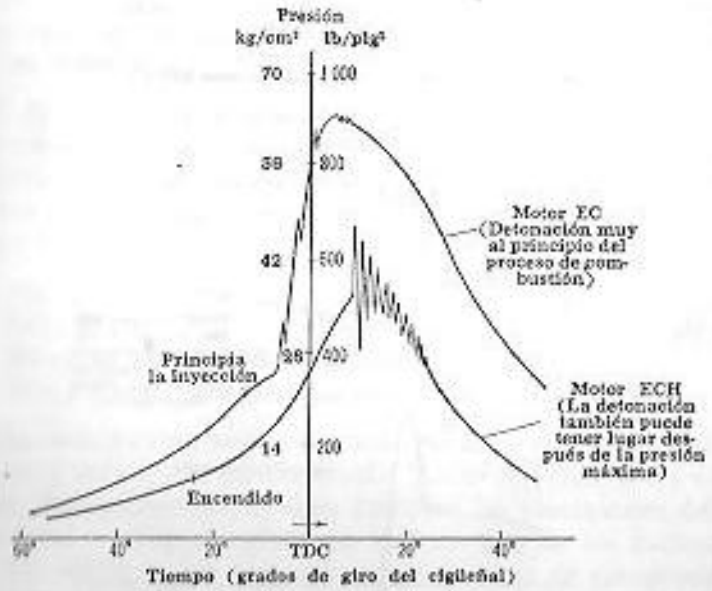


Fig. 9-2. Comparación del tiempo de detonación en los motores ECH y EC. No se ha tratado de mostrar las frecuencias reales de detonación

3. Las diferencias de presión en la cámara de combustión, ocasionan que vibre el gas y dañe las paredes de la cámara. Esta acción, reduce la resistencia de la capa metálica endurecida y facilita una pérdida superior de calor hacia el refrigerante.

4. La falta de control del proceso de combustión, conduce al preencendido y a los sobrecalentamientos locales.

Por estas razones, el golpeteo es un suceso que debe evitarse en los motores de combustión.

En la Fig. 9-3, se ilustra un diagrama tomado a un motor ECH, con un captador electromagnético (véase el Art. 5-10 y la Fig. 5-7), en el que se destaca que el golpeteo o la detonación ocurren invariablemente en los motores, en mayor o menor grado. En el primer dibujo (*a*), no es evidente el autoencendido. A medida que se aumenta la relación de compresión (*b*), aparece una ligera inflexión en (*A*),

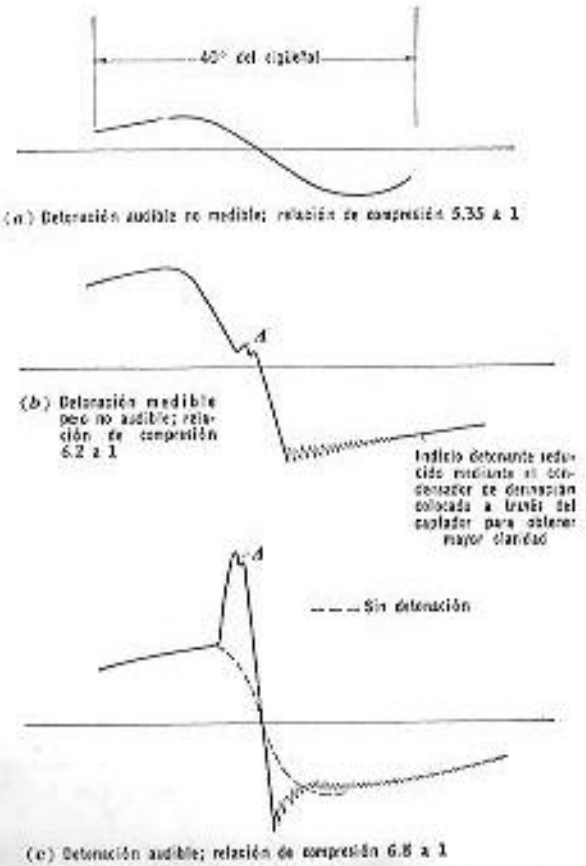


Fig. 9-3. Diagramas de relaciones detonantes y no detonantes; chispa a 32 grados antes del punto muerto superior (*b*TDC), no mostrada en los diagramas; combustible de 85 octanos; motor CFR; 900 rpm; copiado

ocasionada probablemente por un autoencendido instantáneo, y seguido por un disturbio de alta frecuencia [1] (es de presumirse, debido a que el diagrama fue forzado a seguir las vibraciones del gas). En este caso, la detonación fue inaudible. Con una relación de compresión alta (*c*), la inflexión en *A* es más severa a medida que mayor cantidad de gases se autoincendian y se presenta en este ejemplo, una detonación audible.

Por supuesto, que es muy probable que la Fig. 9-3, así como las Figs. 4-8 y 9-1, no manifiesten las vibraciones del gas o los disturbios de la presión en el cilindro, pero en cambio reflejen la habilidad del captador para transmitir las vibraciones mecánicas desde la culata. Sin embargo, como el barrido horizontal del oscilógrafo, se realiza en un instante en que sólo acontece el proceso de combustión, el captador en casi todos los ejemplos, estará reflejando cuando más un impacto que proviene del autoencendido. En consecuencia podemos decir con suficiente seguridad, que la presencia del golpeteo (impacto), en el motor, se manifiesta por los disturbios de alta frecuencia sobre los diagramas.

9-2. El golpeteo y el motor ECH. Las consideraciones sobre los factores fundamentales del autoencendido en el Art. 9-1, muestran inmediatamente que para evitar el golpeteo en el motor ECH, los extremos de la masa gaseosa, que son esencialmente una mezcla homogénea, deberán tener

A, baja temperatura
B, baja densidad
C, demora de encendido muy dilatada y
D, una relación aire-combustible, ya sea pobre o rica.

El último requisito se puede deducir, notando que las mezclas muy ricas o muy pobres son químicamente inactivas (Figs. 9-7 y 4-3).

Desafortunadamente, cuando cambian las condiciones del motor, el efecto del cambio se refleja en más de uno de los factores anteriores. Por ejemplo, un aumento en la relación de compresión, producirá aumentos tanto de la temperatura como de la densidad de la mezcla no quemada. Despreciando esta sobreposición, las condiciones de funcionamiento han sido enlistadas de modo que afecten más directamente a la variable fundamental (de temperatura, densidad, demora, etc.).

[1] Las vibraciones han sido reducidas deliberadamente mediante un condensador de paso a través del captador. Nótese, sin embargo, que los cambios han sido centrados sobre el trazo fundamental y no sobre una abscisa arbitraria (como en la Fig. 5-14)

Las reacciones de preflama en la mezcla, podrán comenzar al principio de la carrera de compresión (llamada prerreacción de la mezcla, en la Ref. 11) o fallar después del encendido mientras que la llama está barriendo a través de la cámara. Con algunos combustibles, principalmente las parafinas, ciertas partes de la mezcla se oxidan, desintegran, deshidrogenan y podrán o no, polimerizarse, tanto durante, como después de la carrera de compresión. Es así que una mezcla compleja y siempre variando, espera el arribo de la llama proveniente de la bujía.

A. FACTORES DE TEMPERATURA. Aumentando la temperatura de la mezcla no quemada, mediante cualquiera de los siguientes factores, se aumentan las posibilidades de golpeteo en el motor ECH.

1. Elevando la relación de compresión
   a. Sobrealimentando
2. Elevando la temperatura del aire de admisión
3. Elevando la temperatura del refrigerante
4. Elevando las temperaturas de las paredes del cilindro y de la cámara de combustión
   a. Abriendo el estrangulador (incrementando la carga)
5. Avanzando el tiempo de la chispa

Se recordará que abriendo el estrangulador, no habrá un cambio apreciable en las temperaturas del gas, cuando es constante la relación aire-combustible (Prob. 3). Esto es cierto, porque el aire adicional es acompañado por combustible adicional y la energía liberada por *kilogramo de mezcla*, permanece constante. Sin embargo, la energía total puesta en juego, es proporcional al peso de la mezcla en el cilindro y, consecuentemente, la apertura del estrangulador tiende a elevar la temperatura de las paredes y, por lo mismo, la de la mezcla y los extremos de la masa gaseosa.

Cuando se adelanta la chispa, el gas que se quema es comprimido por el émbolo que asciende y, por lo tanto, las temperaturas (y densidades) son radicalmente aumentadas. En consecuencia, el golpeteo es fomentado por el avance de la chispa y es aliviado por la chispa retardada.

Pueden mencionarse aquí, diferentes puntos sobre el diseño. La temperatura de la válvula del escape, es extremadamente alta [593°C (1 100°F)] y por ello deberá colocarse cerca de la bujía y no en la región de los extremos de la masa gaseosa (Figs. 9-4 y 9-5). Dichos extremos pueden enfriarse[1] efectivamente, disminuyendo el claro

[1] Véase también la sección sobre factores de tiempo (en seguida) y Art. 4-17.

entre la tapa y el émbolo, como se ve en las Figs. 9-4 y 9-5. En esta forma se tienen grandes superficies de enfriamiento para cantidades relativamente pequeñas de mezcla.

B. FACTORES DE DENSIDAD. Aumentando la densidad de la mezcla no quemada, por cualquiera de las razones siguientes, aumentará la posibilidad del golpeteo en el motor ECH:

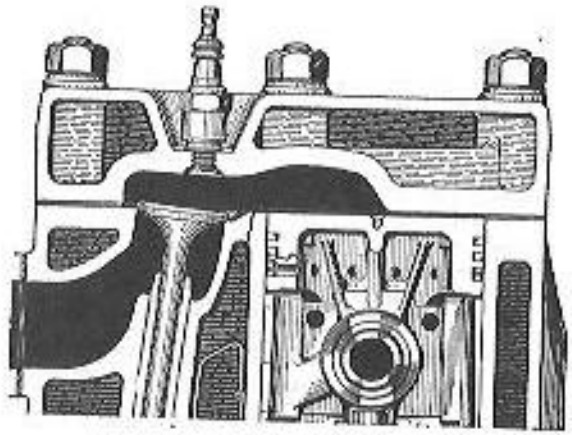


FIG. 9-4. Cámara de combustión Packard, para motor automotriz

1. Apertura del estrangulador (aumento de la carga)
2. Sobrealimentación del motor
   a. Elevación de la relación de compresión
3. Avance de la regulación de la chispa

C. FACTORES DE TIEMPO. Aumentando el tiempo de exposición de la mezcla no quemada a las condiciones de autoencendido, mediante cualquiera de los factores siguientes, se *aumentará* la posibilidad del golpeteo en el motor ECH:

1. Aumentando la distancia a que debe viajar la llama con objeto de atravesar la cámara de combustión
2. Disminuyendo la turbulencia de la mezcla y, por lo tanto, disminuyendo la velocidad de la llama (Art. 4-9)
3. Disminuyendo la velocidad del motor, ya sea (*a*) disminuyendo la turbulencia de la mezcla (Fig. 4-3) y (*b*) aumentando el tiempo disponible para las reacciones de preflama

Adviértase que si el ancho de la cámara es grande, las porciones extremas de la masa gaseosa tendrán tiempo de alcanzar la tempe-

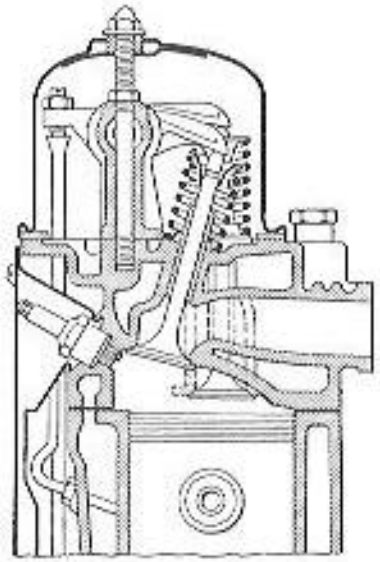


FIG. 9-5. Motor Chevrolet de válvulas angulares

ratura de autoencendido y pasar del periodo de demora antes de que la llama haya completado su recorrido. En la Fig. 9-6*a*, la llama debe viajar toda la distancia *A* y el tiempo que toma puede ser mayor del necesario para que las porciones extremas de la masa gaseosa se autoenciendan. Colocando la bujía en el centro de la cámara, como en la Fig. 9-6*b*, la llama deberá viajar solamente la mitad de la distancia *A*, con una economía proporcional, en tiempo. Se obtienen los mismos resultados, mediante el empleo de dos o más bujías, como en la Fig. 9-6*c*. Considerando un motor que trabaja a velocidad constante, la tendencia al golpeteo queda relacionada directamente, ya sea con las dimensiones de la cámara, o la colocación y número de bujías. Nótese que las construcciones mostradas en las Figs. 9-4 y 9-5, reducen la distancia *efectiva* a que debe viajar la llama, disminuyendo la cantidad de la mezcla contenida en los extremos de la masa gaseosa. Luego el autoencendido de esos extremos puede no liberar suficiente energía para producir un golpeteo audible (y esta consideración suplementa la teoría del enfriamiento de la parte *A*; véase también el Art. 4-17).

D. COMPOSICIÓN. Las propiedades del combustible y de la mezcla combustible-aire, ejercen una gran influencia sobre el golpeteo.

Las probabilidades del golpeteo aumentan por los siguientes factores:

1. Un periodo corto de demora
2. Temperatura baja de autoencendido
3. Mezclas químicamente correctas (Fig. 9-7)

Algunas veces se emplea una mezcla rica para suprimir el golpeteo y el alivio se obtiene por (1) menor tendencia al autoencendido (Fig. 9-7) y (2) y menores temperaturas obtenidas al comprimir y quemar una mezcla húmeda.

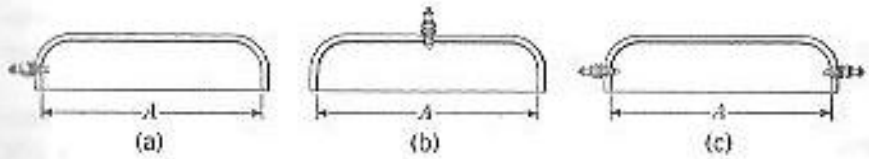


FIG. 9-6. Relación del golpeteo con la colocación de la bujía

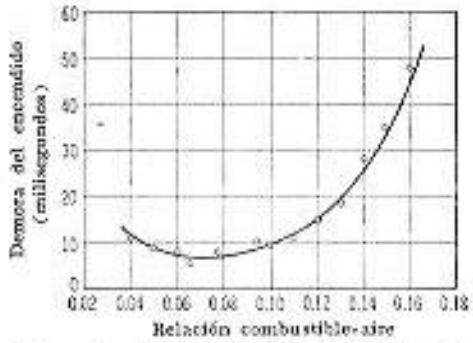


FIG. 9-7. Efecto de la relación combustible-aire, sobre la demora del encendido del iso-octano. (Tomado de Leary, Taylor, Taylor y Jovellanos, Ref. 3)

9-3. El golpeteo y el motor EC. En el motor ECH, es esencialmente una mezcla homogénea de aire y combustible, la que sufre el proceso ordinario de combustión, que es afectado sólo al final por el autoencendido. En los motores EC, se atomiza el combustible líquido dentro de aire turbulento y la demora física ocurre cuando se forma una mezcla reactiva. La combustión principia con autoencendido y el proceso es un tanto heterogéneo (Art. 4-12). La desintegración y la descomposición del combustible pueden ocurrir con la formación de productos que afecten directamente el curso de la combustión (Fig. 4-11) (en una forma un tanto similar a la reacción de preflama en el motor ECH).

El problema del golpeteo en el motor EC se complica además por la complejidad del periodo de demora física. Este periodo es influido por:

(*a*) la densidad y temperatura del aire en el cilindro.
(*b*) la atomización, penetración y características del chorro del sistema de inyección.
(*c*) las propiedades del combustible, tales como la volatilidad y la viscosidad, que afectan a las características del chorro.
(*d*) la turbulencia del aire, que favorece el mezclado.

Además, el combustible es inyectado en el cilindro durante los periodos de demoras química y física, en una proporción determinada por el sistema de inyección.

El golpeteo en el motor EC, puede provenir de los mismos factores que en los motores ECH, más la complicación introducida por las mezclas heterogéneas, por la demora física y por el sistema de inyección; pareciendo imposible un análisis racional. Sin embargo, el golpeteo audible se controla por lo que sucede muy al principio de la combustión, cuando el autoencendido tiende a ser particularmente violento, debido a la acumulación de combustible en la cámara, durante el periodo de demora del encendido. Por esta razón, un procedimiento lógico es el de aplicar los factores fundamentales del Art. 9-1 a la mezcla combustible-aire, muy al principio del proceso de combustión, en tanto que se tienen en mente las muchas variables que en realidad están presentes (Fig. 9-8).

Para *reducir* la posibilidad del golpeteo en el motor EC, los primeros elementos de combustible y aire deberán tener:

A, una alta temperatura,
B, una gran densidad,
C, una demora corta,
D, una mezcla reactiva.

Estos factores podrán introducirse en el funcionamiento del motor, aun cuando, como se hizo notar en el Art. 9-2, el efecto de un cambio en las condiciones del motor será reflejado, usualmente, por cambios en uno o más de dichos factores.

A. Temperatura. Reduciendo la temperatura de la mezcla formada inicialmente, mediante alguno de los métodos siguientes, *aumentará* la posibilidad de golpeteo en el motor EC:

1. Reducción de la relación de compresión
2. Reducción de la temperatura del aire de admisión

3. Reducción de la temperatura del refrigerante
4. Reduciendo las temperaturas del cilindro y las paredes de la cámara de combustión
   a. Disminuyendo la carga
5. Avance o retardo del comienzo de la inyección, desde la posición óptima

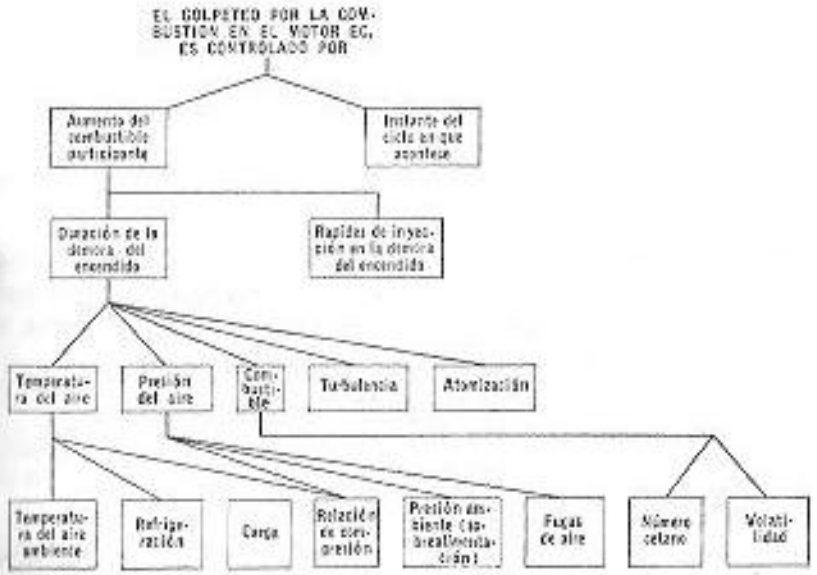


Fig. 9-8. Factores del motor, que controlan el golpeteo en el motor diesel, (Schweitzer, discusión de la Ref. 4)

El último factor, que corresponde al ajuste de la chispa en el motor ECH, se explica de la forma siguiente: Si ocurre la inyección justamente antes del punto muerto superior (TDC), el periodo de demora tendrá lugar en el TDC al alcanzar la temperatura máxima de compresión. Por otra parte, la turbulencia será mayor antes de que el émbolo alcance el TDC y llegue al reposo. Por estas razones, la menor demora del encendido es asegurada usualmente con la inyección comenzando notablemente antes del TDC [10 grados antes del punto muerto superior (*b*TDC), según la Ref. 10]. Prácticamente, la inyección del combustible después del TDC reducirá el golpeteo (y la potencia producida), porque el impacto de la presión es liberado al descender el émbolo en la carrera de potencia.

La disminución de la carga en el motor EC se efectúa restringiendo el combustible, pero no el aire y, en consecuencia, disminuyen las temperaturas medias de combustión debido a la elevada relación aire-combustible, total. Con cargas ligeras, las paredes de la cámara de combustión y del cilindro están más frías que con grandes cargas y el aire comprimido tiende hacia más bajas temperaturas.

B. Factores de densidad. Al disminuir la densidad de la mezcla formada inicialmente, mediante alguno de los métodos siguientes, *aumentarán* las posibilidades del golpeteo en el motor EC:

1. Disminuyendo la presión del aire de admisión
2. Disminuyendo la relación de compresión

En consecuencia, elevando la relación de compresión y sobrealimentando al motor EC, se tiende a reducir el golpeteo, lo inverso del motor ECH.

C. Factores de tiempo. Aumentando la cantidad de combustible en la mezcla formada inicialmente o aumentando el tiempo para formar una mezcla homogénea por cualesquiera de los métodos siguientes aumentará la probabilidad del golpeteo en el motor EC:

1. Disminución de la turbulencia del aire comprimido
2. Aumento de la velocidad del motor
3. Disminución de la presión de inyección
4. Aumento de la velocidad de la inyección

Estas condiciones requieren explicación. El efecto de la turbulencia es el de descomponer la forma del combustible proveniente del chorro inyectado y por ello promover una mezcla homogénea (Fig. 4-10). Las altas presiones de inyección estimulan la atomización. La turbulencia y las presiones de inyección elevadas, acortan la demora física, al acelerar la transición del combustible líquido en combustible vaporizado.

En la mayoría de los ejemplos, el efecto de aumentar la velocidad es el de aumentar el golpeteo. Ya que la bomba del combustible está engranada al motor, al duplicar la velocidad de éste, se duplicará la cantidad de combustible inyectado por unidad de tiempo (aumento de la relación de inyección). Si la demora del encendido del combustible fuera a ser constante (en milisegundos), será inyectado el doble de la cantidad normal de combustible durante la demora y, por ello, la elevación de la presión inicial será particularmente violenta. Afortunadamente, la demora del encendido no es constante sino que

disminuye al aumentar la velocidad, debido al aumento de la turbulencia, de la presión de inyección y a las altas temperaturas. Se alcanzan las altas temperaturas del aire comprimido y de las paredes de la cámara, porque a altas velocidades se dispone de menos tiempo para la disipación del calor. En la Fig. 9-9, se muestran las demoras del encendido obtenidas en un motor particular a diferentes velocidades. Nótese que para un combustible seleccionado disminuyen las demoras del encendido con la velocidad aun cuando aumente la cantidad de combustible acumulado en el periodo de demora. Nótese también que la demora puede alcanzar un valor constante a velocidades de 3 000 a 4 000 rpm.

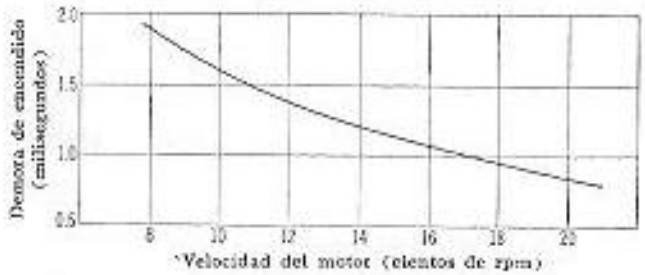


Fig. 9-9. Demora del encendido y velocidad del motor GM diesel. Combustible de 57 cetanos. (Tomado de F. G. Shoemaker y H. M. Gadebush, *SAE Journal*, julio, 1946)

La división exacta de las demoras de encendido en las partes químicas y físicas es difícil. A bajas temperaturas es concebible que la demora química sea el factor de control, en tanto que a temperaturas elevadas la reacción química es rápida y la demora física puede ser la mayor porción del período total de tiempo. Luego la Fig. 9-9 podrá ser alterada por cambios ya sea en la relación de compresión, la turbulencia, el tiempo de la inyección, la viscosidad y volatilidad del combustible (y estas propiedades afectan directamente a la demora física) o, por el número cetano del combustible.

D. Composición. Las probabilidades de golpeteo en el motor EC, aumentan por los factores siguientes:

1. Grande demora del encendido
2. Temperaturas elevadas de autoencendido
3. Baja volatilidad (en general)
4. Alta viscosidad

Los combustibles de alta volatilidad y baja viscosidad son generalmente preferibles con objeto de promover rápidamente una mezcla homogénea (Art. 8-20) y reducir así la demora física. (Estos factores se han incluido aquí para el motor EC, y no para el ECH, porque la volatilidad de los combustibles ECH se ajustan para la distribución y no para el golpeteo.) Por otra parte, un combustible altamente volátil detonará mal, porque al emplearlo, se estará suministrando una mayor cantidad de mezcla combustible durante el período de demora. Con esta contradicción, no sólo es difícil, sino imposible, predecir correctamente la reacción del combustible diesel, ya que el mecanismo de formación de la mezcla varía con diferentes motores (Fig. 15-38).

9-4. Grados de golpeteo de los combustibles ECH. Los grados de golpeteo de una gasolina, se encuentran comparando el golpeteo bajo condiciones de funcionamiento prescritas en un motor especial, con los *combustibles primarios de referencia* (Arts. 8-5 y 8-9). Estos combustibles son el *n*-heptano con un número "octano" 0; y el 2,2,4 trimetil pentano (iso-octano) con un número octano de 100. Un grado * octano de 60 indica que el combustible tiene la misma tendencia al golpeteo en una máquina normal bajo condiciones definidas de funcionamiento, que una mezcla de 60 partes de iso-octano y 40 partes de *n*-heptano en volumen. La escala se extiende arriba de 100, añadiendo tetraetilo de plomo (TEL) al iso-octano; y así se dice que un combustible es equivalente al iso-octano más, por ejemplo, 5 ml de TEL (por galón) 1.31 ml por lt de TEL. Podrá pensarse que los grados octano se determinan en cualquier motor conveniente, bajo diversas condiciones de funcionamiento; comparando el combustible con mezclas de combustibles de referencia. Sin embargo, el problema no es tan simple, porque se encuentra que las condiciones de comparación son distintas para motores diferentes en condiciones de funcionamiento desiguales y con combustibles distintos (como se puede inferir del Art. 9-2). Debido a esta complejidad, están en uso diversos métodos de valuación del golpeteo (Tabla 9-1).

En cada una de las pruebas de la Tabla 9-1 deberá utilizarse un motor de norma construido a especificaciones exactas (según permiso del constructor), bajo condiciones de funcionamiento prescritas (de velocidad, temperatura, etc.). Un sumario de las variables se

* Pero en este capítulo se utiliza el número octano para designar mezclas de combustibles primarios de referencia. Así, una mezcla de 60 partes de iso-octano y 40 partes de *n*-heptano, tiene un número octano por *definición* de 60 y este número no es afectado por el método de prueba.

muestra en la Tabla 9-2. Nótese que la velocidad, la relación de compresión, la presión de admisión, la temperatura, el avance de la chispa, la relación combustible-aire y el grado del golpeteo, pueden tener valores diferentes para cada prueba. La razón para estas variaciones es que los grados de golpeteo del combustible están relacionados con el servicio que encuentre el combustible. Este tema será examinado en el Art. 9-6.

TABLA 9-1. METODOS DE ESTIMACION DEL GOLPETEO* PARA COMBUSTIBLES ECH

Nombre	Objetivo	Especificación ASTM	Designación CRC†
Método de investigación	Motores tipo automotriz	D 908-47T	Método F-1
Método del motor	Motores tipo automotriz	D 357-47	Método F-2
Método de aviación	Motores de aviación con mezclas pobres (condiciones de travesía)	D 614-47T	Método F-3
Método de sobrealimentación	Motores de aviación con mezclas ricas (condiciones de potencia).	D 909-47T	Método F-4

* Las especificaciones con el sufijo T son tentativas. Sin embargo, el objetivo ahora (y después) es el de ilustrar el plan y no los detalles de la prueba.
† Coordinating Research Council.

Los motores para los Métodos del Motor de Investigación y de Aviación son muy similares (muchas de sus partes son intercambiables), teniendo un cilindro, válvulas en la cabeza y relaciones de compresión variables (Fig. 9-10). La relación de compresión variable se consigue haciendo la cabeza y el cilindro de una pieza. Este cilindro puede subir o bajar mediante una manivela *A* (Fig. 9-10) variando así el volumen de compresión y, por lo tanto, la relación de compresión, puesto que la carrera del émbolo es constante. La velocidad se mantiene esencialmente constante mediante un generador síncrono movido por el motor de combustión y conectado a líneas de transmisión de C.A. El generador limita la velocidad del motor a un submúltiplo de la frecuencia de la línea. El carburador del motor dispone de tres tazones (*B*) y el combustible surtido por cada uno de ellos se puede variar, variando así la relación aire-combustible. Para efectuar la prueba, el combustible estudiado se coloca en uno de los tazones en tanto que las mezclas de los combustibles de referencia se colocan en los otros dos. En los "Métodos del Motor y de Investigación" se mide el golpeteo, ya sea mediante un pasador con movimiento alternativo o mediante un medidor de vibración (no mostrado). El pasador (*D*, en la Fig. 9-10) lleva unido en uno de sus extremos, un diafragma y se coloca en el motor de tal forma que dicho diafragma (*E*, en la Fig. 9-11) quede expuesto directamente a las presiones de la combustión. Al presentarse el golpeteo, el pasador *F* sube y cierra los contactos *G*, a mayor golpeteo mayor

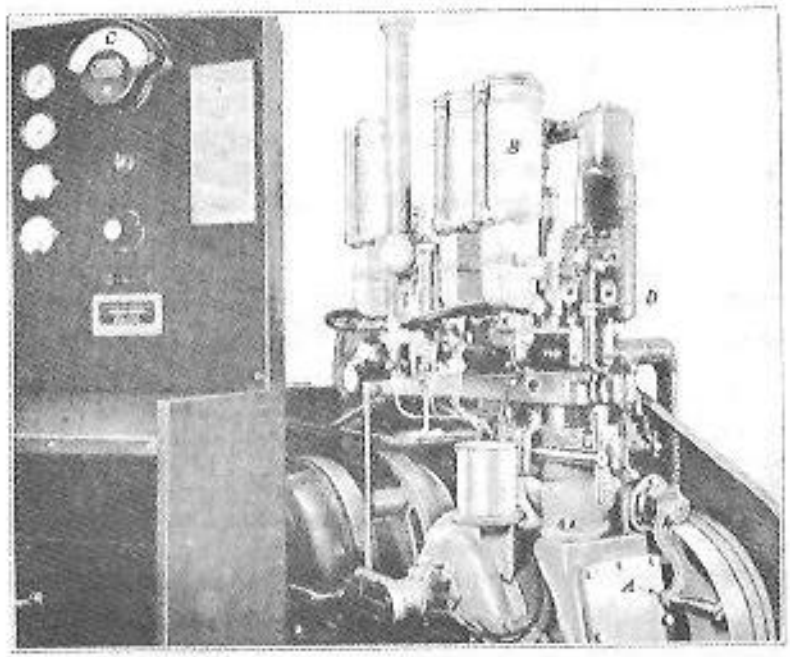


FIG. 9-10. Motor Waukesha ASTM-CFR para valorizar los grados de golpeteo de la gasolina

tiempo, en que los contactos estarán cerrados. El circuito incluye una fuente de energía eléctrica y un indicador de carátula llamado el medidor de golpeteo que está graduado arbitrariamente desde 0 a 100. No obstante, el medidor de golpeteo se utiliza principalmente para establecer un nivel de intensidad del fenómeno y la comparación se hace esencialmente con esas lecturas como norma.

MÉTODOS DEL MOTOR Y DE INVESTIGACIÓN. El motor funciona bajo las condiciones específicas de la Tabla 9-2, pero con una relación de compresión definida y una mezcla definida de combustibles de referencia. El golpeteo obtenido bajo estas condiciones de norma se llama *el golpeteo normal*,[1] y con él se ajusta el medidor para que indique 55 unidades. Este procedimiento normaliza la intensidad del golpeteo, el cual ya podrá reproducirse para diferentes relaciones de compresión (solamente que con combustibles de números octano diferentes) al tener indicada la marca 55 en el medidor.

El número octano desconocido de un combustible de prueba, se determina en la forma siguiente: Se hace funcionar el motor con el combustible a probar, ajustando la relación aire-combustible para golpeteo máximo. En seguida, se varía la relación de compresión hasta que la intensidad del golpeteo

[1] En términos generales, el golpeteo normal en el "Método de investigación" es ligeramente más severo que en el "Método del motor", debido a las diferencias en las condiciones de funcionamiento".

TABLA 9-2. CONDICIONES DE OPERACION EN LOS DIFERENTES METODOS DE CALIBRACION DEL GOLPETEO

Método	Número octano*	Relación de compresión	Presión de admisión	Velocidad	Avance de la chispa	Temperatura del refrigerante	Temperatura	Relación combustible-aire	Comparación
Motor	Abajo de 100	Variada para obtener la intensidad normal de golpeteo.	Atmosférica	900 rpm	Varía directamente con la relación de compresión de 19° a 26° bTDC.	100°C (212°F)	198.8°C (390°F) Temperatura de la mezcla en el múltiple.	Ajustada para golpeteo máximo.	En el golpeteo normal (relativamente severo) obtenido ajustando la relación de compresión.
Investigación	Abajo de 100	Variada para obtener la intensidad normal de golpeteo.	Atmosférica	600 rpm	Constante 13° BTDC.	100°C (212°F)	51.6°C (125°F) (Temperatura del aire de admisión al carburador) al reductor de 100°F en el múltiple.	Ajustada para golpeteo máximo.	En el golpeteo normal (relativamente alto) obtenido ajustando la relación de compresión.
Aviación	70 mínimo	Variada para obtener la intensidad normal de golpeteo.	Atmosférica	1 200 rpm	Constante a 35° antes del punto muerto superior.	150°C (374°F)	104.4°C (220°F) Temperatura de la mezcla en el múltiple.	Ajustada para temperatura máxima del tapón terminal.	A la temperatura especificada del tapón terminal obtenida mediante el ajuste de la relación de compresión.
Sobrealimentado.	85 mínimo	Constante en 7:1	Variable	1 800 rpm	Constante a 45° antes del punto muerto superior.†	190.5°C (375°F)†	107.2°C (225°F)† Antes de la inyección del combustible.	Diferentes relaciones para trazar la curva.	Cuando el golpeteo es leve y a diferentes relaciones aire-combustible pero con relaciones de compresión constantes.

* Combustibles de referencia: iso-octano (2,2,4 trimetil pentano) y n-heptano; se añade TEL al iso-octano para tener números octano arriba de 100.

† Las especificaciones quizá cambien en un futuro no lejano cuando la chispa a 0°C (32°F) antes del punto muerto superior, refrigerante a 100°C (212°F) y aire de entrada a 121°C (250°F).

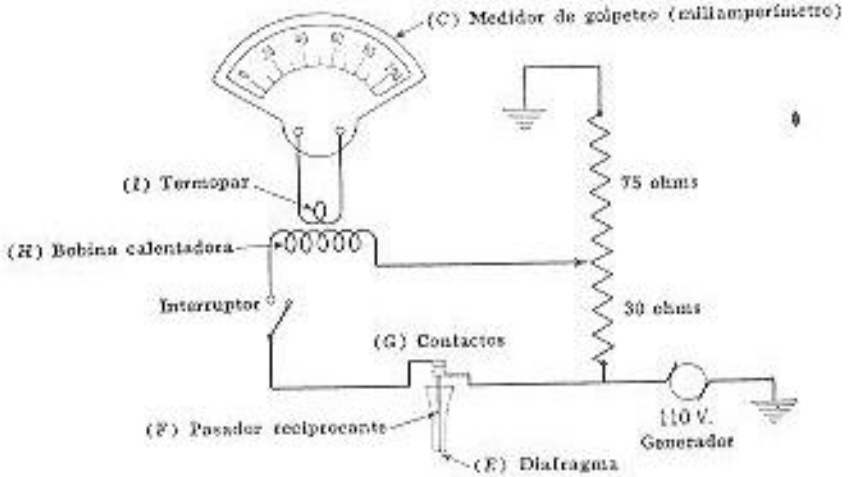


FIG. 9-11. Circuito del medidor de golpeteo

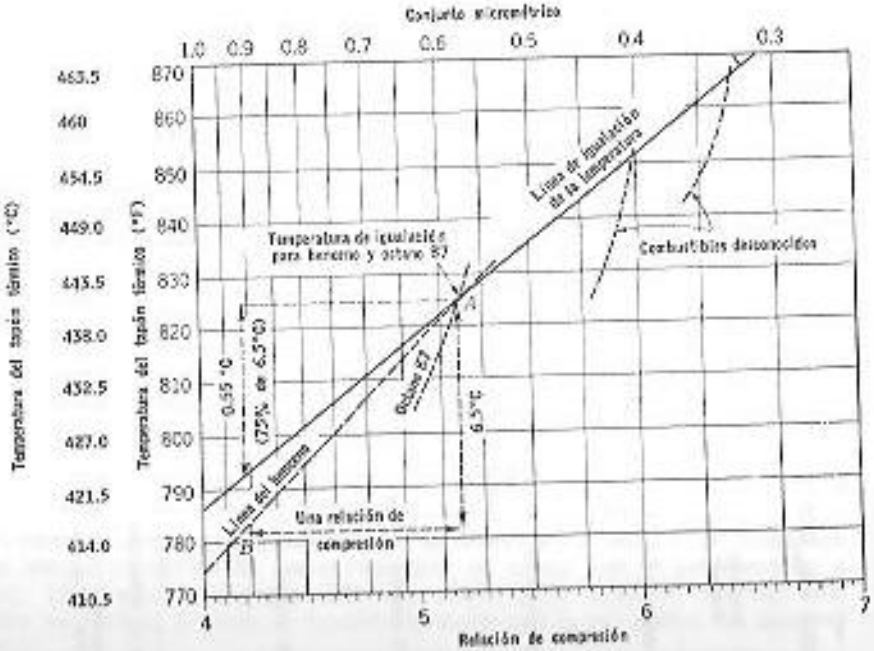


FIG. 9-12. Línea de igualación de las temperaturas para combustibles de aviación. (Tomado de la Ref. 1)

sea la de norma (55 unidades). Fijando la relación de compresión en esa posición, se colocan en los dos tazones auxiliares del carburador, mezclas conocidas de combustibles de referencia. Cada combustible se prueba por separado y se consignan las lecturas del medidor de golpeteo. Eventualmente, la lectura original del medidor (55) quedará contenida entre las dos lecturas de los dos combustibles de referencia. Una de las mezclas tendrá un número octano mayor que el de la muestra desconocida y la segunda mezcla tendrá

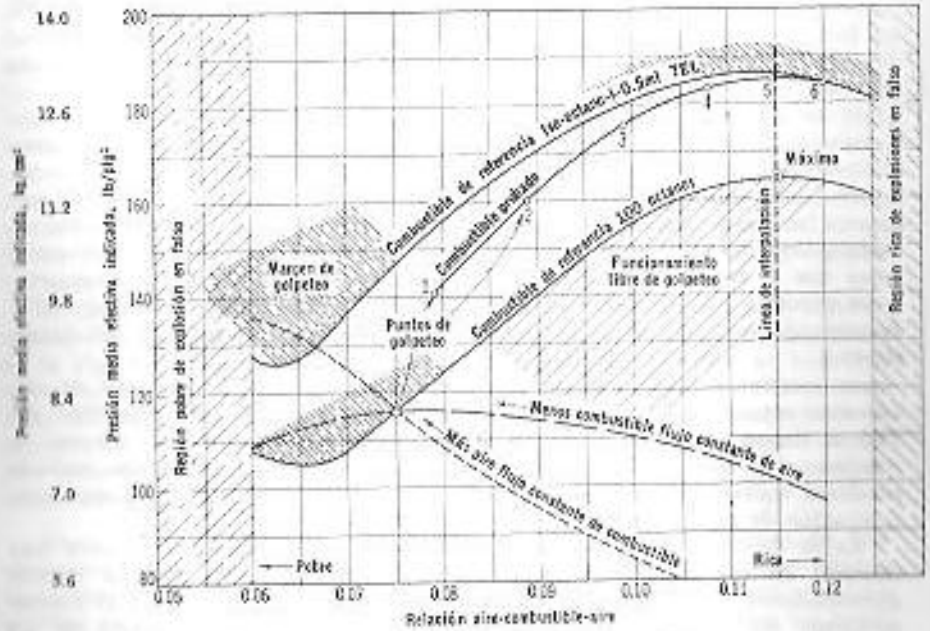


FIG. 9-13. Desarrollo de las curvas de potencia con golpeteo limitado. La mezcla químicamente correcta está cerca de la relación AF 0.067. (Tomado de la Ref. 1)

un número menor. Las dos mezclas conocidas deberán diferir por no más de dos números octanos una de la otra antes de que se haga la interpolación de las lecturas del medidor para encontrar la lectura equivalente al octano del combustible desconocido.

Los Métodos del Motor y de Investigación se usan para combustibles con cifras octano inferiores a 100.

MÉTODO DE AVIACIÓN. En esta prueba, un tapón térmico (termocople) sustituye al pasador alternativo de las pruebas del motor y de investigación. El primer paso antes de la prueba es el de construir una línea comparativa arbitraria de temperaturas (Fig. 9-12) que tienda hacia una intensidad constante [1] de golpeteo. El procedimiento para construirla es el siguiente:

[1] En realidad el golpeteo audible parece ser mayor con relaciones de compresión altas.

1. Se determina la relación de compresión, tanto para el benceno como para una mezcla de 87% de iso-octano y 13% de *n*-heptano, que produzca en el tapón térmico la misma temperatura (punto *A* en la Fig. 9-12). (La relación aire-combustible de cada combustible es la que proporciona la temperatura máxima en el tapón térmico.)
2. Teniendo benceno[4] como combustible se reduce la relación de compresión en un número entero y se localiza la temperatura *B*.
3. Se traza por *A* la línea de comparación de las temperaturas con una pendiente igual a tres cuartos de la pendiente de la línea del benceno.

La línea de comparación de las temperaturas define la temperatura normal del tapón térmico y, por lo tanto, el golpeteo normal para cada relación de compresión del combustible estudiado.

Al encontrar los grados octano de un combustible desconocido se varía la relación de compresión, en tanto que se mantiene igual la relación aire-combustible para la temperatura máxima y se traza la curva de las temperaturas del tapón térmico (parte superior derecha, Fig. 9-12). Cuando son iguales las temperaturas del tapón y la de comparación se fija la relación de compresión. Con ella, se prueban las mezclas de los combustibles de referencia hasta que el combustible desconocido quede comprendido entre las temperaturas superior e inferior del tapón térmico. Las cifras octano del combustible desconocido se encuentran por interpolación de las temperaturas del tapón térmico.

Las mezclas utilizadas como referencia no deben diferir en más de dos números octano si tienen abajo de 100, o por cierto aumento específico del TEL si tienen arriba de 100. Los combustibles con más de 100 octanos se nominan 100 más x ml de TEL. Así, en un caso, el combustible probado resultará equivalente en poder de golpeteo al iso-octano que tenga una concentración de por ejemplo 3 ml de TEL por galón.

Es de creerse[5] que la temperatura máxima del tapón térmico para una relación de compresión constante, se logre esencialmente con la mezcla químicamente correcta (Fig. 9-7). Por lo tanto, esta prueba simula el funcionamiento del motor con relaciones aire-combustible, ya sea dentro de las mezclas químicamente correctas, o posiblemente, un poco arriba de ellas. En los motores sobrealimentados, se emplean mezclas extremadamente ricas para desarrollar la máxima potencia con *golpeteo limitado* y, por esto, la mezcla del Método de Aviación es relativamente pobre. De aquí, que a las pruebas de Aviación se les llama algunas veces *prueba de mezcla pobre*.

Método de la sobrealimentación. Los motores sobrealimentados aumentan considerablemente su poder limitador de golpeteo al utilizar mezclas extraordinariamente ricas, por lo cual se hace conveniente un cierto grado de sobrealimentación. En este método se utiliza un motor sobrealimentado, teniendo una relación de compresión fija de 7 a 1 y velocidad constante de

[4] Como un punto de interés se tiene que en este procedimiento el motor no debe golpetear cuando se utiliza benceno.

[5] Opinión del Sr. A. W. Pope, Jr., Waukesha Motor Co.: Es de notar en la Fig. 9-13 que a medida que se empobrece la mezcla teniendo golpeteo constante disminuye el empuje de la presión como lo muestran las pendientes de las curvas que caen hacia la izquierda. El golpeteo máximo aparecerá en la proximidad de la mezcla químicamente correcta (que está más o menos a 0.067 de la relación FA), si se mantuviera constante el empuje de la presión (curvas de flujo constante de aire, menos combustible).

1 800 rpm. Se lleva el motor a condiciones de norma trabajándolo a 1 016 mm de Hg abs (40 plg) como la presión en el múltiple y usando como combustible iso-octano con 6 ml de TEL por cada 3.75 lt (1 gal), variando además el flujo de combustible para máximo par torsional. Si la presión media efectiva indicada (imep) máxima es de 11.5 ± 0.2 kg/cm^2 (164.5 ± 3 lb/plg^2) serán satisfactorias las condiciones del motor. En este caso se determina la presión media efectiva al freno (fmep) haciendo girar el motor mediante un dinamómetro.

La prueba se efectúa midiendo la presión media efectiva indicada (imep) del combustible desconocido con diferentes relaciones combustible-aire en los puntos de golpeteo leve determinados por el oído o por un captador vibratorio. Se define el golpeteo leve como el último golpeteo que puede reconocer el operador definitiva y repetidamente mediante el oído. El golpeteo (y, por lo tanto, la imep) se controla regulando la presión de sobrealimentación. En esta forma se obtiene para la muestra, la curva de potencia con golpeteo limitado (Fig. 9-13); nótese que el máximo de esta curva se obtiene con mezclas extraordinariamente ricas. Esto se entiende, puesto que las mezclas ricas tienen períodos de demora grandes (Fig. 9-7) y en consecuencia actúan como refrigerantes internos. Las curvas de potencia con golpeteo limitado se obtienen también para dos combustibles de referencia (Fig. 9-13), uno superior (de más potencia), y otro inferior, a la muestra.

El grado del combustible desconocido para cualquier relación combustible-aire se obtiene por interpolación lineal de la imep tomada de los datos de la Fig. 9-13. La graduación ASTM de la *sobrealimentación* se hace por interpolación lineal con la relación combustible-aire necesaria para la máxima imep limitadora de golpeteo del combustible *inferior* de referencia como se muestra en la Fig. 9-13. Como este grado es para una mezcla extremadamente rica corresponderá, ya sea a un arranque o a una emergencia que demande mayor potencia.

Escala general de los grados de golpeteo. Las condiciones de funcionamiento en el laboratorio y en el camino no son equivalentes y además se construye una gran variedad de tipos de motores por cuya razón se hacen pruebas de vehículos automotrices en el camino (1) para investigar los requisitos de octano y (2) para calibrar los combustibles bajo condiciones reales de funcionamiento. En las pruebas del camino se equipa al motor con un ajustador manual de la chispa y con sistemas auxiliares de combustible para permitir el uso del combustible deseado.

En la *prueba límite modificada*[6] se mantiene constante la intensidad[7] del golpeteo con el combustible a probar, mediante el ajuste continuo del avance de la chispa al acelerar dentro del márgen completo de velocidades con estrangulación total. Se repite la prueba con combustibles de referencia. El número octano de uno de estos combustibles, el que requiera el mismo avance de la chispa para una velocidad dada igual que la del combustible de prueba, será el grado octano del camino del combustible probado.

Los datos de la prueba anterior no sólo clasifican al combustible respecto al golpeteo, sino que permiten además determinar las *necesidades del motor en cuanto a números octano*. Para cada velocidad se puede tener, de las espe-

[6] CRC F-28-943 Ref. 2.

[7] La intensidad es arbitraria; puede ser un vestigio (límite) de golpeteo, o algo más intenso.

cificaciones del fabricante, el ajuste del dispositivo de avance de la chispa, colocado dentro del distribuidor (Art. 14-6). El combustible de referencia que proporciona indicios de intensidad de golpeteo con cierto avance de la chispa y con cierta velocida, viene a ser el *número octano requerido por el motor.*

Las pruebas de escala general, también se hacen en el dinamómetro para determinar las necesidades de número octano y para graduar los combustibles. Estas pruebas se hacen a diferentes velocidades, constantes dentro del margen de velocidades del motor.

En todas esas pruebas se notará que el *número octano* es simplemente, por definición, una mezcla particular de combustibles de referencia. Este mismo número puede extenderse, por definición, para todas las pruebas de los combustibles de referencia (suponiendo que se empleen como patrones los combustibles primarios de referencia). Pero el grado octano de un combustible probado, es equivalente a varios números octano de los combustibles de referencia. Por ejemplo, un combustible puede resultar con 70 octanos en la prueba del motor; 80 octanos en la prueba de investigación y 75 octanos en la prueba del camino. Por esta razón, cuando se especifica una *cifra octano* para un combustible probado, deberá mencionarse también el método de prueba.

9-5. Números de comportamiento. Desafortunadamente, la escala de los octanos no es completamente lineal, porque el "tamaño" de la unidad aumenta continuamente con aumentos del número octano. Este hecho se puede reconocer en la Fig. 9-14. Nótese que un aumento

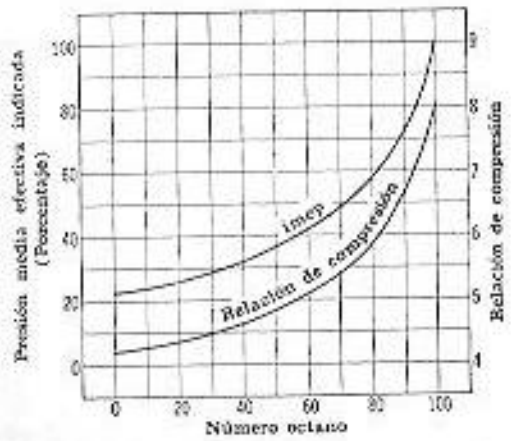


FIG. 9-14. Relación de compresión crítica y presión media efectiva indicada referida al número octano. (Tomado de Brooks, Ref. 6)

en el número octano, desde 0 hasta 40, va acompañado por un aumento en la relación crítica de compresión, de aproximadamente ½ unidad; un aumento de 60 a 100 números octano, es equivalente a un aumento en la relación de compresión crítica de 5 a 8 o un

aumento de 3 unidades. Un aumento de la cifra octano en la escala inferior, no podrá ser comparado rápidamente con un aumento numérico equivalente en la escala superior de los octanos. Más aún, la escala se hace discontinua en el punto 100 determinado arbitrariamente y la extrapolación no es conveniente por el aumento de tamaño de la unidad. Esto se aprecia, extrapolando las curvas en la Fig. 9-14 hasta 110 números octano y notando el tremendo aumento en la relación de compresión y en la imep. Mediante métodos más prácticos (Prob. 19), se demuestra [10] que el límite de la escala, está alrededor de 128 números octano y en este límite, una unidad octano será de tamaño infinito.

Para remediar esta falla de la escala de los octanos, los combustibles arriba de 100 octanos son nominados, ya sea por las relaciones críticas de compresión, o en función del iso-octano y del TEL; o bien, asignándoles un número arbitrario de comportamiento. Una de estas medidas, es el *número de comportamiento Army-Navy* (AN), que se define, por la relación en la Fig. 9-15 y por el método de prueba. Así, el número de comportamiento F-4 AN para un combustible será, por ejemplo, 150.

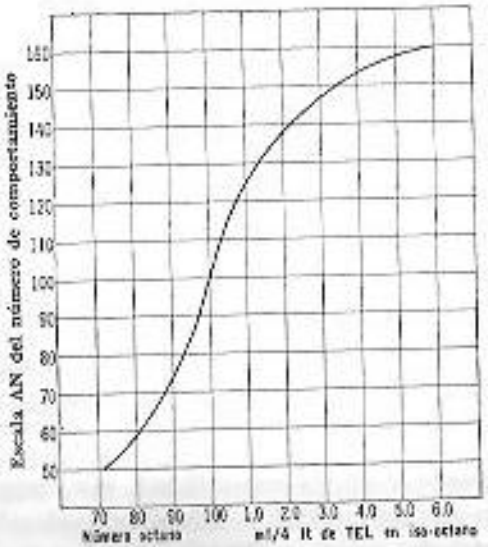


FIG. 9-15. Escala AN del número de comportamiento

[10] H. D. Heron y H. A. Beatty "Aircraft Fuels", *Journal of the Aeronautical Sciences*, octubre, 1938, Pág. 463.

Al clasificar las gasolinas para aviación se les asignan dos números de comportamiento. El combustible para aviación de grado 100/130 se entiende que es una gasolina con un número F-3 AN de 100 y un número F-4 AN de 130. En esta forma queda graduado el combustible para el comportamiento de las mezclas pobres y las mezclas ricas y la diferencia en grados, muestra *la valuación de la mezcla rica* del combustible.

9-6. Sensibilidad de los combustibles. Se ha puntualizado que los grados octano del combustible pueden variar con las condiciones de funcionamiento. Algunos combustibles son relativamente *insensibles* a tales cambios, en tanto que otros, son enteramente *sensibles*. *Un combustible sensible exhibirá habilidad decreciente para resistir el golpeteo, a medida que las condiciones del motor aumenten en severidad.* El Método del Motor es una prueba más severa que el Método de Investigación porque el extremo de la masa gaseosa queda expuesta a temperaturas más elevadas. La severidad del Método del Motor proviene de, (1) la alta temperatura, 149°C (300°F) y (2) del gran avance de la chispa (Tabla 9-2). Un combustible insensible exhibirá el mismo grado octano cuando se prueba por cualquiera de estos métodos. Es conveniente valorizar la sensibilidad, como una diferencia numérica en las cifras octano, cuando el combustible es calibrado por los Métodos del Motor y de Investigación. Un combustible con una calibración mediante el motor de 70 octanos y una calibración por investigación de 80 octanos, tiene una sensibilidad de 10.

Sensibilidad = Graduación por investigación − Graduación por el motor

Este método de valuar la sensibilidad es objetable por la falta de correspondencia lineal de la escala de octanos; se usa solamente por su sencillez. (Para fines de información, las cifras octano de los combustibles comerciales están basadas usualmente en los valores obtenidos en el Método de Investigación).

También se puede medir la sensibilidad, por comparación de las relaciones críticas de compresión a diferentes velocidades o a diferentes temperaturas del múltiple. De tales pruebas,[1] se concluye que las parafinas son los combustibles menos sensibles, en tanto que los naftenos y olefinas son más sensibles en una proporción que aumenta

[1] Refs. 7 y 9

con el grado antigolpeante. Los compuestos no saturados y los aromáticos, muestran grandes variaciones en la sensibilidad.

La sensibilidad y las cifras F-2 octano de las gasolinas producidas por diferentes métodos de refinación, se muestran en la Tabla 9-3. Nótese que los diferentes métodos modernos para producir gasolina automotriz producen combustibles de alta sensibilidad. Por esta razón, es importante cómo resulta afectado el comportamiento del motor por la sensibilidad del combustible. En general, se encuentra que el número de octanos camino, requeridos por el motor a bajas velocidades, se predice mejor por las cifras de investigación, en tanto que las cifras del motor se refieren al comportamiento en altas velocidades. Esta tendencia general, se muestra en la Fig. 9-16 para un motor de alta compresión. En este caso, fueron calibrados en el laboratorio y en el camino diez y seis combustibles sensitivos. La graduación del camino se hizo para el límite del golpeteo.

TABLA 9-3. NUMEROS OCTANO POR EL METODO DEL MOTOR Y SENSIBILIDAD DE LAS GASOLINAS PRODUCIDAS POR DIFERENTES METODOS *

Gasolina	Número octano F-2	Sensibilidad
Natural	60–70	0
Parafina y base-mixta		
De cabezal	40–60	0
Desintegración térmica	55–65	6–9
Desintegración catalítica	77–80	8–11
Reformada	66–72	6–9
Polímero	76–82	10–14
Alkilada	93	4

* Resumen tomado de Sachanen, Ref. 8: Cortesía de la Reinhold Publishing Corp.

Los requisitos generales para la graduación de los combustibles por investigación y por el motor, se indican en la Fig. 9-17, para seis motores experimentales. A medida que se aumentan las relaciones de compresión, deberán aumentar también los valores octano y, aparentemente, son tolerados los combustibles con mayor sensibilidad. Esta tendencia se explica mediante la Fig. 9-18 para un motor particular: Supóngase que se especifique un combustible de alta calidad con sensibilidad. Dicho combustible tendrá un valor octano de 99 para satisfacer los requisitos de baja velocidad del motor, a pesar de eso, para altas velocidades es permitido un valor de sólo 85. Por lo

tanto, la calidad del combustible será mucho mejor que el requerido por las necesidades del motor a altas velocidades. Si fuera a utilizarse un combustible de baja calidad pero de gran sensibilidad (por ejemplo 14), la cifra F-2 octano debe ser de sólo 85 para satisfacer los márgenes, tanto de alta, como los de baja velocidad. Esta situación es afortunada porque los métodos modernos de refinación, tienden a producir combustibles de alta sensibilidad. Si el método de manufactura fuera a restringirse con objeto de producir combustibles de baja sensibilidad, aumentará grandemente su costo, sin ganar en el rendimiento del motor (suponiendo, por supuesto, que la Fig. 9-18 pueda considerarse representativa de todos los motores).

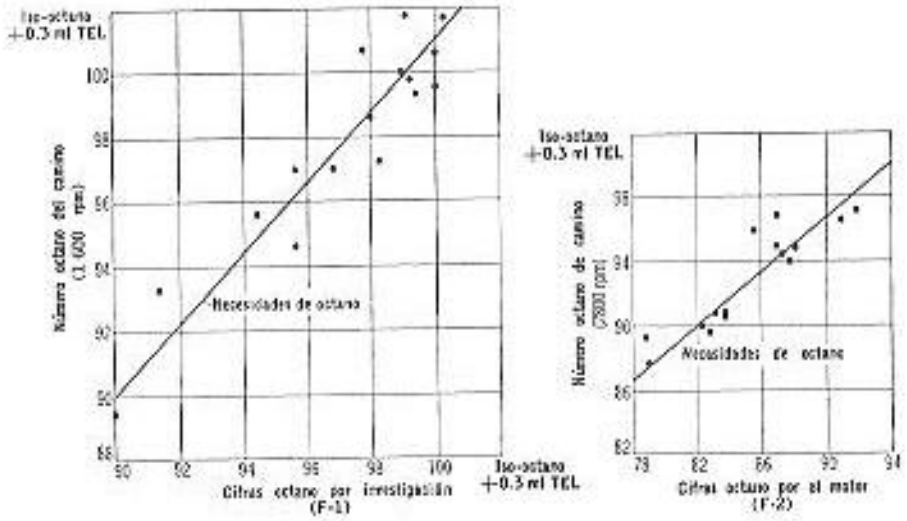


FIG. 9-16. Relaciones entre la calibración de escala completa y de laboratorio sobre diferentes combustibles sensibles en un motor de relación de compresión de 10:1. Los requisitos de octano del motor son para combustibles de primera referencia con avance de la chispa según lo especifica el constructor. (Tomado de Scott, Tobias y Haines, Ref. 9)

9-7. Agentes antigolpeantes. La cifra de golpeteo de aproximadamente el 85% de la gasolina producida hoy en día se eleva añadiéndole en promedio 0.399 ml de TEL por lt (1.5 ml de TEL por gal).[12] El aditivo, no siempre aumenta las cifras de golpeteo. La Fig. 9-19 muestra que 1 ml de TEL por galón añadido a un compuesto cíclico

[12] H. A. Beatty y W. G. Lovell, "Antiknock Agentes", *Industrial and Engineering Chemistry*, mayo, 1949, Pág. 886.

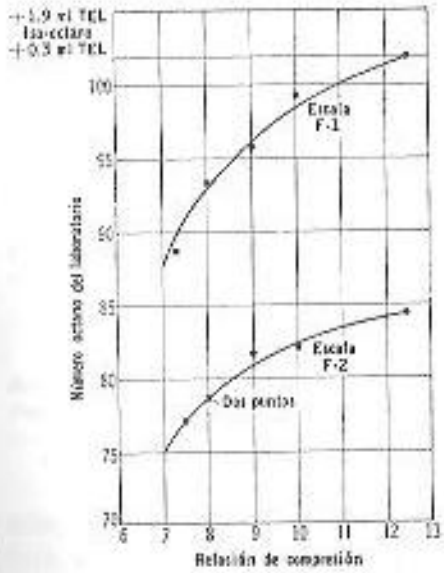


FIG. 9-17. Relaciones entre las cifras octano encontradas en el laboratorio y la relación de compresión para motores experimentales de seis cilindros. (Tomado de Scott, Tobias y Haines, Ref 9)

no saturado, reduce la relación crítica de compresión por ejemplo, de 10 a 9.8; en tanto que para una parafina, la relación crítica se eleva de 10 a 12.5 (10 + 2.5). La reacción del TEL se llama la *susceptibilidad* y se mide por los cambios, ya sea de las cifras octano o de la relación crítica de compresión. Uno de los efectos del TEL,

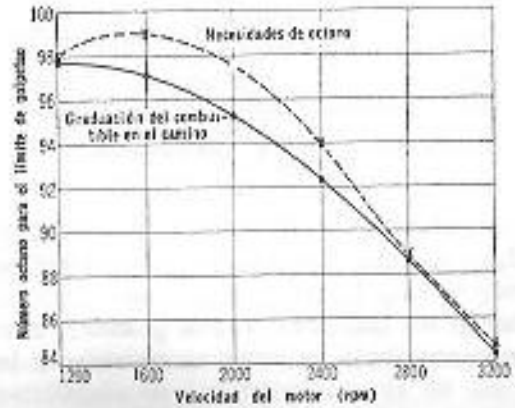


FIG. 9-18. Número octano requerido por el motor y valores del camino de un combustible particularmente sensible. Combustible: investigación, 98.4 número octano; motor, 82.7 número octano; sensibilidad, 15.7. Motor: relación de compresión 10:1. (Tomado de Scott, Tobias y Haines, Ref. 9)

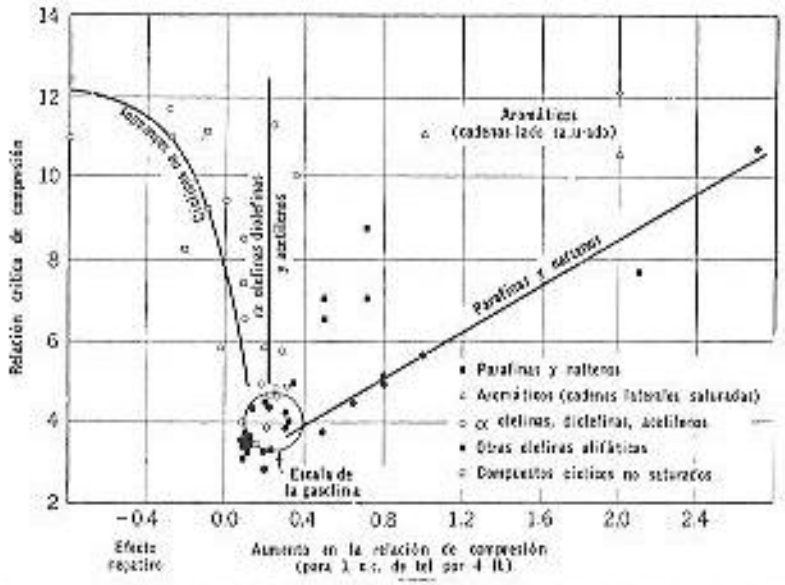


FIG. 9-19. Relaciones críticas de compresión para golpeteo incipiente de los hidrocarburos tal y como son afectados por el TEL. [Tomado de Campbell, Signaigo, Lovell y Boyd, *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 27 (1935) Pág. 593]

es el de reducir las reacciones de preflama en la carrera de compresión (prerreaciones). En general, los combustibles con alta sensibilidad son menos susceptibles a los agregados de plomo. Por lo tanto, las parafinas responden bien y tienen una gran susceptibilidad. La susceptibilidad decrece usualmente, con los aumentos de aditivo. La Tabla 9-4 ilustra la relación entre la respuesta del plomo y el método de manufactura.

El azufre en el combustible es un inductor de golpeteo, como se observa en la Tabla 9-5. Más aún, la respuesta al TEL es mejor para combustibles con poco azufre, tendencia que se deduce de la Tabla 9-5 cuando se hace la asignación debida para la unidad octano de gran tamaño en los números octano grandes. Por estas razones, el contenido de azufre de la gasolina se restringe a los límites bajos (Tabla 8-12).

Si fuera añadido solamente TEL, al combustible, el producto de la combustión sería una sustancia relativamente no volátil, el óxido de plomo. Este producto, tenderá a poner en corto circuito a la bujía y también a depositarse en las paredes de la cámara de combus-

TABLA 9-4. SUSCEPTIBILIDAD AL PLOMO DE LAS GASOLINAS PROMEDIO*

Gasolina	Grados octano (F-2)	Grados octano después de añadir TEL		
		1 c.c.	2 c.c.	3 c.c.
Natural	66	77	81	84
Continente medio				
De cabezal	48	56	66	70
Desintegración térmica	65	73	75	78
Desintegración catalítica	78	83	86	87
Reformada	70	75	78	80
Polimera	80	82	83	83½

* Tomado de Sachanen, Ref. 8: Cortesía de la *Reinhold Publishing Corp.*

tión, ocasionando así, el encendido superficial (Art. 4-11). Para evitar esta acción, se mezclan con el TEL agentes barredores del plomo, con la esperanza de que sus óxidos, que son no volátiles, sean convertidos en bromuros o cloruros que son más volátiles (y el efecto de los agentes barredores se reduce grandemente al emplear mezclas pobres, por el exceso de aire presente). Las temperaturas de fusión de los compuestos de plomo encontrados en la cámara de combustión,

TABLA 9-5. EFECTO DEL AZUFRE SOBRE LOS GRADOS OCTANO *

Gasolina	Azufre		
	0.037%	0.008%	0.002%
Gasolina natural	67	69	70
+1 cc TEL	76	80	81
+3 cc TEL	82	85	87
+6 cc TEL	87	91	93

* Tomado de Sachanen, Ref. 8: Cortesía de la *Reinhold Publishing Corp.*

se muestran en la Tabla 9-6. Estos compuestos, debido a sus diferentes temperaturas de vaporización, se depositan selectivamente en la cámara, dependiendo de las temperaturas de las superficies de enfriamiento. Dicha tendencia queda ilustrada en la Fig. 9-20. Por otra parte, las pruebas [11] en los motores automotrices, no muestran que el TEL contribuya materialmente a los depósitos del motor. Se

[11] H. J. Gibson "Factors Affecting Octane-Number Regiment", Trans. *SAE*, 1949, Pág. 556.

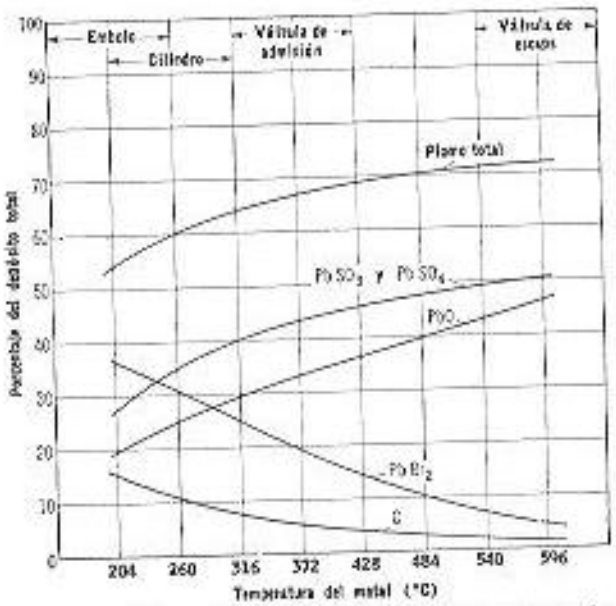


FIG. 9-20. Análisis químico de los depósitos de la cámara de combustión en un motor de aviación. (E. A. Droegemueller, *Pratt and Whitney Aircraft Co.*)

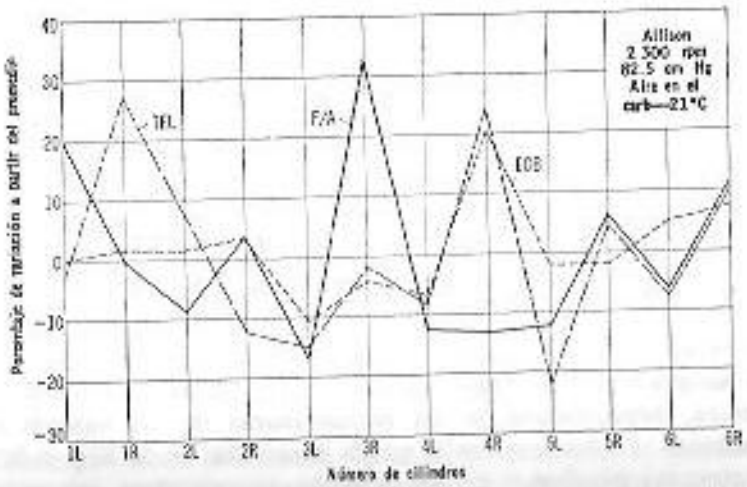


FIG. 9-21. Trazo típico de la distribución de la mezcla combustible-aire con tetraetilo de plomo y dibromuro etileno sobre el motor Allison. (Tomado de Parker y Hull)

ha sugerido,[13] que los depósitos se reducen cuando se utilizan combustibles conteniendo TEL, porque el plomo ejerce un efecto catalítico que ayuda a la combustión del carbono.

Se mencionará otra anormalidad del problema del aditivo. Aun cuando éste se disuelva uniformemente en los combustibles líquidos, la distribución a los cilindros, no es necesariamente igual. En la Fig. 9-21, se ilustran [14] las variaciones en la relación combustible-aire, TEL y la distribución del dibromuro de etileno entre los cilindros. Puede verse que ciertos cilindros reciben menos TEL que otros, tendiendo así, a golpetear. Más aún, un cilindro puede recibir una gran cantidad de plomo y una pequeña cantidad de bromuro, por lo cual, tiende a dejar depósitos de óxido de plomo y a poner en corto circuito a las bujías.

Muchos compuestos ejercen una acción antigolpe sobre el combustible (pero solamente los compuestos de plomo [15] se considera que sean de importancia comercial), como son:

1. Tetraetilo de plomo $Pb(C_2H_5)_4$.
2. Carbonileno de hierro $Fe(CO)_5$.
3. Anilina, $C_6H_5NH_2$.

De los tres, el TEL es con ventaja el más efectivo y también el más barato para un aumento específico en las cifras octano. Todos los compuestos son altamente venenosos, tanto interiormente como por la absorción de la piel, y, en consecuencia, el manejo de los compuestos puros es peligroso. El carbonileno de hierro se ha utilizado en Europa como antigolpeante, pero el producto de la combustión, el óxido de hierro, puede poner en corto circuito a las bujías y ocasionar desgastes indeseables del cilindro y anillos.

9-8. El golpeteo y el comportamiento del motor ECH. El efecto del golpeteo o la detonación, sobre el rendimiento de un motor monocilíndrico ECH se ilustra en la Fig. 9-22. Nótese que cuando la relación de compresión está muy por debajo del golpeteo audible, la producción del motor y la temperatura de los gases del escape son esencialmente los mismos para combustibles de 65 y 85 octanos (Curva *D* y *E*). A medida que se eleva la relación de compresión, el combustible de bajo octano golpetea más que el combustible de alto octano y aumenta la diferencia de temperatura de los gases

[13] W. L. Hull y N. A. Parker "Fuel Volatility—Its Effect on Performance and Distribution", *Trans. SAE*, abril, 1947. Pág. 185.

[14] Difenil-dimetil plomo $Pb(C_6H_5)_2(CH_3)_2$ y plomo difenil-dietil $Pb(C_6H_5)_2(C_2H_5)_2$ son algunas veces tan efectivos como el TEL.

TABLA 9-6. PROPIEDADES DE LOS COMPUESTOS DE PLOMO ENCONTRADOS EN LA CAMARA DE COMBUSTION *

Compuesto	Color	Punto de fusión (°F)
PbO	Amarillo a rojo	1630
$PbSO_4$	Blanco	1830-2000
$PbBr_2$	Café-blanco	700
$PbO-PbBr_2$	Blanco	622-1634
$PbCl_2$	Blanco	930
$PbO-PbSO_4$	Blanco	1790

* Cortesía de la Pratt and Whitney Co.; tomado de un reporte de E. A. Droegemueller.

de escape (Curvas *A* y *B*). Esto indica, que el golpeteo ocasiona un aumento en las pérdidas de calor hacia las camisas de agua, refrigeradoras; la misma cantidad de energía fue suministrada por cada combustible, en tanto que la energía extraída en los gases del escape es menor para el combustible que golpetea (compárese [16] con potencias producidas iguales, donde la curva *A* corta a la curva *B*). La diferencia en el tiempo de la chispa entre las curvas *A* y *B* para potencia máxima, se manifesta por el autoencendido de grandes cantidades de los extremos de la masa gaseosa (Curva *A*), con un avance particular de la chispa. El combustible de bajo octano, puede emplear una chispa retardada y ganar la única ventaja del golpeteo: la tendencia hacia la combustión a volumen constante. Esta conclusión es confirmada, notando que la potencia máxima de cualquiera de los combustibles se obtiene cuando aparece un ligero golpeteo. Para una baja intensidad de golpeteo, la ganancia de la combustión parcialmente a volumen constante es mayor que la pérdida de calor de los gases vibratorios (detonantes).

La inspección de la Fig. 9-22, muestra que la pérdida de potencia proveniente del golpeteo del combustible de bajo octano es solamente del 2% de la potencia máxima, proveniente del combustible de alto octano. Sin embargo, si la chispa se ajustara para máxima potencia, con el combustible de 85 octanos (30 grados antes del punto muerto superior bTDC) y luego se alimentara al motor combustible de 65 octanos, la potencia disminuirá alrededor de un 8% y aparecería un golpeteo extremo. Por ello, debe retardarse la chispa cuando se emplean los combustibles de bajo octano para reducir el golpeteo y también para aumentar la potencia producida. Estas cifras no son

[16] Es decir: energía que entra = energía que sale; si la potencia es constante y la temperatura de los gases de escape es baja, las pérdidas de calor serán altas.

aplicables a otros motores porque cada uno de ellos mostrará su propia sensibilidad para los cambios en los grados octano del combustible y cuando se estudian los motores multicilíndricos, las condiciones de golpeteo varían de cilindro a cilindro (debido a las diferencias en la distribución de la mezcla y por las variaciones en el tiempo de la chispa).

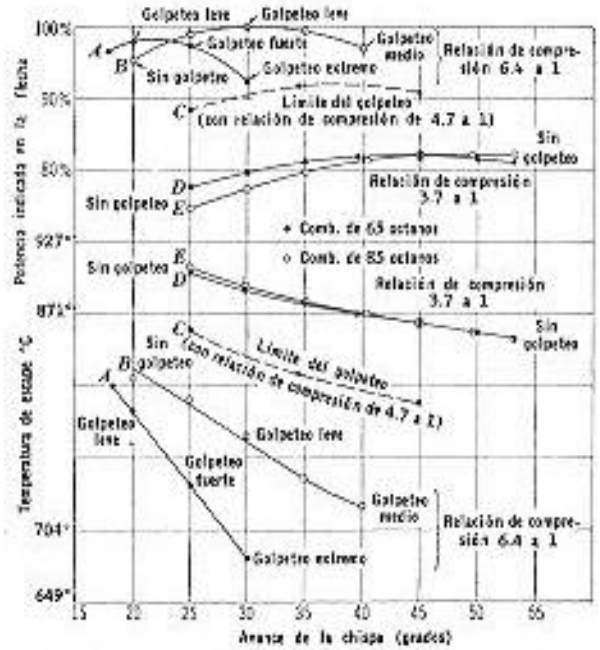


FIG. 9-22. Efecto del avance de la chispa sobre la potencia (par torsional) y temperatura de los gases de escape, para combustibles que golpetean y que no golpetean, en un motor monocilíndrico, a velocidad constante

En la discusión de este tema se ha dado énfasis al funcionamiento del motor ECH con estrangulador abierto. La mayoría de los motores automotrices trabajan con el estrangulador parcialmente abierto y sólo ocasionalmente se les exige toda la potencia. La Fig. 9-23 ilustra sobre los requisitos del octano de un motor automotriz con diferentes posiciones del estrangulador (indicadas por el vacío en el múltiple). Nótese que es suficiente un combustible de bajo octano para satisfacer las condiciones usuales de funcionamiento. Por esta razón, se han propuesto sistemas dobles de combustible (Art. 11-12), para suministrar un combustible de bajo octano trabajando con estran-

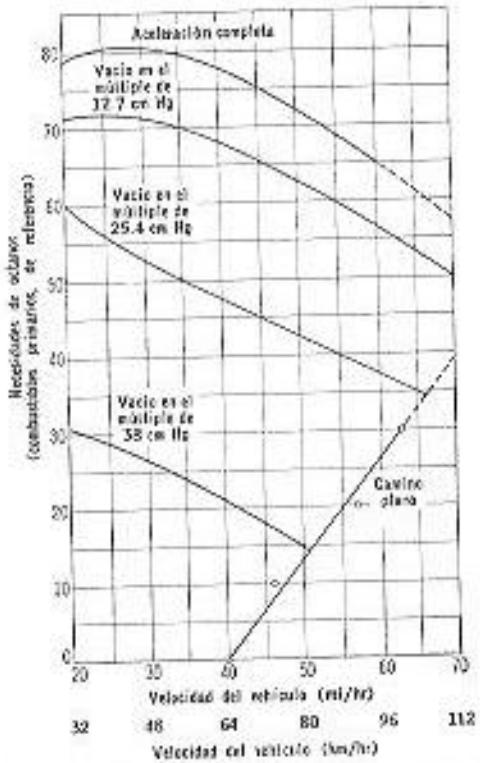


FIG. 9-23. Requisitos octano para relaciones de compresión de 7:1; motor automotriz de ocho cilindros de 1948. (W. M. Holaday, *Socony-Vacuum Oil Co.*)

gulación parcial, y combustible de alto octano para la aceleración y demandas de plena carga.

Se usan las inyecciones de agua y alcohol dentro del múltiple de admisión para aumentar las características de antigolpe del motor. En la Fig. 9-24 se ilustran [17] los efectos del agua cuando se inyecta dentro de una mezcla rica, de combustibles de bajo y alto octano. Nótese que la inyección de agua, dentro de la mezcla no golpeante (combustible de 85 octano), disminuye la potencia producida y también la carga de refrigeración (y aumenta la pérdida de gases de escape, puesto que la masa añadida en la inyección del agua sale a alta temperatura). La inyección de agua en una mezcla golpeante (combustible de 65 octanos) permite que aumente la potencia pro-

[17] E. F. Obert "Detonation and Internal Coolants", Trans. *SAE*, enero, 1948.

ducida [18] y disminuya considerablemente la carga por refrigeración. Luego podrá emplearse agua (y alcohol) para suprimir el golpeteo al actuar como refrigerante interno. La acción refrigerante proviene principalmente del elevado calor latente del agua (o del alcohol) y en consecuencia, el enfriamiento tiene lugar al principio de la vaporización. Lo más probable es que la vaporización total no se consiga hasta que el proceso de combustión ya vaya adelantado, promoviendo así el enfriamiento del extremo de la masa gaseosa.

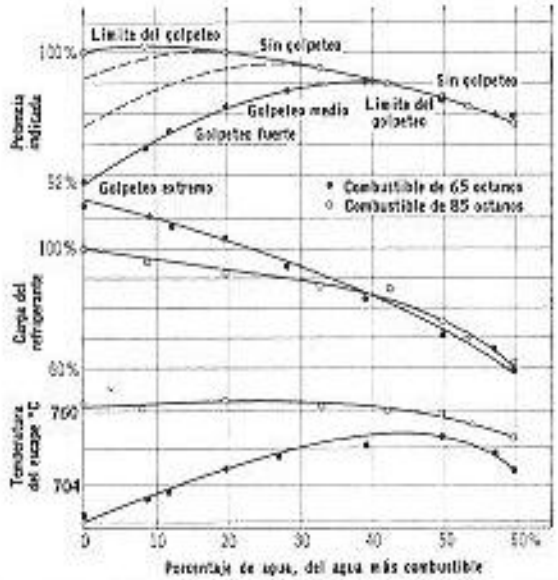


FIG. 9-24. Respuesta de los combustibles que golpetean y los que no golpetean a las inyecciones de agua, en un motor monocilíndrico. Combustible 0.045 lb/min; mezcla rica; relación de compresión 6:1; avance constante de la chispa a 35 grados *b*TDC; 900 rpm

También parece evidente que las mezclas pobres deban emplearse para funcionamiento con estrangulación parcial, empleando solamente inyección de alcohol al abrir el estrangulador. En este caso, el alcohol sirve como un medio para aumentar el grado octano del combustible y la relación combustible-aire y no como refrigerante interno. Esta descripción es esencialmente la del sistema de dos combustibles.

[18] A. resulta la potencia producida, porque el avance de la chispa fue colocado para combustible de 85 octanos y, también, porque la pérdida de calor por la detonación se redujo.

En un motor sobrealimentado, la presión del múltiple queda limitada por las tendencias del combustible a detonar. Si se inyectara agua dentro del múltiple, disminuiría la potencia producida, pero esta pérdida puede quedar más que recuperada mediante el aumento de la sobrealimentación (inyectando más aire en el cilindro como queda mostrado por la mayor presión del múltiple). El empleo de refrigerantes internos, tales como el alcohol y agua, permiten a un motor sobrealimentado desarrollar una mayor producción de potencia, porque se puede emplear una gran sobrealimentación sin la presencia del golpeteo.

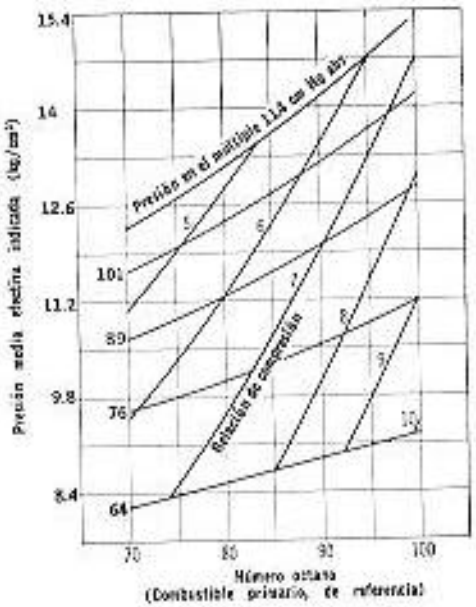


FIG. 9-25. Relaciones entre la presión media efectiva indicada, la relación de compresión, la presión del múltiple y el número octano; para un motor monocilíndrico

En la Fig. 9-25, se muestra el efecto de sobrealimentar un motor monocilíndrico. En este caso, las necesidades del motor de los octanos, aumenta con la relación de compresión y con la presión de sobrealimentación. Es interesante seguir en la Fig. 9-25, una línea de presión constante, en el múltiple: a 76 cm de Hg (30 plg), la necesidad de octanos es de 71, con relación de 6:1 y de 92 con relación de 8:1. El constructor selecciona la relación de compresión de su

motor, que sea compatible con los grados octano de los combustibles que hay en el mercado. Para motores automotrices, son necesarios hoy en día (1950) relaciones abajo de 8:1.

9-9. Grados de golpeteo de los combustibles EC. El llamado grado de golpeteo de un combustible EC, se encuentra, comparando el combustible bajo condiciones prescritas de funcionamiento en un motor especial, con combustibles *primarios de referencia* (Art. 8-9). Estos combustibles son, el *n*-cetano con número cetano 100 y el alfa metil naftaleno con número cetano 0. Un *grado cetano* 60, indica que el combustible tiene las mismas características de encendido, en un motor normal bajo condiciones definidas de funcionamiento, que las que tiene una mezcla de 60 partes de cetano y 40 partes de alfa metil naftaleno; la proporción es de volúmenes. Nótese que el combustible no es graduado por el golpeteo, sino más bien por sus características de encendido. Como las demoras del encendido son el factor primario para controlar el autoencendido inicial en el motor EC, es razonable concluir que el golpeteo debe referirse [19] directamente a la demora del encendido del combustible.

Afortunadamente, sólo se emplea una prueba para medir la demora del encendido del combustible y no se encuentra la complejidad que se presenta para las pruebas ECH. Siendo el proceso de combustión EC más complicado y menos comprendido que el proceso de combustión ECH, la simplicidad proviene más de la ignorancia que de la completa satisfacción con el método actual. En la Tabla 9-7, se muestran las especificaciones generales para la prueba.

TABLA 9-7. PRUEBAS DE LA CALIDAD DEL ENCENDIDO DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL *

Velocidad del motor	900 rpm
Temperatura del agua de enfriamiento	100°C (212°F)
Temperatura del aire de admisión	66°C (150°F)
Avance de la inyección	Constante a 13 grados bTDC
Demora del encendido	13 grados. Punto fijo de inyección. La presión se eleva en el TDC.

* ASTM D 613-41T: Pruebas para Calidad de Encendido, de los Combustibles Diesel. (Método CRC F-5).

El motor normal, prescrito por las especificaciones, se ilustra en la Fig. 9-26. Los detalles de interés, son los tres depósitos de combustible *A* que pueden ser conectados selectivamente a la bomba del combustible. El indicador

[19] Sin embargo, no debe desestimarse el hecho de que el autoencendido tiene lugar a través de todo el periodo de combustión EC.

de inyección *B*, que muestra el comienzo de la inyección con respecto al TDC. Un volante de maniobras y posesionador *D*, para variar la relación de compresión, variando la posición de la pared superior de la cámara de combustión (puesto que la pared superior es un émbolo acoplado mediante tornillo al volante de maniobras *D*). Un pasador botador *E*, que señala el comienzo de la combustión en relación con el TDC.

La prueba se lleva a efecto, colocando el combustible que se investiga en el depósito central *A* y ajustando la bomba de inyección para un suministro específico. Con esto se controla la relación aire-combustible. El tiempo de la inyección de la bomba de combustible se ajusta, hasta que la inyección comience, a los 13 grados antes del TDC. Variando la relación de compresión, se puede aumentar o disminuir la demora del encendido hasta encontrar una posición en la cual la combustión comience en el TDC. Cuando se encuentra esta posición, el combustible probado sufre exactamente una demora del encendido de 13 grados.

Las cifras cetano del combustible desconocido, se estima notando la relación de compresión con la demora de 13 grados y luego refiriéndola a un diagrama preparado que muestra la relación entre el número cetano y la relación de compresión. Sin embargo, para mayor precisión se seleccionan dos muestras de combustibles de referencia que no difieran en más de ocho números cetanos, para que quede comprendida entre ellos la muestra desconocida. Se varía la relación de compresión para cada muestra de referencia, hasta lograr la demora normal (13 grados), determinando el número cetano del combustible desconocido, mediante interpolación de las relaciones de compresión.

9-10. Número cetano, rendimiento y aditivos. Es de pensarse que habrá algún objetivo para el empleo de combustibles con números cetanos elevados, pero este objetivo es cierto, sólo parcialmente. Si el motor funciona satisfactoriamente con un combustible de 50 cetanos, elevando el número de ellos probablemente no aumente el rendimiento del motor, en cambio, es muy posible que su comportamiento sea menos satisfactorio. En otras palabras, cuando se sustituye un combustible de 50 cetanos por otro de 75 cetanos, disminuye la potencia y aumenta el consumo de combustible. La explicación se encuentra estudiando un diagrama presión-tiempo para el motor. Cuando se inyecta en él combustibles de bajo cetano, se retardan por la demora de la inyección y en seguida reaccionan rápidamente con una tendencia hacia la combustión a volumen constante. Si se utilizara un combustible de alto octano, la demora sería pequeña y la combustión se iniciaría menos violenta que antes, con tendencia hacia la combustión a presión constante.

Otro factor es de importancia. Cuando se diseña un motor para combustible de bajo o medio cetano, la elevación de la presión de la combustión inicial, provocará turbulencia en la mezcla. Por estas razones la sustitución de combustibles de bajo cetano por combustibles de alto cetano, no es deseable. Por otra parte, es de concebir que un motor podrá ser diseñado para trabajar mejor con combustibles de alto cetano, pero en este caso la limitada cantidad de investigación sobre el tema, no revela la solución óptima. Se puede decir, que un motor con baja relación de compresión (por ejemplo, 10:1), puede desarrollarse y sobrealimentarse hasta el límite impuesto por las presiones máximas. Dicho motor, requerirá combustible de alto octano para el arranque y para cargas ligeras, produciendo gran cantidad de potencia con el estrangulador abierto. Es de comprender, que un motor de este tipo podrá competir ventajosamente con un motor ECH. En este caso, la ventaja proviene de la sobrealimentación que ayuda al motor EC (pero no al ECH) a evitar las presiones súbitas del autoencendido.

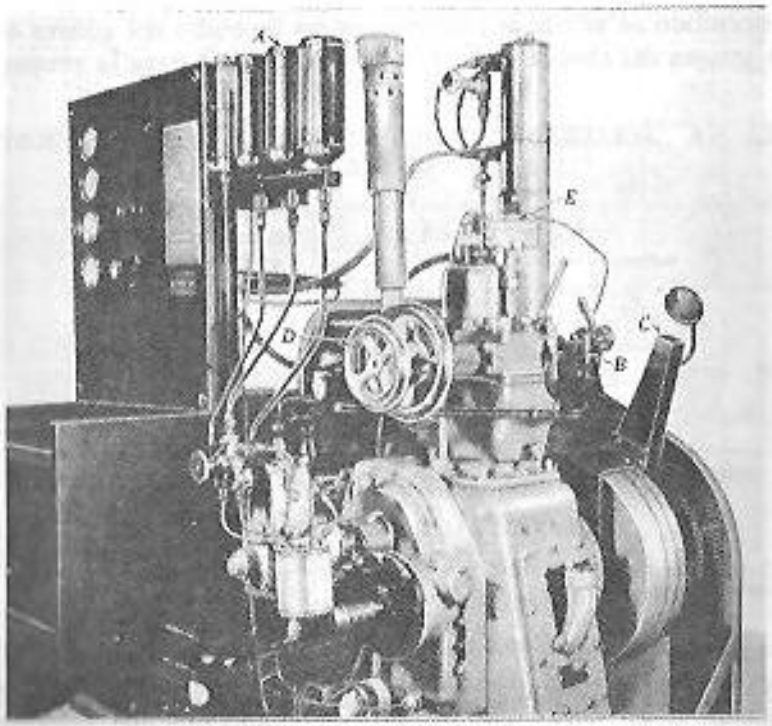


FIG. 9-26. Motor Waukesha ASTM-CFR, para valuar la propiedad de incendiarse de los aceites combustibles

Aun cuando la escala cetano no es lineal, esta objeción no es seria porque los motores existentes emplean combustibles comprendidos

en un margen estrecho de la escala cetano. Los combustibles de bajo cetano, corresponden a números del orden de 30 y los de alto cetano del orden de 60. Existe poca demanda por combustibles fuera de estos márgenes.

Con el advenimiento en el mercado de combustibles desintegrados y combustibles diferentes de los de base parafina, se requieren aditivos para elevar el número cetano hasta valores convenientes (50–60) para los motores de alta velocidad. Tales aditivos sirven para reducir la temperatura de autoencendido del combustible, actuando como puntos locales de incendio: si una sustancia con baja temperatura de encendido se añade al combustible, el incendio del aditivo en muchos puntos del chorro servirá como punto focal para la propagación

TABLA 9-8. ACELERADORES DEL ENCENDIDO PARA COMBUSTIBLES DIESEL *

Sustancia	Aumento en el número cetano con 0.5% de aditivo (en peso)
1. Amil tionitrito	13.5
2. Tetra butil tionitrito	
3. Etil tionitrito	10
4. Amil nitrito	9
5. Acetil peróxido	
6. Amil nitrato	
7. n-Butil nitrato	
8. Etil nitrato	
9. Azufre	7.5

* Tomado de Nyxard, Crandall y Berger, Socony-Vacuum Oil Co., Inc., *Journal of the Institute of Petroleum*, Vol. 27, Núm. 214 (octubre, 1941), Pág. 548.

de la llama. La mayoría de los aditivos para combustibles CI son explosivos moderados (Tabla 9-8). El amil-nitrato se produce comercialmente a un costo que permite su empleo en los combustibles como aditivo. Con este aditivo se ha encontrado [25] que: (1) disminuye el punto inicial de ebullición del combustible, aun cuando la reducción varía con el tipo de combustible, (−17°C a 4°C) para 0.25% en volumen de aditivo); (2) el residuo de carbón aumenta (desde tres hasta diez veces para dosis de 0.125% en volumen del aditivo) y (3) la potencia producida aumenta (desde 7 hasta 9% para adiciones de aditivo de 0.25% en volumen).

[25] C. M. Larson, "Diesel Fuel Additives Create New Concepts", Asamblea Nacional sobre Combustibles y Lubricantes, SAE, noviembre, 1945.

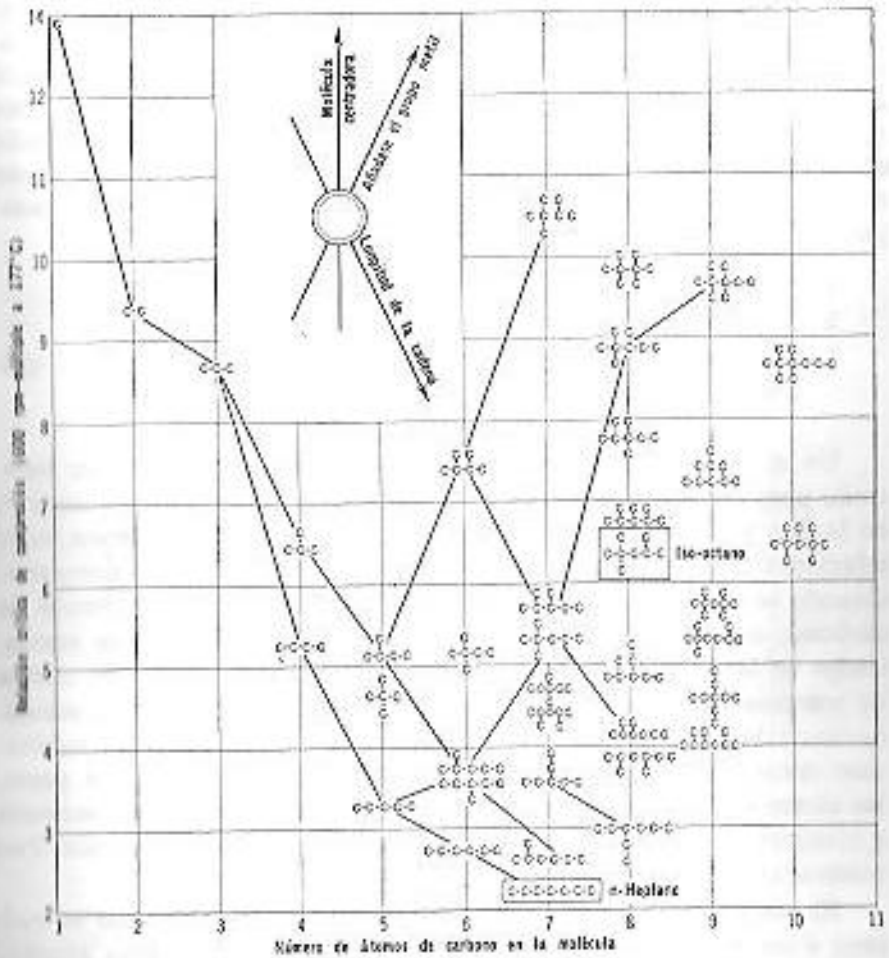


FIG. 9-27. Relaciones críticas de compresión de los hidrocarburos parafínicos. (Tomado de Lovell, Ref. 7)

El rendimiento del motor EC, con respecto a las cifras cetano del combustible, también está relacionado íntimamente con el diseño de la cámara de combustión. Por lo cual, se reserva para el Cap. 15 la discusión sobre el rendimiento.

9-11. La estructura del combustible y el golpeteo. Se ha estudiado [7] extensamente, la influencia de la estructura del combustible

[7] La Ref. 7, resume el trabajo en detalle.

sobre el golpeteo en el motor ECH. La Fig. 9-27, muestra las relaciones entre la estructura de los combustibles parafínicos y una relación crítica [22] de compresión. En los combustibles líquidos 2,2,3 trimetil butano (triptano), aparentemente nunca serán superadas (por un combustible parafínico) puesto que otras moléculas más complejas, han disminuido progresivamente las relaciones críticas de compresión. De la Fig. 9-27, se deducen algunas relaciones empíricas:

1. Alargando la cadena, aumenta el golpeteo.
2. Ramificando la cadena, disminuye el golpeteo.
3. Ramificando y centralizando la molécula, disminuye el golpeteo.

Un diagrama un tanto similar al de la Fig. 9-27 podrá ser mostrado para otros combustibles. Las tendencias generales se muestran en la Fig. 9-28. Nótese que los *gases* olefinos y diolefinos deben tener relaciones críticas de compresión inferiores a las parafinas normales. Cuando se estudian los compuestos líquidos de más de 3 átomos de carbono, cambia la tendencia (y éstos son los compuestos encontrados en las gasolinas comerciales). En este caso, la relación crítica de compresión de la cadena aumenta por la presencia de una combinación doble. Este aumento es mucho mayor a medida que la combinación doble cambie hacia el centro de la molécula. Por otra parte, los olefinos de cadena ramificada podrán tener tendencias mayores o menores al golpeteo que las parafinas de construcción similar (no mostradas).

El efecto de formar un compuesto en cadena, tal como el nafteno o un aromático, a partir de los compuestos de cadena abierta, queda ilustrado en la Fig. 9-28. Deberá darse atención solamente a los compuestos líquidos. Las cicloparafinas (naftenos) tienen relaciones críticas más elevadas que las parafinas de cadena abierta. El agregado de un doble lazo en el ciclopentano, reduce la relación crítica de compresión. Sin embargo, el anillo benceno con el lazo aromático, tiene una relación crítica de compresión extremadamente alta (15 a 1), el agregado de cadenas laterales al anillo benceno, reduce la relación crítica (Fig. 9-28). En general, puede concluirse

[22] Es interesante notar que las condiciones de funcionamiento para las pruebas de la Fig. 9-27 y para la Tabla 8-6 son diferentes y por lo tanto, las relaciones críticas son muy diferentes en valor.

que los anillos son superiores a las cadenas abiertas. El benceno y otros aromáticos resisten la prerreacción y permanecen invariables [23] durante la compresión anterior a la ignición (dentro del margen usual de relaciones de compresión). Probablemente por esta razón, el TEL, que reduce la prerreacción en los combustibles parafínicos, tiene menor efecto en los aromáticos para aumentar las cifras octano.[24]

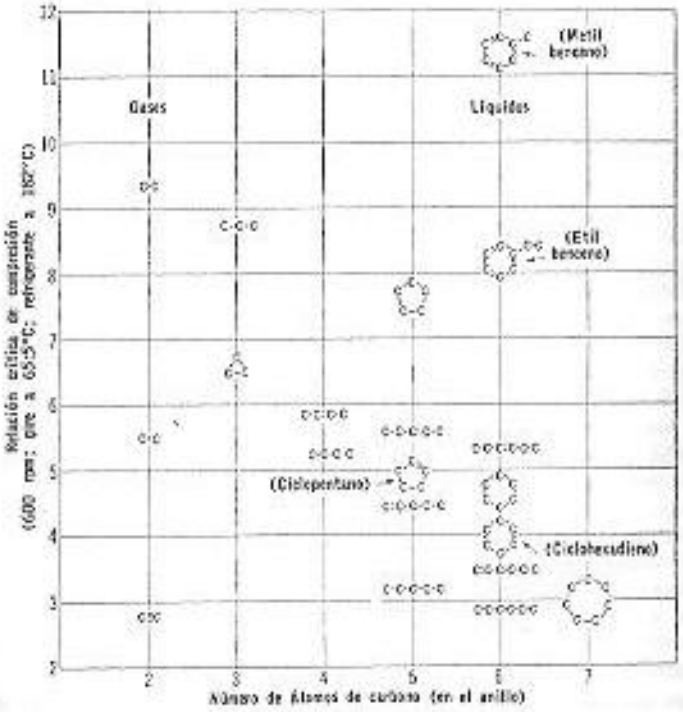


Fig. 9-28. Efecto de la no saturación y el cierre de anillo, sobre la relación crítica de compresión. (Datos de la Ref. 7)

El estudio de la estructura del combustible, tal y como afecta a la demora del encendido y la combustión en el motor EC, no ha sido estudiado extensamente, aun cuando usualmente son mencionadas las características y estructuras inversas a las exigidas por los combustibles ECH. En consecuencia, las parafinas de cadena larga son de más fácil encendido; los aromáticos y naftenos también producen buenos combustibles si están presentes las cadenas largas.

[24] Ref. 11.

PROBLEMAS

1. Construir una tabla que muestre el efecto sobre el golpeteo, al cambiar las condiciones del motor; para los motores ECH y EC. A continuación se tiene un caso ilustrativo:

Condición	Efecto sobre el golpeteo	
	ECH	EC
Elevación de las rpm	Disminuye	Aumenta

2. Indicar en la Tabla del Prob. 1, para cada caso, cuáles factores quedan implicados: Aumento o disminución de la temperatura, la densidad, el tiempo, la relación combustible-oxígeno, etc.

3. Mostrar que abriendo el estrangulador en el motor ECH no se cambian apreciablemente las temperaturas teóricas de combustión. [Hacer hincapié en que estrangulando un gas perfecto no cambiará la temperatura; ignórese la vaporización del combustible; utilice $T_2/T_1 = (V_1/V_2)^{k-1}$; suponga que la energía química $= mc_v\Delta T$, y que la energía química y m (peso de la mezcla) son proporcionales].

4. Mostrar en un diagrama pt que avanzando la chispa se aumentan radicalmente las temperaturas del gas final y las densidades.

5. Explicar por qué razón los motores ECH con cilindros grandes, comúnmente golpetean menos a altas velocidades.

6. Hace cuarenta años, los motores ECH con cilindros grandes cedieron el lugar a los motores EC. Explicar las razones.

7. Cierto motor se diseña con dos bujías, una en cada extremo de la cámara de combustión. Una de las bujías falla. ¿Qué efecto tendrá esta falla sobre el golpeteo? Explicar las razones.

8. ¿Por qué razón un motor EC generalmente golpetea más con cargas ligeras?

9. Mostrar que las temperaturas teóricas de combustión del motor EC disminuyen a medida que disminuyen las cargas (véase el Prob. 3).

10. Explicar por qué aumenta usualmente el golpeteo en un motor EC con los aumentos de velocidad.

11. Para los datos de la Fig. 9-9, calcular la demora del encendido en grados de giro del cigüeñal, para velocidades de 400, 800, 1 200, 1 600 y 2 000 rpm.

12. Si la bomba de inyección proporciona combustible durante un intervalo de 20 grados de giro del cigüeñal, calcular el porcentaje de combustible inyectado durante la demora para las condiciones del Prob. 11.

13. Repetir los Probs. 11 y 12, pero para una demora constante de 1 milisegundo.

14. Se dice que un combustible tiene una cifra octano de 80. ¿Qué significa esto, si es que significa algo?

15. Se dice que un combustible tiene una cifra octano 80 obtenida mediante el Método del Motor. ¿Qué significa esto? ¿Cuál será la cifra obtenida mediante el Método de Investigación?

16. Al probar un combustible desconocido, muestra una lectura en el medidor de golpeteo, de 55. Dos combustibles de referencia con números octano de 80 y 78, contienen al combustible desconocido y dan lecturas de 53 y 65 en el medidor de golpeteo. ¿Cuál es el número octano del combustible desconocido?

17. Al probar un combustible desconocido, mediante el Método de Aviación da una lectura de 454.4°C en el tapón térmico. Las mezclas de referencia con números octano de 90 y 92 dan temperaturas en el tapón térmico de 460°C y 444°C. Determinar la cifra octano del combustible probado.

18. Determinar la cifra de sobrealimentación ASTM para el combustible en la Fig. 9-13.

19. Tómese la recíproca de los datos en la Fig. 9-14, háganse extrapolaciones y determínese el límite de la escala de los octanos. ¿Cuál es la relación de compresión del motor en este límite?

20. Determine la variación en la presión media efectiva indicada para un cambio en los números octano de 100 a 105 y de 100 a 110, para los datos en la Fig. 9-14.

21. Un combustible es nominado 100/130 mediante la escala de rendimiento AN. Trasladar esta información a los valores octano, y explicarlo.

22. Un combustible con valores F-2 de 60 octanos y sensibilidad de 10 se compara con otro combustible de 80 octanos y 5 de sensibilidad. Discutir cuál combustible es más sensitivo en un motor real.

23. Para los datos de la Tabla 9-4, discutir cuál combustible tendrá la más alta susceptibilidad en un motor real.

24. Discutir los datos de la Tabla 9-5 en relación con la reacción de los combustibles al TEL.

25. ¿Se puede esperar encontrar depósitos de $PbBr_2$ en la válvula del escape? Discútase.

26. Una olefina tiene relación crítica de compresión de 10. ¿Cuál será la relación cuando se le añade 0.26 ml de TEL por lt de combustible? (1 ml por galón). (Utilícese la Fig. 9-19).

27. ¿Por qué los combustibles que golpetean y los que no golpetean producen curvas diferentes de potencia con avance máximo de la chispa?

28. Explique por qué se han propuesto sistemas de dos combustibles.

29. Un motor de aviación sobrealimentado tiene sistema de inyección de agua. Cuando se inyecta agua ¿qué sucede con la potencia en la flecha y con el consumo indicado de combustible? Aumentando la sobrealimentación hasta que la potencia se restablece en el mismo valor que se obtuvo primeramente con el agua, ¿cuál será el valor relativo probable del consumo de combustible con respecto a las condiciones primeras.

30. Un fabricante diseña un motor sin sobrealimentación para una región que dispone de combustibles con números octano de 75-90. Suponiendo que sea utilizable la Fig. 9-25, ¿cuál será el valor de la relación de compresión? Justificar la relación seleccionada.

31. Se encuentra que un combustible probado requiere una relación de compresión de 16:1 para una demora del encendido de 13 grados, en la prueba de los cetanos. Los combustibles de referencia de 50 y 58 cetanos requieren relaciones de 16.5:1 y 15.8:1. Determinar el número cetano del combustible probado.

32. Hacer una lista del porcentaje en peso para cada componente encontrado en los depósitos de un émbolo que funciona a 260°C (500°F). (Utilizar los datos de la Fig. 9-20).

33. Calcule la demora del encendido en milisegundos para la prueba normal de los cetanos (D 613–41 T).

REFERENCIAS

1. American Society for Testing Materials. *ASTM Manual of Engine Test Methods for Rating Fuels.*
2. Coordinating Research Council. *CRC Handbook.*
3. Leary, W. A., Taylor, E. S. Taylor, C. F., y Jovellanos, J. U. *The Effect of Fuel Composition, Compression Pressure, and Fuel-Air Ratio on the Compression-Ignition Characteristics of Several Fuels.* NACA TN 1470, marzo, 1948.
4. Elliott, M. A. "Combustion of Diesel Fuel", *Trans. SAE*, Vol. 3, Núm. 3 (julio, 1949), Pág. 490.
5. Uyehara, O. A., y Myers, P. S. "Diesel Combustion Temperatures—Influence of Fuels of Selected Composition", *Trans. SAE*, Vol. 3, Núm. 1 (enero, 1949), Pág. 178.
6. Brooks, D. B. "Development of Reference Fuel Scales for Knock Rating", *SAE Journal*, Vol. 54, Núm. 8 (agosto, 1946), Pág. 394.
7. Lovell, W. G. "Knocking Characteristics of Hydrocarbons", *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 40, Núm. 12 (diciembre, 1948), Pág. 2388.
8. Sachanen, A. N. *Conversion of Petroleum.* New York: Reinhold Publishing Corporation, 1948.
9. Scott, R. W., Tobias, G. S., y Haines P. L. "Antiknock Quality Requirements", *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 41, Núm. 10 (octubre, 1949), Pág. 2342.
10. Uyehara, O. A., Myers, P. S., Watson, K. M., y Wilson, L. A. "Diesel Combustion Temperatures—The Influence of Operating Variables", *Trans. ASME*, Vol. 69, Núm. 5 (julio, 1947), Pág. 465.
11. Retailliau, E. R. Richards, H. A., Jr., y Jones, M. C. K. "Compression May Change Structure of Fuels", *SAE Journal*, Vol. 58, Núm. 6 (junio, 1950), Pág. 33.

33. Calcule la demora del encendido en milisegundos para la prueba normal de los cetanos (D 613-41 T).

REFERENCIAS

1. American Society for Testing Materials. *ASTM Manual of Engine Test Methods for Rating Fuels.*
2. Coordinating Research Council. *CRC Handbook.*
3. Leary, W. A., Taylor, E. S. Taylor, C. F., y Jovellanos, J. U. *The Effect of Fuel Composition, Compression Pressure, and Fuel-Air Ratio on the Compression-Ignition Characteristics of Several Fuels.* NACA TN 1470, marzo, 1948.
4. Elliott, M. A. "Combustion of Diesel Fuel", *Trans. SAE*, Vol. 3, Núm. 3 (julio, 1949), Pág. 490.
5. Uyehara, O. A., y Myers, P. S. "Diesel Combustion Temperatures—Influence of Fuels of Selected Composition", *Trans. SAE*, Vol. 3, Núm. 1 (enero, 1949), Pág. 178.
6. Brooks, D. B. "Development of Reference Fuel Scales for Knock Rating", *SAE Journal*, Vol. 54, Núm. 8 (agosto, 1946), Pág. 394.
7. Lovell, W. G. "Knocking Characteristics of Hydrocarbons", *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 40, Núm. 12 (diciembre, 1948), Pág. 2388.
8. Sachanen, A. N. *Conversion of Petroleum.* New York: Reinhold Publishing Corporation, 1948.
9. Scott, R. W., Tobias, G. S., y Haines P. L. "Antiknock Quality Requirements", *Industrial and Engineering Chemistry*, Vol. 41, Núm. 10 (octubre, 1949), Pág. 2342.
10. Uyehara, O. A., Myers, P. S., Watson, K. M., y Wilson, L. A. "Diesel Combustion Temperatures—The Influence of Operating Variables", *Trans. ASME*, Vol. 69, Núm. 5 (julio, 1947), Pág. 465.
11. Retailliau, E. R. Richards, H. A., Jr., y Jones, M. C. K. "Compression May Change Structure of Fuels", *SAE Journal*, Vol. 58, Núm. 6 (junio, 1950), Pág. 33.

CAPITULO 10

LOS GASES DEL ESCAPE Y LA RELACION AIRE-COMBUSTIBLE

Al analizar el rendimiento del motor de combustión, es de capital importancia el conocimiento de las cantidades relativas de aire y combustible presentes en la mezcla suministrada. La relación aire-combustible se determina en el laboratorio, mediante mediciones separadas del aire y del combustible, suministrados al motor (Arts. 2-8 y 2-9). Este procedimiento no sólo es inconveniente, sino que usualmente es difícil en extremo, especialmente cuando el motor está instalado en un vehículo en movimiento. Por estas razones, se han hecho varios ensayos para valorizar la relación de la mezcla a partir de un análisis químico de los componentes de los gases del escape. La mezcla puede ser determinada con gran precisión mediante el análisis de los gases del escape, si las mediciones son precisas. Sin embargo, un solo análisis resulta discutible, puesto que el promedio de la relación aire-combustible obtenido de muchas pruebas, se acerca a la relación real, dentro de un 3% ; errores mayores que el anterior son generalmente aceptables para muchos cálculos de ingeniería, por la única razón de que la información suministrada es cualitativa.

10-1. El rendimiento del motor y la relación aire-combustible. Aun cuando pueden utilizarse en el motor de combustión diferentes relaciones aire-combustible, se ha encontrado que es necesaria una relación definida para obtener la máxima potencia y otra relación diferente aun cuando definida, para máxima economía. Dirijamos la atención primero a la potencia o par de arranque obtenido en el motor a velocidad contante. En este caso, el motor aspirará una cantidad constante de aire, limitada directamente por el desplazamiento del émbolo. Si se aumenta el flujo de combustible permitiendo que una mayor cantidad de él sea introducida en la corriente de aire por el carburador o por la bomba de inyección, la potencia en la flecha aumentará por el aumento de energía química liberada. Este aumento en la potencia por el aumento de combustible seguirá creciendo hasta que se alcance un punto en el que todo

el aire (oxígeno) en el cilindro sea efectivamente utilizado para la combustión; esto es, hasta que se obtenga la liberación óptima de energía química de la reacción del combustible y el aire. Puesto que el flujo de combustible se puede aumentar; en tanto que el flujo de aire es fijado por el diseño y desplazamiento del motor, es el aire, y no el combustible, el que impone un límite a la potencia obtenida en la flecha. En consecuencia, se obtiene la potencia máxima cuando se consume efectivamente todo el *aire* contenido en el cilindro. Cuando ocurre que el combustible y el aire se mezclan imperfectamente, que el combustible no se vaporiza por completo y que el volumen de compresión se llena con productos de la combustión que diluyen la concentración de la alimentación fresca, se hace evidente que para obtener potencia máxima deberá emplearse un exceso de combustible en relación con la mezcla químicamente correcta. Se llega a esta misma conclusión, incluso para una mezcla ideal (Fig. 6-8).

La máxima economía del motor, como se desprende del consumo específico del combustible, se obtendrá idealmente cuando la liberación de energía química, *por unidad de combustible*, sea un máximo. Esta condición se logra cuando el combustible se quema completamente, y para ello, debe suministrarse un exceso de *aire*. Ya que las mezclas pobres (y las ricas) se queman lentamente, el émbolo irá descendiendo en la carrera de potencia a medida que la energía va siendo liberada. Además la energía liberada se emplea en parte, para vencer la fricción que es relativamente constante. Como consecuencia de estos factores indeseables, la mezcla para la máxima economía del motor no diferirá grandemente de la mezcla químicamente correcta.

En la Fig. 10-1 se ilustran las relaciones entre potencia, economía y relación aire-combustible para un motor particular encendido por chispa. Se tiene la máxima potencia cuando todo el aire se quema en la forma de una relación aire-combustible, rica; en tanto que se obtiene la máxima economía, cuando se emplea una mezcla pobre. La diferencia en las relaciones entre estos dos puntos de rendimiento es controlada por el diseño del motor. Considérese que el carburador de un motor multicilíndrico debe alimentar a cuatro, seis u ocho cilindros. El combustible se traslada hacia los cilindros: (1) como película líquida sobre las paredes del múltiple, (2) como partículas líquidas suspendidas en la corriente de aire, y (3) como un vapor mezclado con la corriente de aire. Como consecuencia de esta falta de homogeneidad y la consiguiente distribución inadecuada,

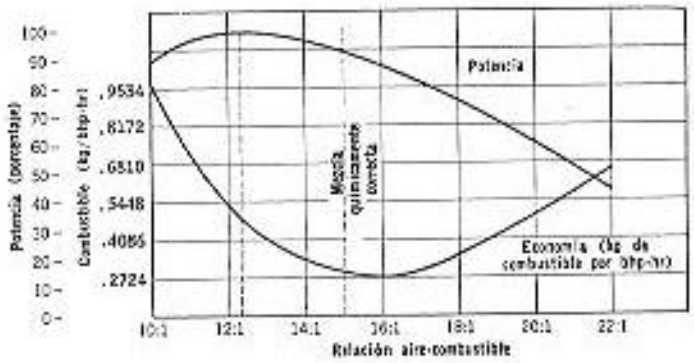


FIG. 10-1. Variaciones de la potencia y la economía en un motor ECH con el carburador ajustado. Velocidad constante y estrangulador completamente abierto

la relación aire-combustible para máxima potencia deberá ser algo más rica si ha de quemarse todo el aire, la relación para máxima economía también tiende a ser rica, puesto que parte del combustible simplemente se desperdicia. Si se calienta el múltiple para mejorar la distribución, será inducido un peso menor de aire y la potencia máxima disminuirá en valor (además la potencia máxima será liberada con una relación aire-combustible, por ejemplo, de 14 a 1), sin embargo, la economía será mejorada con el bajo consumo específico de combustible (y el consumo específico mínimo será proporcionado con relaciones aire-combustible de, por ejemplo, 16 o 17 a 1). Así, las demandas de las relaciones numéricas del motor, ilustradas cualitativamente en la Fig. 10-1, son influidas por el objetivo en el diseño del motor: ya sea que fuera diseñado para potencia máxima o para economía máxima.

Puede pensarse que las fallas en los motores multicilíndricos ECH sean remediadas inyectando el combustible directamente dentro del cilindro en la carrera de admisión. Sin embargo, en este caso las fallas inherentes en un múltiple son compensadas por las fallas inherentes en la bomba dosificadora. El problema es el de medir la misma cantidad de combustible para cada cilindro y mantener esta dosificación exacta para todas las condiciones de velocidad y de variaciones de la carga. En los motores pequeños, las diminutas cantidades de combustible inyectado por cilindro, complican aún más la situación. El problema de la inyección se estudiará en el Cap. 12, por ahora es suficiente notar que la inyección ha resulta-

do más exitosa que la carburación, solamente cuando la velocidad es esencialmente constante.

En los motores EC existe el mismo problema que en los motores ECH y las relaciones cualitativas de rendimiento son bastante semejantes (compárense las Figs. 10-1 y 10-2). Sin embargo, la

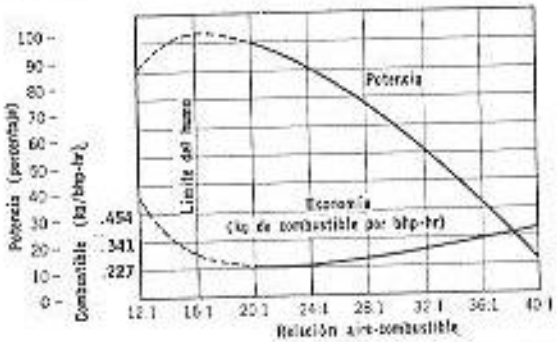


FIG. 10-2. Variaciones de la potencia y la economía de un motor EC por la cantidad de combustible inyectado. Velocidad constante. Mezcla química correcta con relación AC de 15:1

relación aire-combustible, no puede tender a la mezcla químicamente correcta sin la presencia de humo. En la Fig. 10-2 se indica que el motor nunca deberá funcionar en el punto de máxima potencia porque aparece humo en exceso y fallas en el motor. Muchos motores despiden humo, incluso con relaciones aire-combustible de 30:1 (Fig. 10-9). En los motores EC debe ocurrir la inyección en un punto en el cual sea deseable la elevación de presión y por lo mismo se dispone de poco tiempo[1] para que el combustible encuentre al aire. Por esta razón, la bomba de inyección se equipa con un tope de cantidad, que previene que la inyección del combustible vaya más allá de la correspondiente a un humo ligero. En consecuencia los puntos para potencia máxima y economía máxima en el motor EC se llevan hacia las relaciones relativamente altas de aire-combustible—siempre mayores que la relación químicamente correcta.

10-2. Análisis de los productos de la combustión. El equipo usual de laboratorio para analizar mezclas de gases es el aparato Orsat; en la Fig. 10-3 se ilustra un modelo portátil. El Orsat consta de una bureta medidora *a* (que contiene 100 unidades de volumen entre la marca 0 de la escala y la pínula en *b*) y una serie de pipetas de

[1] Mientras que la inyección en el motor ECH se hace al principio de la carrera de admisión, asegurando así tiempo suficiente para que se forme una mezcla homogénea.

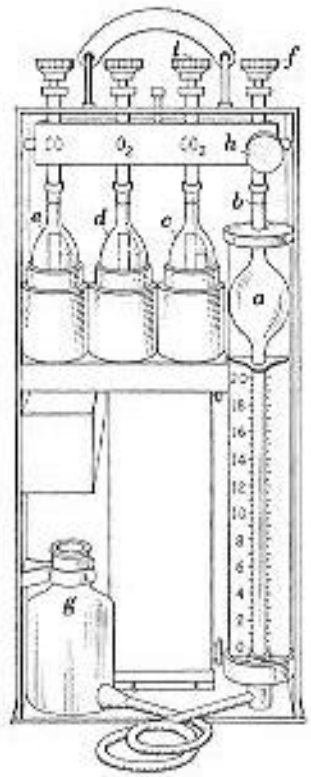


FIG. 10-3. Orsat Ellison para determinar CO_2, O_2 y CO

absorción tales como *c*, *d* y *e*. Este modelo particular es para mezclas que contienen bióxido de carbono, oxígeno, o monóxido de carbono, sin embargo, se pueden añadir pipetas extras para otros gases. El método de realizar una prueba se puede resumir como sigue: Se absorbe una muestra de gas a través de la válvula *f* al interior de la bureta *a* bajando el nivel de la botella *g*, la cual contiene un líquido que usualmente es agua. En seguida se cierra la válvula *f* y se abre la válvula *h* a la atmósfera. El gas sobrante es expulsado elevando el nivel de la botella hasta que el nivel de *g* coincida con la marca cero. Este procedimiento garantiza que la muestra de 100 unidades de volumen está a la presión atmosférica, en tanto que la capacidad térmica del aparato asegura que la temperatura de la mezcla también es la atmosférica. En seguida, abriendo la válvula *i* y elevando la botella niveladora, el gas

contenido en la bureta medidora es forzado al interior de la pipeta *c*. Esta contiene una solución de hidróxido de potasio que debe absorber el bióxido de carbono. En seguida, se baja la botella niveladora y la muestra regresa a la bureta medidora mientras que el nivel de la solución en la pipeta regresa al índice. Cuando la botella niveladora se mantiene con los niveles del agua en *g* y en *a* iguales, se restablece la presión de la muestra *a* que sea la inicial (atmosférica) (en tanto que la temperatura permanece constante en su valor inicial). Así, la lectura hecha en este punto representa el volumen del bióxido de carbono, que fue absorbido en la primera pipeta, medido a la presión y temperatura atmosféricas. Este volumen es el parcial del bióxido de carbono en la mezcla original seca. Se repite el procedimiento pasando el gas a la segunda pipeta, que contiene una solución de ácido pirogálico. En ella se absorbe el oxígeno y el resto del gas se regresa a la bureta medidora. El volumen medido ahora, es menor que las 100 unidades originales, en una cantidad igual a los volúmenes parciales de CO_2 y O_2 en la mezcla seca original. El volumen parcial del oxígeno se calcula de inmediato, puesto que se conoce el volumen parcial del CO_2. (En forma semejante, la tercer pipeta que contiene cloruro cuproso, absorbe monóxido de carbono, que puede estar presente.)

En todos los instrumentos Orsat, se determina el análisis volumétricamente y aparece en una base seca aun cuando la muestra original haya sido saturada con vapor de agua. Si se utiliza mercurio como fluido en la botella niveladora, se deben poner unas cuantas gotas de agua sobre la superficie del mercurio para asegurar que la muestra se sature y se restablezca después que ha sido expuesta a las soluciones químicas en las pipetas absorbedoras, ya que estas soluciones ejercen una acción secante.

En el Ej. 1 se muestra que el Orsat ignora el vapor de agua, y reporta el análisis exacto para una mezcla hipotéticamente seca.

EJEMPLO 1. Una mezcla de bióxido de carbono y nitrógeno a temperatura constante y presión atmosférica es contenida sobre el agua en un Orsat. Mostrar que el Orsat medirá los porcentajes secos de bióxido de carbono.

SOLUCIÓN: Sean

n_1 = moles de vapor de agua en la mezcla original
n_2 = moles de vapor de agua después de la absorción del bióxido de carbono
n_C = moles de bióxido de carbono
n_N = moles de nitrógeno

La presión parcial del vapor de agua saturado es constante, puesto que la temperatura es constante durante la prueba [Ec. (3-35)]:

$$pH_2O = \frac{\text{moles de vapor de agua}}{\text{moles de mezcla}} \times 1.033 \text{ kg/cm}^2 = \text{constante} \qquad (a)$$

La inspección de la Ec. (*a*) muestra que a medida que las moles de la mezcla disminuyen a partir de la absorción de un componente, las moles de vapor de agua deberán también disminuir si la presión parcial ha de permanecer constante. Así, siempre que un gas es absorbido en una de las pipetas, también se condensa una cantidad proporcional de vapor de agua. La mezcla original contiene:

$$n_1 + n_C + n_N \text{ moles}$$

Después de absorber el CO_2, la mezcla contiene

$$n_2 + n_N \text{ moles}$$

Luego

$$pH_2O = \frac{n_1}{n_1 + n_C + n_N} \times 1.033 = \frac{n_2}{n_2 + n_N} \times 1.033 \qquad (b)$$

La ecuación (*b*) se puede reducir a:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{n_C + n_N}{n_N} \text{ y } \frac{n_1 - n_2}{n_2} = \frac{n_C}{n_N} \qquad (c)$$

El Orsat absorberá al CO_2 y a $(n_1 - n_2)$ moles de vapor de agua en la primer pipeta. El porcentaje de absorción será igual a:

$$\% \text{ de } CO_2 \text{ en el Orsat} = \frac{n_C + (n_1 - n_2)}{n_1 + n_C + n_N}$$

Sustituyendo de las Ecs. (*c*) para n_1 y $(n_1 - n_2)$ y reduciendo,

$$\% \text{ de } CO_2 \text{ en el Orsat} = \frac{n_C}{n_C + n_N} \qquad \text{Resp.}$$

Pero éste es el *porcentaje seco* de CO_2 en la mezcla original. Por lo tanto, el Orsat mide el porcentaje de gas en la mezcla seca y no, el porcentaje verdadero en la mezcla real.

10-3. Los componentes del aire y de los combustibles. No obstante que el aire atmosférico contiene pequeñas cantidades de argón, bióxido de carbono e hidrógeno, estos componentes serán incluidos en el nitrógeno, por conveniencia:

$$\frac{\text{moles de nitrógeno (etc.)}}{\text{moles de oxígeno}} = 3.764$$

Se considera que el "nitrógeno" tiene un peso molecular de 28.161 para compensar la presencia de los gases inertes (Art. 4-2):

$$M_{O_2} = 32.00$$
$$M_{N_2} = 28.161$$
$$M_{aire} = 28.967 \approx 29$$

Con estos valores, los pesos relativos del nitrógeno y del oxígeno en el aire atmosférico, serán:

$$\frac{\text{peso del nitrógeno (etc.)}}{\text{peso del oxígeno}} = \frac{3.764 \text{ moles de nitrógeno (etc.) } (28.161)}{1 \text{ mol de oxígeno } (32.00)} = 3.312$$

La composición de los combustibles hidrocarburos, no difiere grandemente, si sólo se puede practicar *un* análisis químico, es generalmente preferible suponer la composición a partir del conocimiento del origen del combustible. Para las gasolinas y aceites combustibles del continente medio, es muy representativa la composición C_8H_{15} ($CH_{2.12}$). La composición se ilustra usualmente por la relación H/C; ya sea como relación de moles o de pesos; por ejemplo, la gasolina para aviones en este país* y en Inglaterra, se supone que sea[3]

$$\frac{H}{C} = 0.188 \text{ (relación en peso)} = 2.256 \text{ (relación en moles)}$$
$$\text{o } CH_{2.256} \text{ o } C_8H_{18}$$

Las bases para la relación se determinan por inspección, puesto que los valores no cambian significantemente para los combustibles que se puedan encontrar.

Ejemplo 2: ¿Cuáles serán los porcentajes volumétricos de los componentes de los gases del escape, en una base seca, cuando se quema metano (CH_4) con la cantidad correcta de aire?

Solución:

$$CH_4 + 2O_2 + 7.52N_2 \longrightarrow CO_2 + 2H_2O + 7.52N_2$$

Suponiendo que todo el vapor de agua se condense, los productos serán solamente, CO_2 y N_2. Los porcentajes de estos productos son:

$$CO_2 = \frac{1 \text{ mol de } CO_2}{8.52 \text{ moles de productos}} \times 100 = 11.71\% \qquad \text{Resp.}$$

$$N_2 = \frac{7.52 \text{ moles de } N_2}{8.52 \text{ moles de productos}} \times 100 = 88.29\% \qquad \text{Resp.}$$

* EE.UU.A. (N. del T.)
[3] Ref. 3.

Ejemplo 3: ¿A qué temperatura comenzará a condensarse el vapor de agua de la combustión del metano del ejemplo anterior, si el análisis del Orsat se hace a 1.033 kg/cm² (14.7 lb/plg² abs) y el aire que entra al motor está seco?[3]

Solución: Los productos de la combustión son: $CO_2 + 2H_2O + 7.52\ N_2$. Por la Ec. (3-35),

$$\text{Presión parcial de } H_2O = \frac{2 \text{ moles de } H_2O}{10.52 \text{ moles de productos}} \times 1.033 = 0.19_2 \text{ kg/cm}^2$$

En la Tabla VII (del Apéndice), interpolando en la columna 2 de las propiedades del vapor saturado, se tiene que para 0.19 kg/cm² la temperatura de saturación del H_2O es de 59 C; por lo tanto, esta temperatura representa el comienzo de la saturación y se conoce también como el punto de rocío.

Si se enfrian los gases hasta 21 C, la presión de saturación para esta temperatura es de 0.02541 kg/cm² abs (Tabla VII). Por lo tanto, el número n de moles de H_2O presentes en forma de vapor se encuentra como sigue:

$$0.02541 = \frac{\text{moles de } H_2O}{\text{moles de productos}} \times 1.034 = \frac{n}{1 + 7.52 + n} \times 1.034$$
$$n = 0.21 \text{ moles}$$

Luego 0.21 moles de H_2O estarán presentes en los gases del escape a 21 C. Sólo alrededor de un décimo de la cantidad original permanece sin condensarse.

Ejemplo 4: ¿Qué porcentaje de los gases del escape resultantes de la combustión completa del octano (C_8H_{18}) serán vapor de agua cuando se emplea un 50% de exceso de aire a 260 C y cuando se enfría el gas a 16 C?. La presión atmosférica es de 1.033 kg/cm².

Solución:

$$C_8H_{18} + (1.5)(12.5)O_2 + (1.5)(47)N_2 \longrightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 6.25O_2 + (1.5)(47)N_2$$

Utilizando las moles de los productos, del lado derecho de la ecuación, el porcentaje volumétrico del vapor de agua a 260°C (500°F) será:

$$\frac{\text{Moles } H_2O}{\text{Moles totales}} = \frac{9}{8 + 9 + 6.25 + (1.5)\ (47)} = 0.096 = 9.6\% \text{ de } H_2O \text{ Resp.}$$

Por la Ec. (3-35) la presión parcial del H_2O en el gas es:

$$\text{Presión} = 0.096 \times 1.033 = 0.098518 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

que corresponde a una temperatura de condensación de 45°C (113°F) según la Tabla VII (columnas 1 y 2). Por lo cual debe asegurarse que a 260°C no se condensará el agua.

Para 15.56 C la Tabla VII muestra que la presión del vapor de agua debe ser de 0.018 kg/cm² abs. Aplicando el método utilizado con anterioridad y escribiendo n como las moles de vapor de agua no condensada

$$\frac{n}{8 + n + 6.25 + (1.5)\ (47)} \times 1.033 = 0.018$$

$$0.0174 \times 1.033 = 0.018$$

De donde 1.74% de los gases del escape son vapor de agua a 15.56°C. Resp.

No es necesario resolver para n, a menos que se deseen las moles reales. En este caso, $n = 1.50$ moles. Nótese que la respuesta es independiente del grado de humedad del aire empleado en la combustión. Como quiera, la cantidad real de agua condensada será afectada por la humedad del aire y por la temperatura de condensación.

EJEMPLO 5. ¿Qué variaciones habrá en el porcentaje de CO_2 reportado en la base seca y en la base de los productos completos (húmeda) para el octano y el aire del Ej. 4 a 15.56°C (60°F)?

SOLUCIÓN: Los productos secos son: $[8CO_2 + 6.25O_2 + 70.5N_2]$ moles

$$CO_2 = \frac{8}{84.75} \times 100 = 9.43\% \qquad \text{Resp.}$$

Los productos verdaderos a 15.56°C son: $[8CO_2 + 6.25O_2 + 70.5N_2 + 1.50H_2O]$ moles Resp.

$$CO_2 = \frac{8}{86.25} \times 100 = 9.27\% \qquad \text{Resp.}$$

El Orsat no acusará este último porcentaje pero mostrará el de CO_2 presente en el gas seco.

10-4. Cálculo de las relaciones aire-combustible. Se dispone de diferentes métodos para calcular la relación aire-combustible de la mezcla, a partir del análisis de los gases de escape:

A. Balance del carbono
B. Balance del hidrógeno
C. Balance carbono-hidrógeno
   1) Con combustible conocido
   2) Con combustible desconocido
D. Método del escape oxidado

Los métodos A, B, C.1 y D requieren que sea conocida la composición química del combustible; el C.2, no requiere ese conocimiento.[3] Los métodos implican el balance de las ecuaciones de las reacciones químicas: combustible más aire, tienden a ser productos de la combustión. En virtud de que el análisis del Orsat, se reporta por volumen, los porcentajes de cada componente deben ser considerados como moles (la unidad de la mol a presión y temperatura constantes es una unidad de volumen para los gases perfectos, o para los gases reales a bajas presiones, Art. 3-21). Los métodos serán mejor ilustrados, mediante ejemplos.

[3] Ej. 9.

A. BALANCE DEL CARBONO. Probablemente el balance del carbono sea el método más conveniente, siendo especialmente exacto para mezclas pobres. En este caso, el porcentaje de CO_2 es elevado y por ello, los pequeños errores en la medición del Orsat no son críticos. Sin embargo, no deberá utilizarse para combustible de origen desconocido. Generalmente, el método supone que todo el carbono se encontrará combinado en los gases del escape y no se forma el carbón libre (sólido) (a pesar de lo cual, véase Prob. 16). El nitrógeno en los productos (y por lo mismo en la mezcla), se supone que sea el gas inerte que queda en el Orsat al terminar el análisis y por ello, se le calcula por diferencia. Después del balance del nitrógeno se encuentra el oxígeno en la mezcla original, a partir de la composición ya conocida, del aire: $O_2 = N_2/3.764$.

EJEMPLO 6: Los componentes secos de los gases del escape provenientes de un motor ECH, utilizando gasolina de la parte media del continente, se reportaron como:

CO_2	O_2	CO	H_2	CH_4	Total	N_2=100−21.9
8.7%	0.3%	8.9%	3.7%	0.3%	21.9%	78.1%

Determinar las relaciones aire-combustible y combustible-aire y compárense con los valores medidos AF de 11 a 1 (Tabla 10-1, prueba 5, motor de seis cilindros).

SOLUCIÓN: La composición del combustible, con buena precisión, se supone sea C_8H_{17}. La ecuación de la reacción no balanceada es:

$$aC_8H_{17} + \frac{78.1}{3.76}O_2 + 78.1N_2 \longrightarrow$$

$$8.7CO_2 + 8.9CO + 0.3CH_4 + 0.3O_2 + 3.7H_2 + 78.1N_2 + \text{(condensado) } H_2O$$

(Recuérdese que la relación del N_2 al O_2 en el aire es de 3.76.)

El balance del carbono se hace sumando el carbono combinado:

$$8Z = 8.7 + 8.9 + 0.3 = 17.9 \qquad Z = 2.238$$

Luego la mezcla será:

$$2.238C_8H_{17} + 20.8O_2 + 78.1N_2$$

y las relaciones son:

$$AF = \frac{\text{peso del aire}}{\text{peso del combustible}} = \frac{(98.9)\ 28}{2.238\ (113)} = 11.3 \qquad \text{Resp.}$$

$$FA = \frac{\text{peso del combustible}}{\text{peso del aire}} = 0.0885 \qquad \text{Resp.}$$

El valor AF calculado es de 11.3 y el medido 11. El error es de $\frac{0.3}{11} \times 100$ o 2.7%.

B. BALANCE DEL HIDRÓGENO. En muy pocos casos es conveniente el método del balance del hidrógeno; por ejemplo, en el caso del motor EC sometido a grandes cargas, apareciéndole carbón libre en los gases del escape. Ya que la cantidad de gas que contiene hidrógeno es pequeña, deberá desarrollarse extremo cuidado al practicar el análisis de los gases.

EJEMPLO 7. Repetir el Ej. 6, pero utilizando el método del *Balance del Hidrógeno.*

SOLUCIÓN: La ecuación de la reacción no balanceada aparecerá como (Ej. 6):

$$ZC_8H_{17} + 20.8O_2 + 78.1N_2 \rightarrow$$
$$8.7CO_2 + 8.9CO + 0.3CH_4 + 0.3O_2 + 3.7H_2 + 78.1N_2 + XH_2O \text{ (condensada)} + C\text{(sólido)}$$

Balance del oxígeno. La cantidad de H_2O condensada, se calcula balanceando el oxígeno en ambos lados de la ecuación:

$$20.8 = 8.7 + \frac{8.9}{2} + 0.3 + \frac{X}{2}$$

$$X = 14.7$$

Balance del hidrógeno. Se hace el balance del hidrógeno en ambos lados de la ecuación:

$$17Z = 0.3(4) + 3.7(2) + 14.7(2)$$
$$Z = 2.235$$

Luego la mezcla será:

$$2.235C_8H_{17} + 20.8O_2 + 78.1N_2$$

y las relaciones son:

$$AF = \frac{\text{peso del aire}}{\text{peso del combustible}} = \frac{(98.9)\,(29)}{2.235\ (113)} = 11.3 \qquad \text{Resp.}$$

$$FA = \frac{1}{11.3} = 0.0885 \qquad \text{Resp.}$$

C. BALANCE DE CARBÓN-HIDRÓGENO. Cuando es desconocida la composición del combustible y no se le puede estimar certeramente, deben combinarse los métodos de balance del hidrógeno y del carbono para encontrar la solución.

EJEMPLO 8. Para los mismos datos de los Ejs. 6 y 7, calcular las relaciones AF y FA mediante el balance carbon-hidrógeno.

SOLUCIÓN: La ecuación de la reacción no balanceada para el combustible desconocido se escribe así:

$$C_xH_y + 20.8O_2 + 78.1N_2 \rightarrow$$
$$8.7CO_2 + 8.9CO + 0.3CH_4 + 0.3O_2 + 3.7H_2 + XH_2O \text{ (condensada)} + 78.1N_2$$

Balance del carbono: $x = 17.9$
Balance del oxígeno: $X = 14.7$
Balance del hidrógeno: $y = 38$

De acuerdo con lo cual, la mezcla es

$$C_{17.9}H_{38} + 20.8O_2 + 78.1N_2$$

con

$$\frac{H}{C} = \frac{38}{17.9(12)} = 0.177 \text{ o } 2.12$$

Las relaciones son:

$$AF = \frac{(98.9)29}{17.9(12) + 38(1)} = 11.3 \qquad \text{Resp.}$$
$$FA = 0.0885 \qquad \text{Resp.}$$

Cuando la exactitud del análisis del Orsat es dudosa y se conoce el análisis del combustible, el balance carbono-hidrógeno, sin el balance del nitrógeno, es posible que pruebe ser la mejor solución. El método se ilustra en el Ej. 9.

EJEMPLO 9: Para los mismos datos de los Ejs. 6, 7 y 8, calcular las relaciones AF y FA mediante un balance carbono-hidrógeno para el C_8H_{17} como combustible.

SOLUCIÓN: La ecuación no balanceada de la reacción para el combustible conocido se escribe así:

$$ZC_8H_{17} + aO_2 + bN_2 \longrightarrow$$
$$8.7CO_2 + 8.9CO + 0.3CH_4 + 0.3O_2 + 3.7H_2 + XH_2O \text{ (condensada)} + bN_2$$

Balance del carbono: $Z = 2.238$ (Ej. 6).
Balance del hidrógeno: La cantidad de H_2O condensada se calcula mediante el balance del hidrógeno en ambos lados de la ecuación:

$$2.238(17) = 0.3(4) + 3.7(2) + X(2)$$
$$X = 14.7 \text{ (lo cual concuerda con el Ej. 7)}$$

Balance del oxígeno: El oxígeno en la mezcla se valoriza de los productos conocidos:

$$a = 8.7 + \frac{8.9}{2} + 0.3 + \frac{14.7}{2}$$

$$= 20.8 \text{ (lo que concuerda con los Ejs. 6 y 7)}$$

Nitrógeno: El nitrógeno en el aire se encuentra de la relación N_2/O_2:

$$5 = 3.764a = 3.764(20.8)$$
$$= 78.1$$

De acuerdo con lo anterior, la mezcla será:

$$2.238C_8H_{15} + 20.8O_2 + 78.1N_2 \text{ (que concuerda con el Ej. 6).}$$

y las relaciones son

$$AF = \frac{98.9(20)}{2.238(113)} = 11.3 \qquad \text{Resp.}$$

$$FA = 0.0885 \qquad \text{Resp.}$$

En este ejemplo, las respuestas concuerdan con las de los Ejs. 6, 7 y 8. En otros casos más comunes, se encuentra alguna diferencia, debido a que los valores del análisis del Orsat tienen errores (ya sea por falta de técnica al realizarlo o por una muestra defectuosa). Al método utilizado en este ejemplo, se le supone usualmente mejor solución que la de los Ejs. 7 y 8. Indudablemente que con un análisis defectuoso del Orsat, no hay método que pueda ser preciso y la mejor solución se deduce más por el juicio, que por el método.

D. Escape oxidado. Es conveniente, al analizar los gases del escape, obtener un elevado porcentaje de un componente, con objeto de que los pequeños errores en las mediciones volumétricas sean insignificantes. También es de desear, tener componentes tales como el CO_2, que puede ser analizado y medido rápidamente. Los gases del escape pueden contener cantidades pequeñas de hidrógeno, metano y otros gases hidrocarburos, que son especialmente difíciles de reconocer o evaluar con precisión. Por estas razones, se ha abogado[1] por un método que parece prometer mucho, especialmente cuando se emplean mezclas ricas. En este método se calcula un diagrama para la composición del combustible que se utilizará; dicho diagrama se reproduce en la Fig. 10-4 (y el método de cálculo, se ilustra en el Ej. 10). Los gases del escape provenientes del motor, pasan por entre un oxidador que permite que los productos parcialmente quemados se conviertan en CO_2 y H_2O. En la práctica, se hace el oxidador de tubería de acero inoxidable, de 2.54 cm de diámetro lleno con óxido cúprico en forma de alambre de 0.5 mm de diámetro. Este cilindro

[1] Ref. 3.

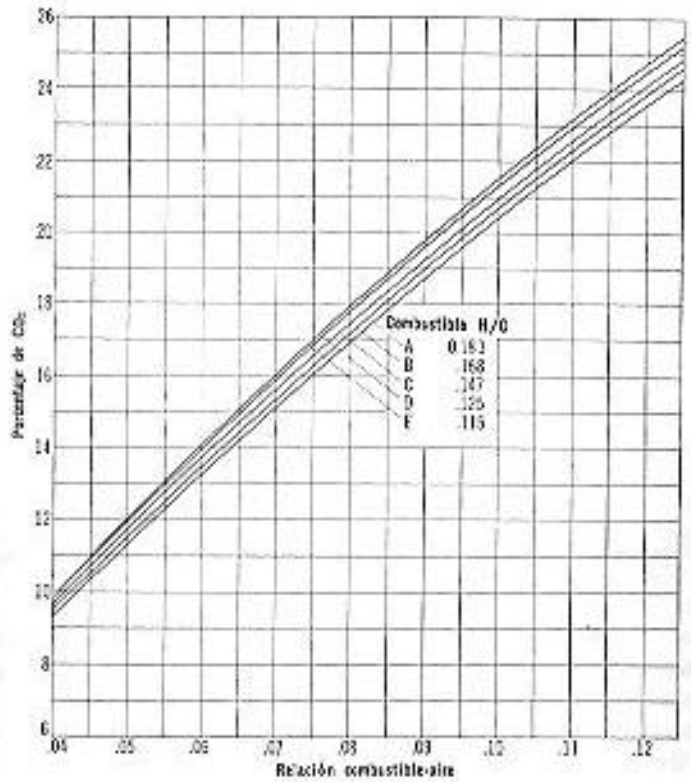


Fig. 10-4. Porcentaje de bióxido de carbono en los gases del escape secos y oxidados para diferentes combustibles y diferentes relaciones combustible-aire

se coloca en el tubo de escape del motor, donde se tienen temperaturas hasta de 649°C. Los gases del escape contienen productos tales como CO, H_2 y CH_4, oxidados a CO_2 y H_2O en tanto que el O_2, también será removido y absorbido. El gas que queda en el oxidador se lleva al interior de un aparato Orsat convencional y se mide el contenido de CO_2.

El valor de este método radica en su insensibilidad a las fallas de encendido en el cilindro o las sobreposiciones de las válvulas. En los métodos anteriores, un motor que falla en el encendido, pasa al tubo del escape una mezcla sin quemar y los componentes del escape consistirán en grandes cantidades de O_2 así como de CO. Como el O_2 va asociado a las mezclas pobres y el CO a las ricas, el análisis de los gases del escape probarán no tener valor. En el método del escape

oxidado, las fallas del encendido no tienen consecuencias, puesto que la mezcla será oxidada en todo caso en el oxidador.

EJEMPLO 10. Determinar el porcentaje de bióxido de carbono en una muestra oxidada de gases del escape provenientes de un combustible con la relación H/C de 0.188 si la relación inicial combustible-aire era de 0.10.

SOLUCIÓN: La mezcla consta de

$$CH_{0.188}+(-)O_2+(-)N_2 \qquad (6.5 \text{ kg de combustible})$$

Siendo la relación combustible-aire 0.10, el aire contenido en la mezcla tendrá un peso de 65 kg, con un contenido de nitrógeno de (3.312 kg de N_2 por kg de O_2, Art. 10-3):

$$\frac{3.312}{4.312}(65) = 49.92 \text{ kg de } N_2 \text{ o } 11.78 \text{ moles kg}$$

Luego la mezcla inicial era

$$CH_{0.188}+(-)O_2+11.78N_2$$

Si este combustible se oxidara completamente sin el suministro de N_2, los productos completos serían.

$$CH_{0.188}+(-)O_2+11.78N_2 \longrightarrow CO_2+1.12H_2O+11.78N_2$$

Y el análisis del Orsat indicará para el CO_2

$$\%CO_2 = \frac{0.454 \times 100}{0.454 + 1.78} = 20.4\% \qquad \text{Resp.}$$

Esta respuesta se comprueba utilizando la Fig. 10-4.

EJEMPLO 11. Determinar la relación aire-combustible para los datos de los Ejs. 6, 7 y 8 suponiendo que los gases del escape, se oxidaran completamente.

SOLUCIÓN: Los gases del escape que entran al oxidador constan de (Ej. 8).

$$8.7CO_2+0.3O_2+8.9CO+3.7H_2+0.3CH_4+78.1N_2+XH_2O$$

En el oxidador tendrán lugar las siguientes reacciones.

$$8.9CO+8.9O \longrightarrow 8.9CO_2$$
$$3.7H_2+3.7O \longrightarrow 3.7H_2O$$
$$0.3CH_4+1.2O \longrightarrow 0.3CO_2+0.6H_2O$$

El gas que abandona al oxidador será una mezcla de

$$(8.7+8.9+0.3)CO_2+(3.7+0.6+X)H_2O+78.1N_2$$

Al probar este gas en el Orsat indicará

$$\%CO_2 = \frac{17.9 \times 100}{(17.9 + 78.1)} = 18.6\%$$

El combustible C_8H_{15} tiene una relación H/C de 0.177. Con este valor y el de $CO_2 = 18.6$, la Fig. 10-4 muestra que la relación aire-combustible debe ser

$$FA = 0.088 \qquad \text{Resp.}$$

y en consecuencia

$$AF = 11.35 \qquad \text{Resp.}$$

estas respuestas concuerdan esencialmente con las encontradas en los Ejs. 6, 7 y 8.

10-5. Relaciones de las mezclas a partir de las tablas. El equipo de laboratorio y la técnica para un análisis completo de los gases del escape, son bastante complicados. Por cuya razón, es conveniente estimar la relación de la mezcla, a partir de la medición de sólo dos componentes del gas del escape. Este método se efectúa rápidamente, si se dispone de suficientes datos en forma de diagramas, que muestren las relaciones entre los porcentajes de los componentes de los gases del escape y las relaciones aire-combustible, medidas. En las Figs. 10-5 y 10-6,[5] se ilustran unos diagramas de este tipo.

Ya que el CO_2 está normalmente presente en porcentajes relativamente grandes, el CO_2 deberá ser medido con mucho cuidado, con el Orsat. Luego, se hace una determinación rápida de los valores relativos de O_2 y CO. Estas mediciones son para ver, simplemente, si la mezcla es pobre o rica, esto es, para ver si la mezcla se encuentra a la derecha o a la izquierda del máximo de CO_2 en las Figs. 10-5 y 10-6.

EJEMPLO 12. Determinar la relación de la mezcla con la Fig. 10-5 para los datos de los Ejs. 6, 7, 8 y 11.

SOLUCIÓN: Los datos muestran, que el CO_2 es igual a 8.7% y que la relación de la mezcla es rica por estar presente un alto porcentaje de CO (y H_2). En la Fig. 10-5 se localiza $CO_2 = 8.7$ a la izquierda del máximo de CO_2 (en el lado de la mezcla rica) y se lee

$$AF = 10.8 \qquad \text{Resp.}$$

Compárese con el valor medido = 11.

La Fig. 10-5, se construyó a partir de los datos de la Tabla 10-1, y estos datos fueron obtenidos en pruebas hechas en motores automotrices ECH no sobrealimentados. Por otra parte, la Fig. 10-6 se obtuvo de datos tomados en pruebas a motores monocilíndricos del tipo de aviación con la válvula de admisión abriendo, 45° antes del

[5] La abscisa de la Fig. 10-6 de la Ref. 3 era relación combustible-aire oxidado. Sin embargo, las pruebas muestran que las relaciones oxidadas y las medidas concuerdan con mucha aproximación.

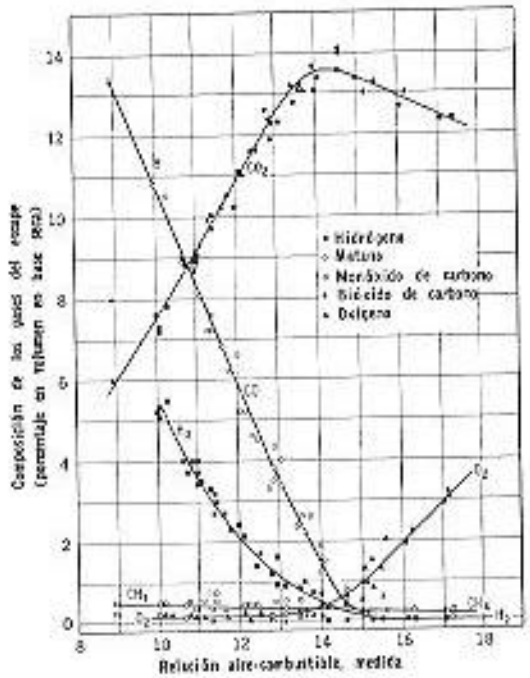


FIG. 10-5. La composición de los gases del escape versus relación aire-combustible medida, para motores tipo automotrices no sobrealimentados. Combustible C_8H_{17}. (Según D'Alleva y Lovell, Ref. 1.)

cierre de la válvula de escape. Esta gran sobreposición de las válvulas, combinada con la presión de la sobrealimentación, indudablemente permite que la mezcla no quemada penetre al tubo del escape. Por lo tanto, las cantidades de CH_4 y C_4H_8 en la Fig. 10-6 son mayores que los porcentajes de CH, en la Fig. 10-5. En ésta el gas es reportado como metano, siendo realmente cierto número de hidrócarburos diferentes tomados en conjunto, arbitrariamente, por las dificultades al intentar separarlas en sus pequeñas cantidades. En forma similar, los componentes reportados para el C_4H_8 en la Fig. 10-6 son una composición promedio de diferentes hidrocarburos presentes en los gases del escape. Como consecuencia de las diferencias de funcionamiento (y, posiblemente, diferencias en la técnica del análisis químico) las Figs. 10-5 y 10-6 difieren ligeramente una de la otra. Se sugiere, que la Fig. 10-5 sea utilizada para motores ECH del tipo automotriz, en tanto que la Fig. 10-6 se utilice para motores ECH con gran traslape de las válvulas.

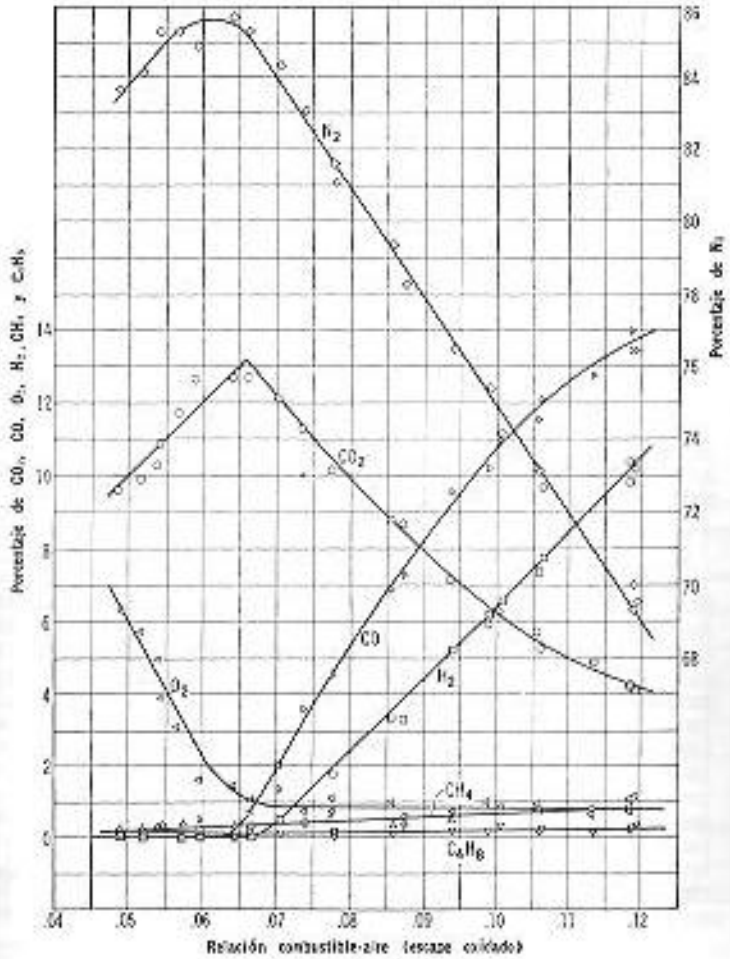


FIG. 10-6. Composición de los gases del escape versus relaciones combustible-aire, oxidadas o medidas; para motores sobrealimentados, con válvulas sobrepuestas. Combustible C_8H_{18}. (Tomado de Gerrish y Meem, Ref. 3.)

Es de notar que las relaciones de la mezcla varían de cilindro a cilindro y también, que la mezcla real, nunca es perfectamente homogénea. Los datos de las Figs. 10-5 y 10-6 muestran que los hidrocarburos no quemados (y probablemente el carbono libre) están presentes en los gases del escape del motor ECH, aun con mezclas pobres, aumentando progresivamente en cantidades a medida que la mezcla se enriquece. Por esta razón, la determinación de las rela-

TABLA 10-1. COMPOSICION DE LOS GASES DEL ESCAPE Y RELACIONES AIRE-COMBUSTIBLE *

Número de la prueba	Velocidad del motor rpm	Carga	Composición de los gases del escape					Relación aire-combustible	
			CO_2 Porcentaje	O_2 Porcentaje	CO Porcentaje	H_2 Porcentaje	CH_4 Porcentaje	Medida	Calculada del análisis de los gases del escape
Motores de ocho cilindros ECH con válvulas en la cabeza									
1..	1000	Plena	9.9	0.0	7.2	3.8	0.3	11.3	11.9
2..	1000	Plena	9.0	0.1	8.9	4.0	0.4	10.6	11.1
3..	1000	Plena	13.2	0.3	2.2	0.4	0.3	13.6	13.9
4..	1000	Plena	13.0	1.5	0.8	0.0	0.2	15.2	15.6
5..	2000	Plena	12.3	0.0	4.0	0.8	0.3	13.1	13.1
6..	2000	Plena	9.3	0.1	8.1	3.5	0.5	11.1	11.4
7..	2000	Plena	11.0	0.0	5.2	2.0	0.4	12.2	12.6
8..	2000	Plena	7.8	0.2	10.5	5.5	0.2	10.3	10.7
9..	2000	Plena	13.1	0.1	2.6	0.7	0.1	13.8	13.7
10..	2000	Calle	12.6	0.0	3.3	1.2	0.1	12.8	13.4
Motores de seis cilindros ECH con cabeza en L									
1..	1500	Plena	11.9	0.1	4.3	1.6	0.2	12.9	13.0
2..	1500	Plena	12.3	0.1	3.4	0.9	0.5	13.1	13.2
3..	1500	Plena	10.2	0.2	6.6	2.4	0.2	12.0	12.3
4..	1500	Plena	8.7	0.2	8.6	4.0	0.4	11.0	11.4
5..	1500	Plena	8.7	0.3	8.9	3.7	0.3	11.0	11.3
6..	1500	Plena	7.3	0.3	11.4	5.1	0.5	10.1	10.3
7..	1500	Plena	7.2	0.2	11.3	5.3	0.3	10.1	10.4
8..	1500	Plena	12.8	0.0	2.4	0.6	0.5	13.5	13.7
9..	1500	Plena	13.4	0.2	1.5	0.0	0.3	14.1	14.4
10..	1500	Plena	13.6	0.4	0.8	0.0	0.4	14.6	14.7
11..	1500	Plena	13.4	0.5	0.9	0.2	0.2	15.0	15.0
12..	1500	Plena	13.3	1.3	0.6	0.2	0.1	15.5	15.6
13..	1500	Plena	12.7	1.9	0.2	0.0	0.2	16.1	16.5
14..	1500	Plena	12.4	2.9	0.0	0.0	0.2	17.1	17.2

* Para combustible C_8H_{15}, datos de la Ref. 1.

ciones de las mezclas ricas se hace más incierta y pueden anticiparse errores del 5% y aún mayores. En una forma similar persisten los vestigios de oxígeno para relaciones ricas de mezclas y con válvulas traslapadas, el oxígeno tiende al 1% aun cuando se suministra una gran cantidad de exceso de combustible.

En el motor EC, las relaciones de la mezcla son invariablemente pobres y, por ello, la medición del CO_2 presente en los gases del escape es suficiente para determinar la relación de la mezcla. Desafortunadamente, no se dispone de los diagramas con la composición

de los gases del escape versus la relación aire-combustible. Sin embargo, las Figs. 10-7 y 10-8, presentan los datos de la Ref. 4, trazados contra las relaciones aire-combustible y combustible-aire *calculadas*. Puesto que las relaciones calculadas y las medidas para el motor ECH son esencialmente iguales y ya que el motor EC trabaja con exceso de aire, parece razonable concluir que las Figs. 10-7 y 10-8

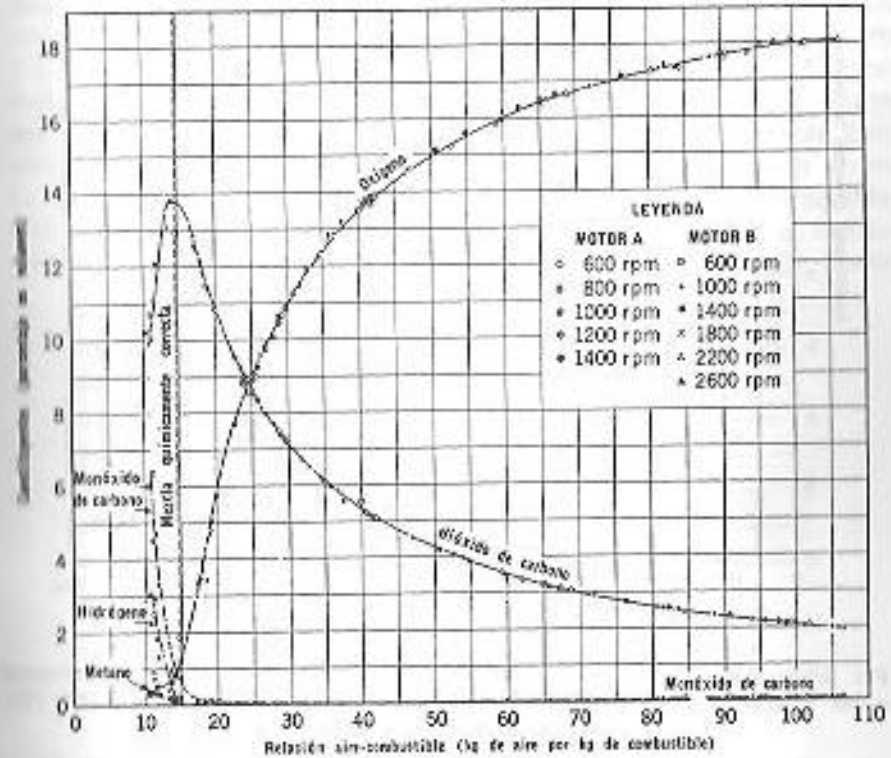


FIG. 10-7. Constituyentes de los gases del escape de los motores EC referidos a las relaciones de aire-cobustible, calculados. Combustible H/C = 0.163 (Tomado de Holtz y Elliott, Ref. 4)

sean consideradas como representativas de las relaciones medidas de las mezclas (cuando menos, para las relaciones en las cuales el humo del motor es despreciable). Para las necesidades de otros datos se adoptará este procedimiento.

Las ventajas de representar la composición del gas, versus la relación combustible-aire en lugar de la relación aire-combustible, se ilustran comparando lá Fig. 10-7 con la Fig. 10-8. Nótese que el dia-

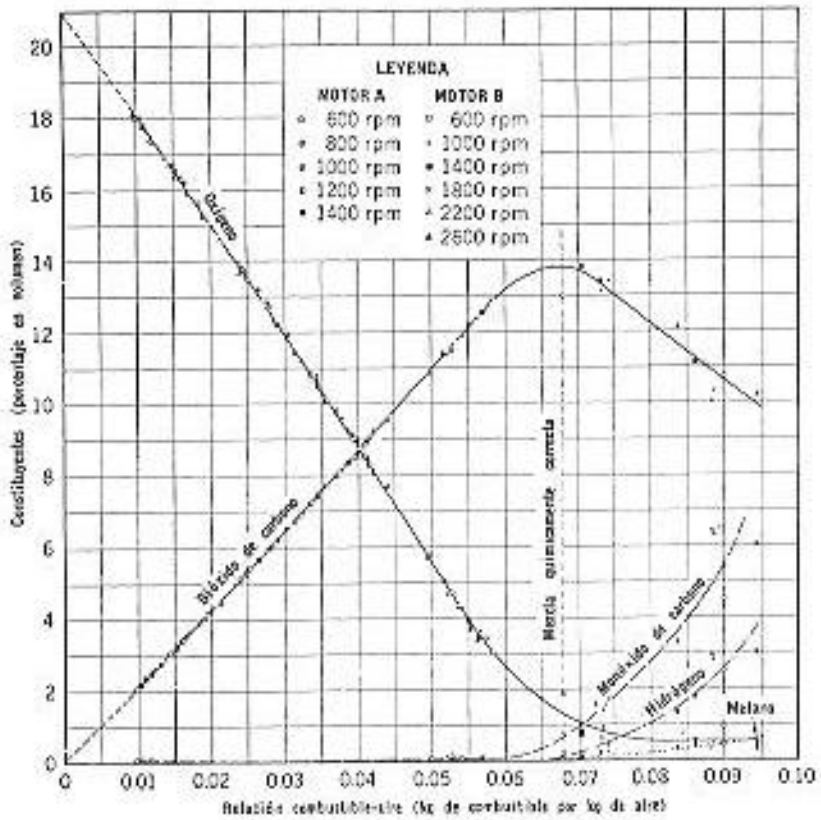


FIG. 10-8. Constituyentes del gas del escape de los motores EC referidos a las relaciones combustible-aire calculados. Combustible H/C = 0.163 (Tomado de Holtz y Elliott, Ref. 4.)

grama combustible-aire-amplifica la región de la mezcla rica y, también, permite la extrapolación del CO_2 y del O_2 para las condiciones de carga cero (relación FA cero y relación AF, infinita).

Las pruebas de la Ref. 4, indican que en el motor EC, la concentración del CO es siempre inferior al 0.12%. (Normalmente, los motores nunca trabajan con mezclas químicamente correctas, o con relaciones más ricas que la químicamente correcta, debido al humo denso que resultaría). La concentración más baja se alcanza como una relación FA alrededor de 0.03. Para mezclas más pobres que éstas aumenta la cantidad de CO, probablemente porque los productos intermedios de la combustión son enfriados por arropamiento de la

cantidad de aire presente (y la consecuente baja temperatura media de combustión). Esta conclusión se destaca por el hecho de que la cantidad de aldehídos [1] en los gases del escape también aumentan significativamente en las mezclas pobres. Los miembros de la familia aldehído es creíble que sean los responsables del olor acre de los gases del escape del motor EC. La cantidad de aldehídos es pequeña, siendo menor de 31 ppm (partes por millón), pero las concentraciones menores que lo anterior son irritantes para la nariz y los ojos (concentraciones del orden de 1 ppm). En el trabajo normal, las cantidades de metano e hidrógeno en los gases del escape del motor EC son despreciables (Tabla 10-3), pero el carbón libre siempre será detectado en el gas, aun cuando el color sea claro. La cantidad de carbón libre, aumenta con la relación combustible-aire excepto con cargas ligeras, en las que puede ocurrir el enfriamiento (Tabla 10-2). La Fig. 10-9, muestra que el motor puede

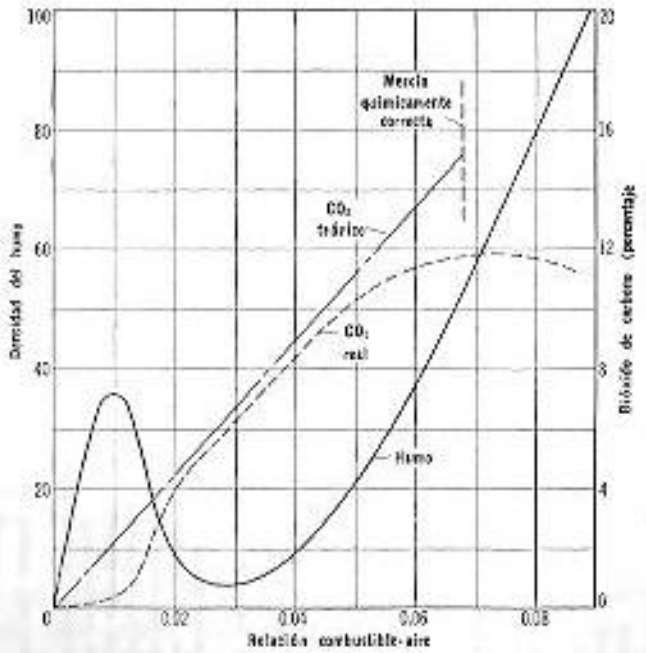


FIG. 10-9. Efecto de la relación combustible-aire sobre el bióxido de carbono y el humo en los gases del escape del motor EC. (Tomado de Elliott, Ref. 5.)

[1] Los aldehídos son productos intermedios de la combustión, identificados por la fórmula R·CHO. Así el Formaldehído tiene la fórmula H·CHO y el acetaldehído CH_3·CHO.

TABLA 10-2. CARBONO LIBRE EN EL ESCAPE DEL MOTOR EC* (COMBUSTIBLE $CH_{1.95}$)

Relación aire-combustible	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
Moles de carbono (por kg de combustible)	0.011	0.0061	0.0035	0.0038	0.0053	0.0081	0.0121	0.0167	0.022

* Datos de la Ref. 4.

TABLA 10-3. ANALISIS TIPICO DE LOS GASES DEL ESCAPE DEL MOTOR DIESEL* (COMBUSTIBLE $CH_{1.95}$)

Condiciones de la prueba	Prueba No. B-13	Prueba No. B-14	Prueba No. B-15	Prueba No. B-16	Prueba No. B-12	Prueba No. B-70	Prueba No. B-72	Prueba No. B-69
Velocidad del motor, rpm	1 400	1 410	1 400	1 410	1 400	1 400	1 400	1 400
Potencia neta en la flecha, bhp	0	8 8	17.5	26.4	37.80	40.20	41.00	40.6
Combustible utilizado kg/hr	2.07	3.13	4.34	5.65	8.23	9.67	11.08	13.45
Volumen del gas seco del escape, m³/hr†	1 270	1 259	1 180	1 143	1 115	1 046	1 030	1 143
Relación combustible-aire kg por kg	0.013	0.020	0.029	0.039	0.056	0.070	0.084	0.094
Composición de los gases secos del escape‡								
CO_2, porcentaje en volumen	2 74	4.19	6.23	8.36	12.40	13.80	12.1	10.3
O_2, porcentaje en volumen	17.14	15.13	12.20	9.26	3.44	0.8	0.3	0.3
CO, porcentaje en volumen	0.041	0.028	0.024	0.027	0.038	0.7	3.5	6.0
H_2, porcentaje en volumen	.....	.....	.....	.....	.....	0.1	1.3	3.0
CH_4, porcentaje en volumen	0	0	0	0	0.03	0.1	0.3	0.4
N_2, porcentaje en volumen	80.08	80.65	81.56	82.35	84.07	84.5	82.7	80.1
Oxidos de nitrógeno, partes por millón	167	267	378	448	364	364	277	186
Aldehídos, partes por millón	4	1	1	1	4	1	2	0

* Datos de la Ref. 4.

† Calculado como si fuera gas seco del escape a 16 °C y 760 mm Hg.

‡ El análisis del gas en las pruebas B-69, B-70, y 9-72, se hizo en el Orsat del Bureau of Mines; en las otras pruebas se utilizó el aparato Haldane.

humear con relaciones combustible-aire, bajas, provenientes del enflaquecimiento, y también con relaciones combustible-aire, altas cuando el motor es sometido a cargas muy pesadas. En el último caso, el gas se inyecta en el seno de gases muy calientes que se están quemando y la descomposición del combustible tiene lugar con la aparición del carbón libre. La combustión se retarda y aparece el humo, debido a la dificultad experimentada por las partículas de combustible y carbón para encontrar el aire (véase también la Fig. 15-38).

10-6. Otros métodos aproximados. En el programa usual de pruebas se hace el análisis de los gases del escape con el aparato Orsat de la Fig. 10-3 simple y rápidamente. En virtud de que los análisis más exactos requieren más tiempo, es conveniente ver si algunos de los componentes del escape pueden predecirse. En la Fig. 10-10 se muestran las relaciones existentes entre el CO y el H_2 en el funcionamiento del motor ECH, como fue reportado en las Refs. 1, 2, 3, apareciendo que existe una relación definida entre estos dos componentes.[1] Si el CO es conocido con precisión a través de diferentes mediciones y se conoce la composición del combustible, la Fig. 10-10 permite estimar el H dentro de la precisión de un análisis químico hecho en una muestra. Esta exposición es probablemente

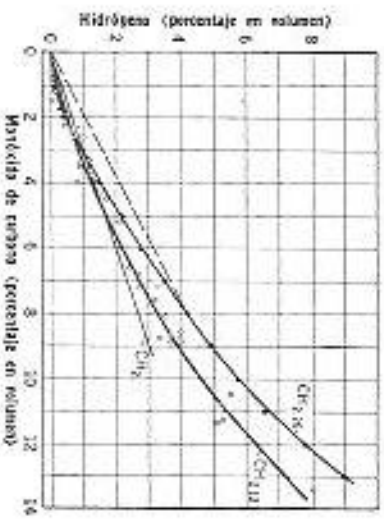


FIG. 10-10. Relaciones del monóxido de carbono y del hidrógeno en los gases del escape en los motores ECH. Datos para $CH_{2.34}$ tomados de la Ref. 3; para $CH_{2.12}$ tomado de la Ref. 1; para CH_2 de la Ref. 2; la línea interrumpida corresponde al promedio de diferentes combustibles tomado de la Ref. 2.

[1] Véase también la Ref. 6.

cierta porque las muestras de los gases del escape tomadas de motores verdaderos no son fijas sino que varían con el tiempo y también de ciclo a ciclo.

El metano y otros hidrocarburos en los gases del escape varían considerablemente en sus cantidades relativas. Se sugiere que los porcentajes de metano y otros hidrocarburos sean estimados mediante las Figs. 10-5 y 10-6 para los motores ECH. Estos componentes, así como el H_2, pueden ser ignorados en el análisis de los gases del escape del motor EC. En este caso, la dificultad proviene de la medición o estimación de la cantidad de carbón libre en los gases del escape, y la cantidad de carbón libre varie probablemente de un diseño de motor a otro. En consecuencia, para los motores EC, el análisis de los gases del escape seguirán mejor como una medición cualitativa de las cargas que soporte el motor.

PROBLEMAS

1. Con los datos de la Tabla 10-3 construir un diagrama semejante al de la Fig. 10-2.

2. Determinar las relaciones H/C en moles para los datos de la Fig. 10-4.

3. Calcular las relaciones H/C para el benceno.

4. El 50% en peso de un combustible muestra en el análisis origen parafínico con una estructura promedio C_6H_{14}, y el otro 50% muestra origen aromático con estructura promedio C_6H_6. Determinar las relaciones H/C para esta mezcla.

5. Cuando se quema dodecano ($C_{12}H_{26}$) con la cantidad químicamente correcta de aire seco, ¿qué porcentaje de los gases del escape serán vapor de agua si no ocurre la condensación? ¿Cuál será la temperatura de la condensación del vapor de agua? (Presión atmosférica, 1.033 kg/cm^2).

6. Repetir el Prob. 5, pero utilizando 200% del aire teórico.

7. Determinar la composición de los gases de la combustión del octano con la cantidad química correcta de aire seco. ¿Cuáles son los porcentajes volumétricos del vapor de agua y del bióxido de carbono en esta mezcla? ¿Cuál será el porcentaje de bióxido de carbono obtenido en el Orsat?

8. Considerando la prueba 1 para el motor de ocho cilindros de la Tabla 10-1, calcular las relaciones AF y FA y compararlas con los valores medidos:

a) para un balance de carbono.
b) para un balance de hidrógeno.
c) para un balance de carbono-hidrógeno y combustible desconocido.
d) para un balance de carbono-hidrógeno y combustible conocido.

9. Repetir el Prob. 8, pero para la prueba 10 del motor de ocho cilindros de la Tabla 10-1.

10. Repetir el Ej. 10, pero para una relación combustible aire de 0.09.

11. Para los datos del Ej. 11, supóngase que el porcentaje reportado como metano debiera ser representado mejor por la fórmula C_2H_4 y determine la relación aire-combustible. Compare los valores comparados y los medios.

12. Determinar la relación combustible-aire para la prueba 10 del motor de ocho cilindros en la Tabla 10-1, si los productos del escape han de oxidarse y la relación combustible-aire se lee en la Fig. 10-4.

13. Determinar las relaciones aire-combustible para los análisis de la Tabla 10-1 mediante la Fig. 10-5 y el método del Ej. 12. Calcúlese el porcentaje de error en cada caso.

14. Calcular la relación combustible-aire para la prueba B-72 en la Tabla 10-3 mediante el balance de carbono-hidrógeno. Comparar los resultados con los valores dados en la Tabla 10-3.

15. Repetir el Prob. 14, pero utilizando un balance de hidrógeno y la composición del combustible mostrado en la Tabla.

16. Repetir el Prob. 14 pero utilizando un balance de carbono y la composición del combustible mostrado en la tabla. (Suponer que el carbono libre está dado por los valores de la Tabla 10-2; esto requiere una solución de falsa posición, excepto que en este caso sea conocida la solución.)

17. Repetir el Prob. 14, pero para los datos de la prueba B-15 de la Tabla 10-3.

18. Un motor ECH quema combustible a razón de 5.45 kg/hr (12 lb/hr) y escapa dentro de un garage cerrado de 30.48 m/kg (100 pies de largo, 15.24 m) (50 pies) de ancho y 6.096 m (20 pies) de alto, en el cual la temperatura es de 21°C (70°F) y la presión atmosférica de 1.033 kg/cm^2 (14.7 lb/plg^2 abs). Aproximadamente ¿cuántos minutos tomará el motor para producir bastante CO como para que sea peligroso para la vida? Supóngase que es peligrosa una parte de CO en 100 000 partes de aire por peso, y utilice los datos de la prueba 12 para un motor de seis cilindros de la Tabla 10-1.

19. Supóngase que solamente son conocidos los productos CO_2, CO y O_2 para la primer prueba de la Tabla 10-1 de un motor de ocho cilindros.

a) Calcule la relación aire-combustible mediante un balance del carbono.
b) A partir de la cantidad conocida del CO y los datos en las Figs. 10-5 y 10-10, estimar el H_2 y el CH_4 y calcular la relación aire-combustible por el balance del carbono.
c) Mostrar el error en cada cálculo comparándolo con los valores conocidos.

REFERENCIAS

1. D'Alleva, B. A., y Lovell, W. G. "Relation of Exhaust Gas Composition to Air-Fuel Ratio", *SAE Journal*, Vol. 38, No. 3 (marzo, 1936), Pág. 90.

2. Gerrish, H. C., y Tessman, A. M. *Relation of Hydrogen and Methane to Carbon Monoxide in Exhaust Gases from Internal Combustion Engines*. NACA Report No. 476, 1933.

3. Gerrish, H. C., y Meem, J. L. *The Measurement of Fuel-Air Ratio by Analysis of the Oxidised Exhaust Gas*. NACA Report No. 757, 1943.

4. Holtz, J. C., y Elliott, M. A. "The Significance of Diesel Exhaust Gas Analysis", *Trans.* ASME, Vol. 63, Núm. 2 (febrero, 1941), Pág. 97.

5. Elliott, M. A. "Combustion of Diesel Fuel Oils", in *Diesel Fuel Oils*. New York: American Society of Mechanical Engineers, 1948.

6. Graf, S. H. Gleason G. W., y Paul, W. H. *interpretation of Exhaust Gas Analysis*. Oregon State College Engineering Bulletin No. 4, 1934.

CAPITULO 11

CARBURACION

El carburador de un motor encendido por chispa, sirve para dosificar el combustible dentro de la corriente de aire, en la proporción requerida por la velocidad y la carga. La proporción de combustible y aire deberá mantenerse dentro de límites definidos, que son prescritos por el diseño del motor (Art. 10-1). En este capítulo serán discutidos primeramente, los requisitos exigidos a un carburador; después, serán considerados los aspectos de diseño que le permitan responder automáticamente a los cambios en el funcionamiento del motor, satisfaciendo las necesidades exigidas.

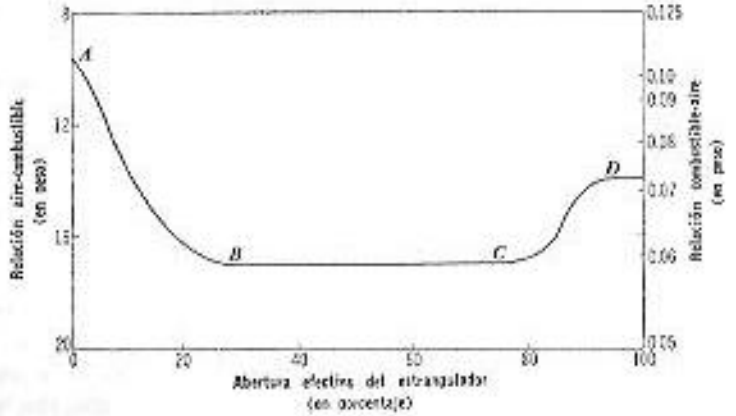


Fig. 11-1. Relaciones aire-combustible y combustible-aire requeridas por el motor, para diferentes posiciones del acelerador

11-1. Las necesidades del motor. El motor requiere diferentes relaciones de aire y combustible, para diferentes condiciones de la carga, como queda ilustrado en la Fig. 11-1; siendo evidentes tres condiciones:

1. En vacío (holgando) y con poca carga
2. Zona económica con cargas medias
3. Zona de potencia, a plena carga

EN VACÍO (HOLGANDO) Y POCA CARGA. Se dice que el motor está en *vacío* (holgando), cuando no hay una demanda externa de energía sobre él y, además, que el acelerador esté esencialmente cerrado. Un motor holgando, requiere una mezcla[1] rica, tal como *A* en la Fig. 11-1 y a medida que se abre el acelerador, la mezcla se va empobreciendo (*AB*, Fig. 11-1). La explicación de estas necesidades, se deduce observando las presiones en el múltiple y en el cilindro, cuando el motor está holgando (Fig. 11-2). Estando el acelerador

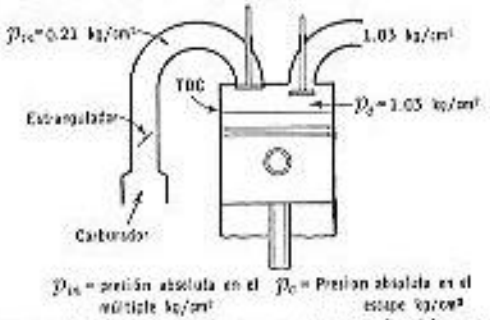


FIG. 11-2. Condiciones de la presión para estrangulación parcial, en el múltiple del motor ECH

próximo a la posición cerrado, la presión en el múltiple de admisión estará muy por debajo de la atmosférica, en tanto que al final de la carrera de escape, la presión es siempre muy aproximada a la atmosférica. Al abrir la válvula de admisión, habrá mayor presión en el cilindro que en el múltiple de admisión por lo que el gas del escape, con presión relativamente alta, se dilata dentro de él. Posteriormente, al descender el émbolo en la carrera de admisión, los gases del escape son absorbidos hacia el interior del cilindro junto con una porción de alimentación fresca y, en consecuencia, el total de la mezcla contendrá un gran porcentaje de gases del escape. Para compensar los efectos de los gases inertes del escape, que diluyen y debilitan a la mezcla explosiva durante las condiciones dichas de acelerador cerrado o casi cerrado, el carburador debe suministrar una mezcla rica (exceso de combustible).

Es conveniente notar, que la presión y la temperatura de los gases del escape al final de la carrera, no varían grandemente con los cambios de la carga. En virtud de que el espacio de compresión también es constante, la masa de los gases del escape atrapados en el espacio del claro, tiende a ser constante. En vacío, se requiere

[1] Siguiendo la práctica general, los términos *mezcla* y *alimentación*, se consideran sinónimos en este texto; sin embargo, el término preciso es *alimentación*.

una cantidad muy pequeña de alimentación fresca (puesto que la potencia [al freno] utilizada, es cero) y, en consecuencia, la relación de los gases del escape a la alimentación fresca, es elevada. A medida que aumenta la carga, se induce una mayor cantidad de alimentación y disminuye el porcentaje de gases del escape, en la mezcla final.

Nótese que cuanto más lenta es la velocidad de vacío, menor es la cantidad de carga que debe inducirse para mantener la baja velocidad y vencer la fricción; por lo tanto, la presión más baja estará en el múltiple. Así las velocidades de vacío requieren mezclas más ricas.

Puesto que las válvulas de admisión y de escape son accionadas mediante levas, los periodos de apertura y cierre, han de tomar tiempos relativamente grandes, si se trata de evitar el ruido y el desgaste. Por estas razones, es conveniente iniciar la apertura antes de que se termine la carrera del escape, con objeto de que el proceso de admisión principie prontamente con el descenso del émbolo en la carrera de admisión. Por otra parte, la válvula del escape no cerrará durante la carrera correspondiente y así llegará finalmente a su asiento, *después* que el proceso de admisión ha avanzado. En otras palabras, el punto de apertura de la admisión y el punto de cierre del escape, se *traslapan*. El efecto de la dilución por los gases del escape se acentúa grandemente por el valor del traslape existente. Con un traslape mayor y con aceleración parcial, los gases del escape penetran al múltiple de admisión antes de que se complete la carrera del escape, con el consiguiente aumento de la dilución provocada por los gases del escape. Los motores con válvulas traslapadas, requieren una alimentación extremadamente rica, a menos que se tenga una velocidad de vacío "más rápida".

A medida que se abre el acelerador, después de la posición de vacío o de sin carga, el problema de la dilución por los gases del escape, se acentúa menos, siendo incrementada la relación aire-combustible para proporcionar mayor economía. La línea *AB*, en la Fig. 11-1 representa el cambio de la relación de la carga desde la posición en vacío (holgando), hasta la de velocidad de aproximadamente 40 km/hr, para motores automotrices, sobre caminos sin desniveles.

ESCALA DE ECONOMÍA. Una vez que se reduce la interferencia de la dilución de los gases del escape, el problema viene a ser, el de trabajar el motor con las mezclas más económicas. La escala económica, se muestra en la Fig. 11-1 como la línea *BC*. La rela-

ción aire-combustible que puede proporcionar máxima economía, se determina mediante experimentos (Art. 10-1). Los motores monocilíndricos utilizan relaciones económicas elevadas de 16 y 17 a 1, porque el múltiple alimenta a un solo cilindro. El motor multicilíndrico puede tender a esos valores, si la mezcla es completamente vaporizada y si el múltiple ha sido diseñado correctamente. En la mayoría de los casos, el motor multicilíndrico emplea mezclas relativamente ricas.

En la escala de economía, la relación aire-combustible pobre, ocasiona que la velocidad de la llama sea lenta al viajar dentro de la cámara de combustión. Para compensar por la combustión lenta, debe avanzarse la chispa, mejorando la economía. Se puede avanzar la chispa porque trabajando con estrangulación parcial, el golpeteo no es un problema (Art. 9-8).

ESCALA DE POTENCIA. Al abrir el acelerador hasta aproximadamente la posición tres cuartos, se enriquece la mezcla por dos razones:

1. Es de suponer que está requiriendo la potencia máxima y por lo tanto, se hace necesaria una mezcla rica (Fig. 10-1).
2. Las mezclas pobres de la escala de economía ocasionan fallas en las válvulas.

Se explica la segunda razón, en la forma siguiente: Cuando se abre el acelerador, la chispa será retardada desde su posición de economía, para evitar el golpeteo. Pero con esta posición de la chispa, la mezcla pobre continuará quemándose a medida que el émbolo descienda en la carrera de potencia. Al abrir la válvula del escape, los gases que pasan alrededor de ella estarán a temperatura más elevada que si la mezcla fuera rica. Más aún, el exceso de aire en los gases calientes ejercerá una acción oxidante muy fuerte. Para la estrangulación parcial, el encendido lento de la mezcla pobre era compensado por el tiempo de la chispa, pasando, además, por el motor, menor peso de gases del escape que cuando se tiene estrangulación completa. Con el acelerador completamente abierto, fluye el peso máximo de los gases del escape en torno de la válvula; y a medida que aumenta la velocidad, el tiempo entre ciclos se hace menor (además, la válvula dispone de menor tiempo para enfriarse). Para cierta velocidad, la temperatura de la válvula podrá hacerse excesiva, pero un diseño correcto sitúa dicho punto arriba de las velocidades usuales de funcionamiento del motor. Sin embargo, si la mezcla es pobre, el aumento de la carga por los gases

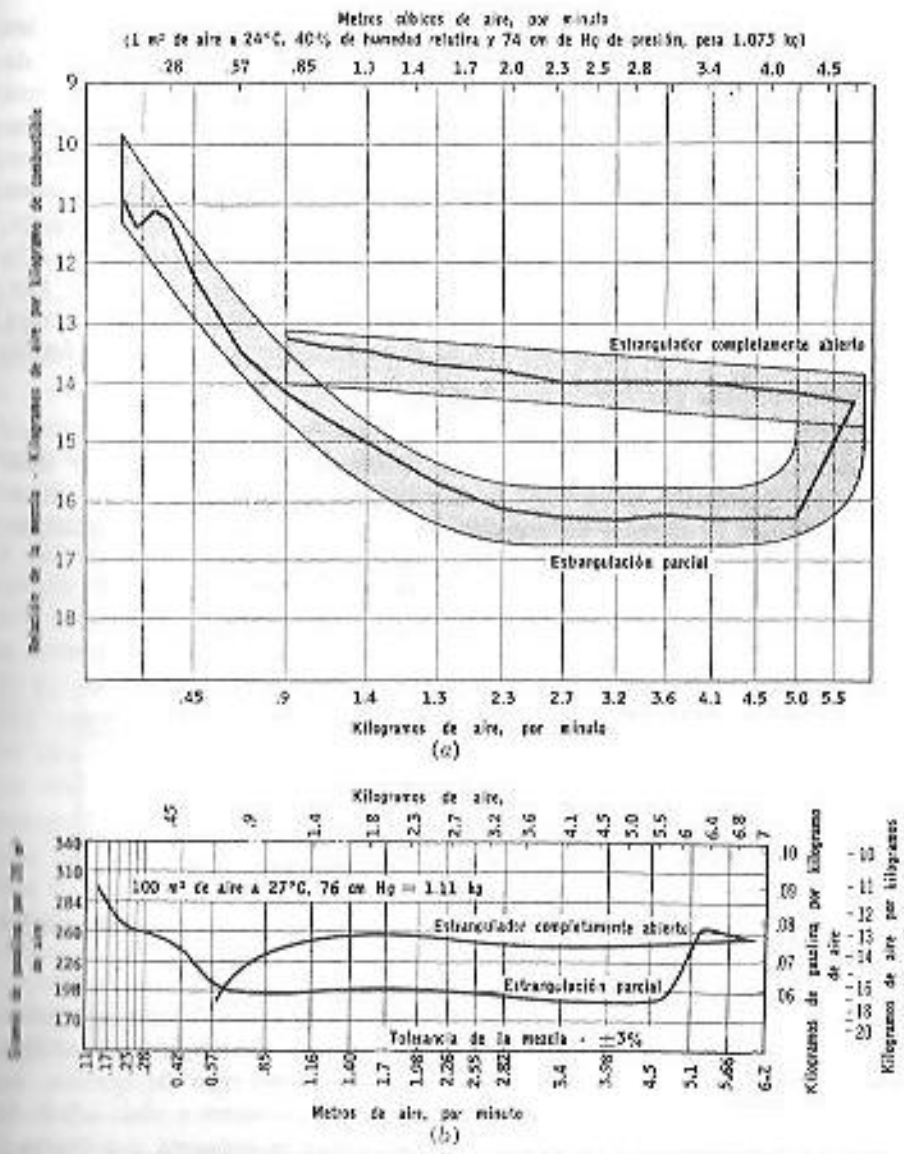


FIG. 11-3. Pruebas de rendimiento de los carburadores comerciales. (Cortesía de Zenith Carburetor Division, Bendix Aviation Corporation, y de Chrysler, Corporation.)

del escape a altas temperaturas y el flujo de masas mayores, puede ocasionar que se queme (funda) la válvula de escape, teniendo el acelerador completamente abierto y a velocidades normales.

En la Fig. 11-3, se muestra la prueba del rendimiento de los carburadores comerciales, teniendo como abscisas el consumo de aire. En ella se puede reconocer la curva *ABCD* del rendimiento ideal de la Fig. 11-1, desde estrangulación parcial hasta estrangulación total. El consumo máximo de aire tiene lugar con el estrangulador completamente abierto y a alta velocidad. Si el acelerador permanece abierto y disminuye la velocidad aumentando la carga, disminuirá el consumo de aire. Idealmente, la relación de la mezcla debiera permanecer constante, quedando representada en la Fig. 11-3 como una línea horizontal; en realidad, el carburador acusará desviaciones del rendimiento ideal. Las razones para esta diferencia de lo ideal, se verán en los últimos artículos.

11-2. El sistema de carburación del combustible. Los elementos principales de un sistema de combustible para motor ECH, se ilustran parcialmente en la Fig. 11-4 y consta de un depósito de almacenamiento, la bomba del combustible, el carburador y el múltiple.

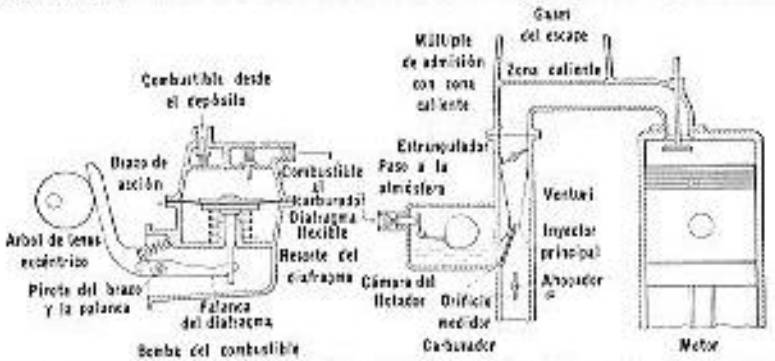


FIG. 11-4. Sistema de combustible, desde el depósito de almacenamiento hasta el motor ECH

El combustible es absorbido del depósito y bombeado al carburador, mediante la bomba. La bomba tipo de diafragma, se utiliza ampliamente en motores automotrices. En este tipo de bomba, su brazo de acción es movido mediante una excéntrica del árbol de levas del motor, siendo forzada hacia abajo la palanca del diafragma contra la resistencia de un resorte acoplado a él (por otra parte, el resorte del diafragma controla su movimiento hacia arriba, porque la palanca está unida al brazo de acción mediante un perno). Se produce así una baja presión en la cámara de la bomba, por lo cual el combustible es absorbido desde el depósito de almacenamiento. En la carrera de retorno, el diafragma es forzado hacia

arriba por su resorte correspondiente, se cierra la válvula de admisión, se abre la de salida y el combutible es bombeado al carburador. La bomba solamente proporciona combustible cuando su presión es inferior a la mantenida por el resorte del diafragma; en otras palabras, solamente cuando abre la válvula de aguja del flotador alojada dentro de la cámara de éste, en el carburador.

El carburador simple, consta de una cámara del flotador, una tobera con orificio medidor,[1] un venturi, una válvula de aceleración y una válvula cebadora. En la sección más pequeña del venturi (o tubo cebador), se coloca el extremo de la tobera, la cual está conectada mediante el orificio medidor al depósito de la gasolina, en la cámara del flotador. Cuando desciende el émbolo en la carrera de admisión, reduciéndose la presión en el cilindro, la presión atmosférica que es mayor, forzará al aire hacia el cilindro. Si a continuación se abre la válvula de aceleración, la presión en el múltiple tenderá a la atmosférica y en seguida, después de cerrarse la válvula de admisión, la presión en el cilindro al comienzo de la carrera de compresión será muy semejante a la atmosférica. Para esta condición será admitido el peso máximo de la alimentación y se conseguirán la plena carga o la máxima velocidad.

El extremo de la tobera de la gasolina, se encuentra en la sección reducida del venturi. En esta sección, aumenta la velocidad del aire con relación a la sección *a-a*, puesto que su área es menor y por ambas secciones debe pasar la misma cantidad de aire. Sin embargo, si aumenta la velocidad, disminuye la presión en la sección de alta velocidad y la diferencia de presiones quedará ejercida sobre la gasolina en la cámara del flotador (puesto que en ella la presión es la atmosférica y la presión en la sección del venturi es menor que la atmosférica). Debido a esta diferencia de presiones, la gasolina será atomizada en el seno de la corriente de aire y transportada por él, al cilindro. Parte de la gasolina líquida será vaporizada (ocasionando que baje la temperatura de la mezcla), en tanto que otra parte será transportada como partículas líquidas en la corriente de aire y como película líquida, en las paredes del múltiple. El tamaño y temperatura de las zonas calientes, controlan la cantidad de vaporización.

Para la aceleración parcial, se verifica la misma operación, excepto que el acelerador restringe el flujo de la mezcla hacia el múltiple y cuando el émbolo llega al extremo de la carrera de admi-

[1] Un orificio medidor se llama un inyector en la práctica comercial y esta palabra también se emplea por extensión para designar a la tobera.

sión, el peso de la alimentación inducida al motor es correspondientemente reducido.

Otra válvula de mariposa, semejante al acelerador, se coloca cerca de la sección *a-a* y se le llama el *cebador*. El cebador, sólo permanece completamente cerrado, al arrancar el motor. Estando en la posición cerrado; el descenso del émbolo en la carrera de admisión, baja la presión a lo largo del múltiple, así como en el carburador. Se restringe el flujo de aire, no así el de combustible y, por lo tanto, se proporciona al cilindro una mezcla rica. Si todo el combustible se vaporizara, el motor no arrancaría, debido a que habrán sido excedidos los límites de inflamabilidad de la mezcla (específicamente, dentro de 8 a 20 partes de aire por parte de combustible). Sin embargo, como el motor está supuestamente frío, sólo una parte del combustible se vaporiza y, consecuentemente, la mezcla aire-vapor estará dentro de los límites de inflamación. El resto de combustible, que está en forma líquida se desperdicia. Una vez que el motor ha sido arrancado, se va abriendo gradualmente el cebador, de acuerdo con la vaporización en aumento, hasta que el motor se calienta a su temperatura de funcionamiento. La falla del cebador para abrir, ocasiona que el motor se *ahogue*. En este caso, la cantidad de combustible dentro del múltiple y el cilindro es muy grande y cuando aparece la chispa, la mezcla aire-vapor es demasiado rica para ser quemada. El exceso de combustible se elimina accionando el motor sin mover el acelerador, permitiendo en esta forma que entre aire para ventilar al cilindro.

11-3. El tubo venturi. La velocidad máxima o ideal en la garganta del venturi, se determina aplicando la ecuación de la energía para flujo variable [Ec. (3-4)], en la forma ilustrada en el Art. 3-22. Cuando se sigue este procedimiento, (para V_1, Q, $W_s = 0$), se tiene:

$$V_2 = \sqrt{2g_c J c_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \qquad (3\text{-}38b)$$

V_2 = Velocidad ideal, en la garganta (m/seg)
c_p = Calor específico del aire = 0.24 (cal/kg − °C)
T_1 = Temperatura de admisión (°K)
p_2 = Presión en la garganta (kg/cm² abs)
p_1 = Presión de admisión (kg/cm² abs)
k = Coeficiente isentrópico (1.4 para el aire)
$\sqrt{2g_cJ}$ = Constante de conversión = 91,53

El peso del flujo de aire, se encuentra mediante la ecuación de continuidad:

$$m_a = \frac{A_2 V_2}{v_2} \text{ (kg/seg)} \qquad (3\text{-}5)$$

v_2 = volumen específico en la garganta (m³/kg)
A_2 = área de la garganta (m²)

El volumen específico v_2, queda referido al valor v_1 de la admisión, mediante la ecuación:

$$v_2 = v_1\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/k} \qquad (3\text{-}25)$$

además:

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} \qquad (3\text{-}17a)$$

En virtud de que la garganta del venturi es invariablemente, de sección circular, el área A_2 será igual a:

$$A_2 = \frac{\pi d^2}{4 \times 10\,000} \text{ (cm²)} \qquad (a)$$

estando d en m. Al reemplazar las Ecs. (3.38b), (3-25), (3-17a) y (a) en la Ec. (3-5), se encuentra que:

$$m_a = \frac{1.62 C_a p_2 d^2}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1.43} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1.71}} \qquad (11\text{-}1)$$

m_a = flujo de aire (kg/seg)
p_1 = presión de admisión (kg/cm² abs)
p_2 = presión en la garganta (kg/cm² abs)
d = diámetro del venturi (cm)
T_1 = temperatura del aire de admisión (°K)
C_a = coeficiente de descarga

El coeficiente de descarga C_a, corrige la ecuación de flujo ideal, sin fricciones, para las condiciones del flujo real. Comúnmente C_a tiene valores entre 0.94 y 0.97, para un venturi semejante al de la Fig. 11-5. Los carburadores reales tienen coeficientes menores porque el cebador, el acelerador y la tobera obstruyen el pasaje. Un valor de 0.80, puede considerarse representativo para los carburadores modernos.

Al fluir el aire a lo largo del venturi, es acelerado primero, en la sección convergente con la consiguiente caída de presión y luego

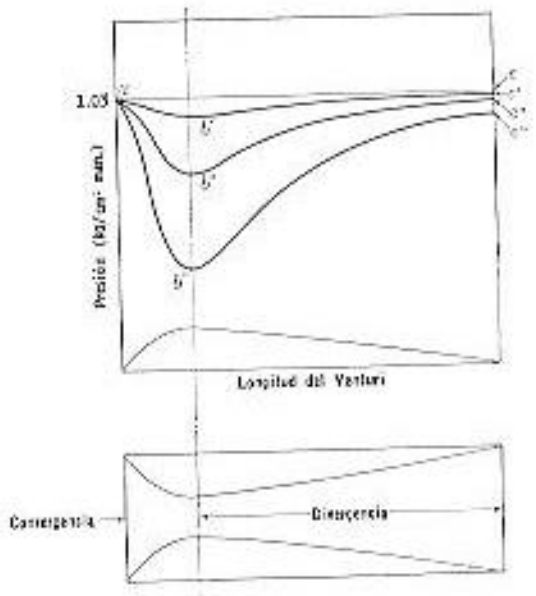


FIG. 11-5. Acción del venturi en un carburador

es desacelerado en la sección divergente, con la consiguiente elevación de la presión, como se ilustra en la Fig. 11-5. La aceleración del aire se obtiene rápidamente, pero el proceso de desaceleración es relativamente ineficiente. Las caídas y elevaciones de presión que se experimentan en el venturi, se muestran en la Fig. 11-5. Si el venturi tiene una gran restricción (garganta pequeña), se obtiene una mayor caída de presión. La tobera del combustible, aprovechando esa gran caída de presión, puede suministrar una niebla bien atomizada de combustible, en el seno de la corriente de aire. Sin embargo, la Fig. 11-5 muestra que la mayor caída de presión, es acompañada por una gran pérdida de presión (*C-C'''*). El efecto de esta pérdida de presión, queda relacionada directamente con el peso del aire inducido dentro del motor y, por lo tanto, relacionado directamente con la potencia máxima en la flecha (Art. 10-1). Por lo tanto, si el objetivo del diseño es la economía, debe restringirse el venturi hasta un diámetro pequeño de la garganta, con objeto de proporcionar una niebla bien atomizada de combustible, si el objetivo es la potencia, la garganta debe ser grande, para evitar pérdidas de la presión, que limiten la potencia producida.

11-4. El flujo de combustible. La Ec. (11-1) indica que a medida que aumenta la cantidad de aire que fluye a través del carburador, disminuye la presión en la garganta del venturi. En tal lugar se coloca el extremo de la tobera y a medida que se hace ahí menor la presión que la ejercida por la atmósfera sobre el combustible en el depósito del flotador, el combustible fluirá desde la tobera a la corriente de aire. En la Fig. 11-6, la tobera remata en un orificio y

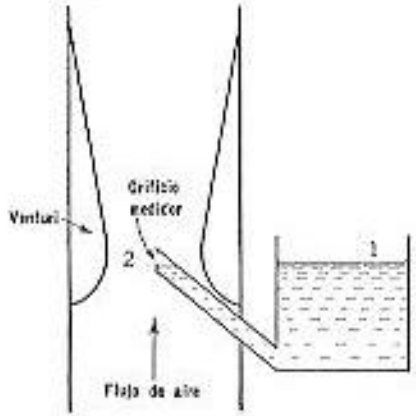


FIG. 11-6. Carburador simple, de tiro hacia arriba, con orificio en el extremo de la tobera principal

para estas condiciones simplificadas, el flujo del combustible será controlado por el tamaño del orificio. Se puede escribir la ecuación de la energía para el flujo contenido, en la forma:

$$Q-W=u_2-u_1+\frac{p_2v_2-p_1v_1}{J}+\frac{V_2^2-V_1^2}{2Jg_c} \qquad (3\text{-}4)$$

y aplicándola entre las secciones 1 y 2 de la Fig. 11-6[1]. En este caso Q, W y V_1 valen cero y como el combustible es esencialmente incomprensible $u_1 = u_2$ y $v_1 = v_2$. Por lo tanto:

$$V_2=\sqrt{2g_cv(p_1-p_2)} \quad \text{(m/seg)}$$

Reemplazando esta expresión en la ecuación de continuidad, junto con un coeficiente de descarga

$$w_2=C_f\frac{A_2V_2}{v_2} \quad \text{(kg/seg)}$$

[1] Además, las secciones 1 y 2, pueden considerarse directamente enfrente y a un lado del orificio, si la tobera es de gran diámetro.

se encuentra que el gasto es,

$$m_f = C_f A_2 \sqrt{\frac{2g_c}{v}(p_1 - p_2)} \qquad (a)$$

m_f = gasto de combustible (kg/seg)
C_f = Coeficiente de descarga para corregir el flujo ideal, haciéndolo real
A_2 = área del orificio (cm²)
v = volumen específico del combustible (cm³/kg)
$(p_1 - p_2)$ = caída de presión desde el depósito del flotador al orificio (kg/cm²)

La diferencia de presiones $(p_1 - p_2)$, se mide generalmente con un manómetro que contiene agua. La depresión ΔH en el manómetro, en cm de agua a 16°C, se relaciona con $(p_1 - p_2)$ en kg/cm², como sigue (el peso del agua es de 1 kg/dm³).

$$10\Delta H = (p_1 - p_2) \qquad (b)$$

La ecuación (a) modificada, aparece como:

$$m_f = 0.0011\ C_f\ d_f^2\ \sqrt{e\Delta H}\ \text{(kg/seg)} \qquad (11\text{-}2)$$

e = peso específico del combustible (kg/cm³)
d_f = diámetro del orificio (cm)
ΔH = depresión manométrica (cm de H_2O)

En los carburadores modernos, el orificio (inyector), se coloca en la base de la tobera, donde comunica con la cámara del flotador. Por esta razón, el flujo de la baja succión es gobernado principalmente por el tamaño o diámetro de la tobera y por la viscosidad del combustible. Si se observa la tobera cuando la succión es limitada, se hace evidente el efecto de la tensión superficial. En lugar de una niebla finamente atomizada, saldrá el combustible como una sucesión de gotas de gran tamaño. Cada gota se adhiere a la tobera hasta que crece, llegando a un tamaño en que ya sea la gravedad o la succión, la separan de ella. Además, la altura del combustible en la tobera se determina por el nivel que tiene en el depósito del flotador y este nivel es mantenido por abajo del extremo de la tobera, para evitar derrames.

11-5. El carburador simple. El hecho de que un combustible líquido no siga la misma ley del flujo que un gas (aire), es evidente,

al comparar las Ecs. (11-1) y (11-2). Un carburador simple, semejante en construcción al de la Fig. 11-6, no mantendrá una relación constante de la mezcla cuando la presión en la garganta del venturi toma diferentes valores bajo diferentes condiciones de funcionamiento. Como primer paso para determinar la variación esperada, se deducirá una ecuación para la relación aire-combustible. Por definición

$$\text{Relación aire-combustible AF} = \frac{\text{peso de aire}}{\text{peso de combustible}} = \frac{m_a}{m_f}$$

Una vez sustituidas las Ecs. (11-1) y (11-2)

$$\text{AF} = \frac{1.62 C_a p_1 d^2 \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1.43} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1.71}}}{0.79 C_f d_f^2 \sqrt{G \Delta H \sqrt{T_1}}} \qquad (11\text{-}3)$$

Para simplificar la Ec. (11-3), se sustituyen las siguientes condiciones promedio:

$C_a = 0.8$
$C_f = 0.75$
$p_1 = 1.033$ kg/cm² abs
$T_1 = 289$ K
$e = 0.74$ g/cm³

Y para hacer menos impresionante el aspecto de la Ec. (11-3), sea:

$$\psi = \frac{\sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1.43} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1.71}}}{\sqrt{\Delta H}}$$

con los valores de la Tabla 11-1. El resultado, es:

$$\text{AF} = 2.58 \left(\frac{d}{d_f}\right)^2 \psi \qquad (11\text{-}4)$$

d = diámetro del venturi
d_f = diámetro del orificio del combustible (inyector)

EJEMPLO 1: Determinar, como una primera aproximación, el tamaño del orificio para tener una relación AF de 12 a 1; si el venturi es de 3.175 cm de diámetro y el vacío en él es de 86.36 cm de agua, con respecto a la presión atmosférica.

SOLUCIÓN: Para $\Delta H = 86.36$ cm, se encuentra en la Tabla 11-1 que $\psi = 0.015708$. Mediante la Ec. (11-4),

$$AF = 2.58 \left(\frac{d}{d_f}\right)^2 \psi$$

$$12 = 2.58 \times \left(\frac{3.175}{d_f}\right)^2 \times 0.015708$$

$$d_f^2 = 0.03317$$

$d_f = 0.183$ cm = diámetro del orificio en la tubería del combustible. Resp.

TABLA 11-1. CONSTANTES PARA LA RELACION AIRE-COMBUSTIBLE
(Para $p_1 = 1.033$ kg/cm² abs)

(1)	(2)	(3)	(4)
ΔH cm de H_2O	$\sqrt{\Delta H}$	$\sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1.41} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1.71}}$	$\psi = \frac{(3)}{(2)}$
12.7	3.5633	0.05863	0.01645
25.4	5.0396	0.081915	0.01625
38.10	6.1735	0.099543	0.01612
50.80	7.1273	0.11415	0.016015
63.50	7.9696	0.12625	0.015841
76.20	8.7292	0.13792	0.015799
88.90	9.4287	0.14788	0.015684
101.60	10.0797	0.15694	0.015569
127.00	11.2694	0.17285	0.015338
152.40	12.3370	0.18647	0.015114
177.80	13.3342	0.19822	0.014865
203.20	14.2548	0.20847	0.014624
228.60	15.1195	0.21744	0.014381
254.00	15.9374	0.22520	0.014130

EJEMPLO 2: Determinar las variaciones de la relación aire-combustible con carga, para los datos del Ej. 1, si el diámetro del orificio es de 0.185 cm y la depresión máxima en el venturi es de 152.4 cm.

SOLUCIÓN: Por la Ec. (11-4)

$$AF = 2.58 \left(\frac{d}{d_f}\right)^2 \psi$$

Como $d = 3.175$ cm y $d_f = 0.183$ cm,

$$AF = 750$$

Sustituyendo los valores de ψ, tomados de la Tabla 11-1 y resolviendo, se tienen los resultados siguientes:

cm ΔH de H_2O	Relación AF	Cambio en la relación AF
12.7	12.58	+0.58
25.4	12.42	+0.42
50.8	12.26	+0.26
76.2	12.08	+0.08
86.36	12.00	0.00
101.6	11.92	−0.08
127.0	11.75	−0.25
152.4	11.55	−0.45

Nótese que para la variación total, la relación aire-combustible disminuye en 1.03. Un carburador simple (como el del ejemplo) proporcionará una mezcla progresivamente rica, a medida que se abre el estrangulador.

Si se utilizaran los resultados del Ej. 2, [y mediante la Ec. (11-4)] se fueran a trazar en una gráfica, se obtendría una línea semejante a la *EF* de la Fig. 11-7. En virtud de que no fue considerada la viscosidad del combustible al deducir la Ec. (11-4) y como este factor probablemente sea importante con relaciones bajas de flujo, así como los efectos de la tensión superficial, el carburador real pero simple, tenderá o proporcionar una característica similar a la *HGF* (compárese con la Fig. 11-3). El suministro de combustible no comenzará con el flujo inicial de aire, debido a la tensión superficial y porque el nivel del combustible en la cámara del flotador queda ligeramente abajo de la tobera; por estas razones, el flujo de combustible comienza después que el del aire (es decir, la curva *HGF* comienza en un valor finito y no en el cero del flujo del aire). La característica deseable *ABCD*, también se sobrepone en la Fig. 11-7. Nótese que

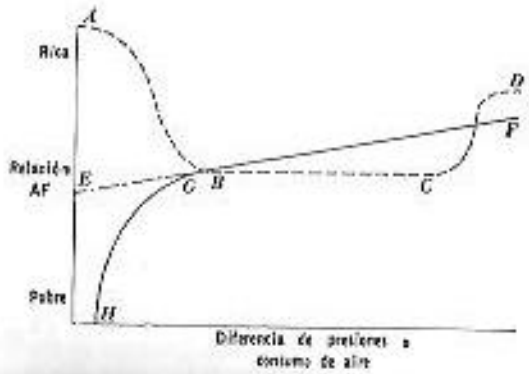


FIG. 11-7. Características del carburador simple, comparadas con las características deseadas. Sin escala

HGF se puede mover a una posición más alta (o más baja), en la Fig. 11-7 aumentando (o disminuyendo), el área del orificio medidor del combustible [Ec. (11-4)]. Haciendo una inspección, se advierte que si el carburador simple se ajusta para que trabaje satisfactoriamente en vacío (holgando), después, en la condición de plena carga, proporcionará una mezcla demasiado rica; si se ajusta para funcionamiento correcto con grandes cargas, en vacío, la mezcla será demasiado pobre.

Nótese que el carburador simple, debe ajustarse para proporcionar una relación aire-combustible que satisfaga a la escala económica. Si se encontrara otro dispositivo que enriqueciera a la mezcla en las condiciones de holgando y de aceleración completa, se obtendría las características de rendimiento satisfactorio.

El problema se complica más, notando que en la deducción se supuso que existía en el venturi, flujo estable. Se llega a esta condición, en un motor de cuatro carreras, cuando cuatro o más cilindros quedan unidos al venturi, puesto que cada cilindro comienza su proceso de admisión, cerca del final del proceso de admisión del cilindro precedente. Sin embargo, con menos de cuatro cilindros, el flujo a través del venturi es intermitente; lo abrupto de los cambios de velocidad, son afectados por el volumen del múltiple de admisión, entre el venturi y el cilindro, así como por la posición del estrangulador. El flujo inestable se hace máximo cuando queda unido al carburador, solamente un cilindro, ya que el flujo aparecerá teóricamente, sólo durante media revolución, de cada dos revoluciones del cigüeñal (ciclo de cuatro carreras). La interrupción del flujo en un carburador de un motor monocilíndrico, ocasiona un rebote del aire con el consiguiente "soplo hacia atrás" del combustible (y del aire, desde la entrada del carburador.

Al calcular el diámetro del venturi para cuatro o más cilindros (y ciclo de cuatro carreras), se considera el flujo estable e igual a:

$$m_a = \eta_v \rho D \frac{\text{rpm}}{2 \times 60} \text{ (kg/seg)} \qquad (11\text{-}5)$$

η_v = rendimiento volumétrico
D = desplazamiento volumétrico, de n cilindros cm^3
ρ = densidad del aire atmosférico (motor no sobrealimentado) (kg/cm^3)

Si el motor con ciclo de cuatro carreras, sólo tiene un cilindro, el flujo será inestable, con, teóricamente, la misma *proporción* máxima de flujo, que si hubiera cuatro cilindros (sin embargo, esta proporción tendrá lugar sólo durante ½ revolución, en cada dos revoluciones del cigüeñal). En consecuencia, el motor monocilíndrico requiere teóricamente, el mismo tamaño de venturi que si hubiera otros tres cilindros más. La práctica comercial para un cilindro, es la de disminuir el venturi alrededor de un 10%, del tamaño requerido por el motor de cuatro cilindros (con el desplazamiento volumétrico de cada cilindro, igual al del motor monocilíndrico).

El carburador del motor de un cilindro, cuando trabaja con el estrangulador completamente abierto, puede ser ajustado para proporcionar la relación requerida de la mezcla. Pero cuando no se abre completamente, el flujo intermitente es alterado durante mayor tiempo por la acción del estrangulador y, por ello, resulta la mezcla más pobre. Esta tendencia se agudiza por el volumen del múltiple. Es difícil diseñar el carburador para que funcione igualmente bien bajo todas las condiciones de velocidad y carga. Más aún, la velocidad del motor, el volumen del múltiple y la presencia de oleadas[1] de presión resonante, complican aún más el problema.

11-6. Los elementos de un carburador completo. En las velocidades de vacío (holgando), la depresión de la admisión en la garganta del venturi es demasiado pequeña para vencer la tensión superficial del combustible y elevarlo desde la tobera. Además, las necesidades del motor holgando, exigen una mezcla rica que vaya cambiando lentamente hasta las relaciones normales, a medida que la velocidad o la carga aumentan; en tanto que el carburador simple proporciona las características inversas. El recurso de alivio es el de complementar a la tobera *principal* o *primaria* con un dispositivo de *vacío* que suministra una mezcla rica, con flujos reducidos de aire.

El *tubo para trabajo holgando*, se construye en forma semejante al mostrado en la Fig. 11-8. Se practica una pequeña abertura *A* sobre el estrangulador, del lado del múltiple, que comunique con el combustible de la cámara del flotador. Para controlar la relación de la mezcla, se coloca en el conducto un sangrador de aire, ajustado mediante el tornillo *B*. También se instala un orificio dosificador, ya que el otro conducto, siendo tan pequeño, puede ser obstruido por el polvo. Para velocidades holgando el gran vacío (baja presión) en el múltiple, aspirará el combustible por el tubo de holgar. A medida que se abre el estrangulador, aumenta la presión en el múltiple y el flujo de combustible proveniente del tubo de holgar se re-

[1] Véase por ejemplo, R. C. Binder y A. S. Hall, "Gas Vibrations in Engine Manifolds", *Journal of Applied Mechanics*, Sept., 1947, Pág. A-183.

duce considerablemente. La relación aire-combustible aumenta rápidamente con el estrangulador abierto, hasta que el vacío en el múltiple no es tan fuerte como para elevar el combustible hasta *A*. Desde esta posición del estrangulador, hasta la de completamente abierto el tubo de holgar permanece inoperante. La parte *AB* de la Fig. 11-1, será controlada por el tubo de holgar, aun cuando el flujo total sea formado por los flujos separados provenientes tanto de la tobera principal como del tubo de holgar.

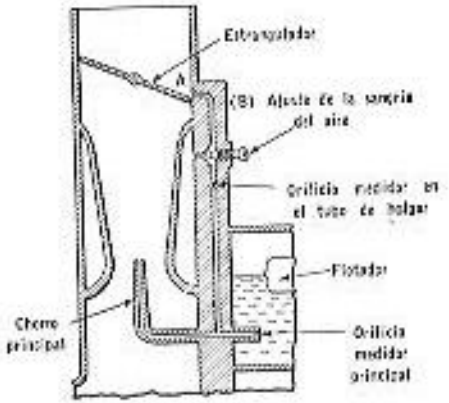


FIG. 11-8. Sistema de holgar de un carburador de tiro hacia arriba

Con la combinación de la Fig. 11-8, puede existir una zona plana, esto es, que el motor reciba una mezcla muy pobre cuando pasa de holgar a baja velocidad, debido a que el flujo de holgar se reduce muy rápidamente. En la Fig. 11-9 se utiliza un arreglo ligeramente diferente. La relación de aire a combustible se controla mediante el sangrador de aire D, el orificio medidor para holgar *E*, el tamaño y posición de los agujeros *F* y *G* y la posición del ajustador de holgar *H*. Cuando el motor está holgando, la relación conveniente de la mezcla, se controla por el ajuste de *H* (y la velocidad conveniente por la posición del estrangulador). En este caso *F*, del lado de la presión atmosférica del estrangulador, actúa como un sangrador de aire, reduciendo la succión en el tubo de holgar. Cuando se abre el estrangulador ligeramente, la presión del múltiple y el flujo de aire aumentan, pero *F* pasa a la región de vacío (queda *abajo* de la placa del estrangulador) y, en consecuencia, la succión total en el tubo de holgar, *aumenta*. El combustible

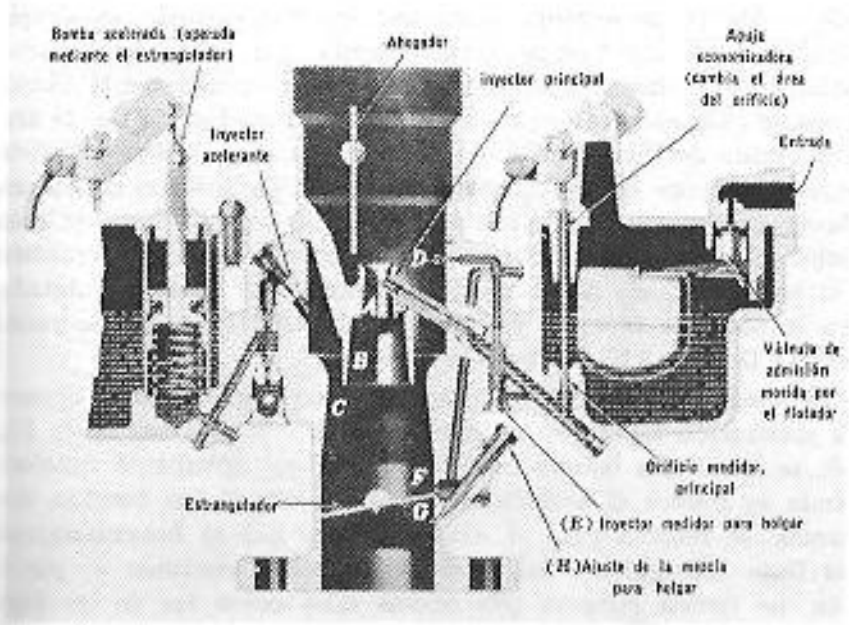


FIG. 11-9. Carburador de tiro hacia el cárter, con venturi triple y dispositivo de enriquecimiento, para grandes cargas. (Cortesía de la Chevrolet Division, General Motor Corp.)

proporcionado por este sistema de holgar, es mayor que el del arreglo sencillo de la Fig. 11-8, y la curva *AB*, por ejemplo, de la Fig. 11-1 puede resultar menos empinada y unirse suavemente con *BC*.

La combinación del tubo de holgar y el carburador simple, se utiliza para lograr relaciones variables de mezclas dentro del margen normal de las variaciones de presión, encontradas en el venturi, ajustando el carburador para que proporcione una relación económica de aire-combustible a velocidades superiores a la del holgar (para motores automotrices, alrededor de 41 km/hr). Si aumenta la carga por arriba de esta posición, la mezcla se hará más rica; pero no a un grado tal que ocasione una pérdida apreciable de la eficiencia (Ej. 2). Como es deseable una mezcla más rica para funcionamiento con estrangulación completa, la tendencia al enriquecimiento del carburador simple, no será una desventaja para aberturas del estrangulador, entre tres cuartos y estrangulación completa.

Ya que las características de suministro de una tobera simple y un orificio medidor se pueden elevar en proporción directa con el cambio en área del orificio [Ec. (11-4)], se dispone de un medio simple para obtener mezclas ricas, para potencia plena. En la Fig.

11-9, se ilustra un *economizador*, que, en este ejemplo, es simplemente una varilla cónica o una varilla con áreas escalonadas, metida en el orificio medidor. Cuando el estrangulador está abierto menos de siete octavos (para el carburador de la Fig. 11-9), el área de la varilla dosificadora es mayor que a estrangulación completa, porque se dispone de dos cambios en el área. La posición del estrangulador determina el área anular disponible para el flujo de combustible. En esta forma se cambian las características de suministro de la tobera simple y del chorro hasta las mezclas ricas, demandadas para la potencia máxima y se puede alcanzar la curva de rendimiento CD (Fig. 11-1) (véase la Fig. 11-3).

Para suministrar una cantidad extra de combustible y obtener una aceleración rápida, se utiliza una *bomba aceleranle*. En la Fig. 11-9, se tiene una bomba tipo de émbolo que solamente funciona cuando se mueve el acelerador. La discusión de las bombas aceleranles, se reserva para el Art. 11-10, ya que el funcionamiento y el flujo consiguiente del combustible no es continuo y, por lo tanto, no tienen relación con curvas tales como las de las Figs. 11-1 y 11-3.

Otro detalle de interés en la Fig. 11-9, es el venturi triple. Insistiendo en que son deseables las grandes diferencias de presión para una mejor atomización, pero indeseables para un alto rendimiento volumétrico. Al emplear dos o más venturis en serie, sólo una fracción del aire experimenta la caída máxima de presión y, por lo mismo, la pérdida de presión es pequeña. El combustible bien atomizado, descargado al centro del venturi más pequeño, también tenderá a mezclarse con aire en el siguiente venturi y formará así una mezcla homogénea.

11-7. El carburador con purga restringida de aire. El efecto de enriquecimiento de una tobera simple, puede ser contrarrestado introduciendo aire dentro del flujo del combustible. En la Fig. 11-10, se ilustra un carburador con purga de aire, el cual contiene al purgador dentro de la tobera principal, por lo cual se le llama más comúnmente *carburador de inyector con purga de aire* o *carburador de inyector con purga restringida de aire* (el tipo más popular, en uso actualmente). Considérese que para las bajas depresiones del venturi, el flujo de combustible desde la tobera simple sea controlado por las propiedades de viscosidad y de tensión superficial del combustible. Mediante la introducción de purgas de aire en la tobera

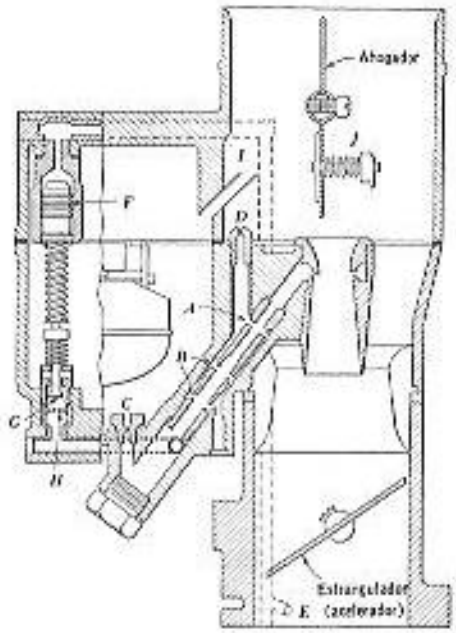


FIG. 11-10. Carburador Stromberg de inyector con purga de aire. Diseño de tiro hacia abajo. (Cortesía de la Bendix Aviation Corporation)

en *A* y en *B* (Fig. 11-10), se puede aumentar el flujo de combustible para succiones pequeñas, aun cuando la tobera transporte ahora combustible y aire, puesto que la viscosidad y la tensión superficial de la mezcla combustible-aire es menor que la del combustible solo. Por supuesto, que a medida que aumenta la succión, disminuye la influencia de la viscosidad y, consecuentemente, la presencia del aire disminuye la cantidad de combustible suministrado. Pero estas características de disminución, suplementan exactamente las características de aumento de la tobera simple y se logran características constantes de suministro.

En la práctica, el carburador experimental se instala en una *caja de flujo* y la relación aire-combustible se determina midiendo el flujo de aire y combustible. Las características deseables de baja velocidad se obtienen elevando experimentalmente la posición y tamaño y los agujeros del purgador de aire tales como *A* y *B* en la Fig. 11-10. Este procedimiento de tanteo permite que la porción descendente de las características de suministro, *GH* de la Fig. 11-7, sea

llevada hasta las bajas relaciones de flujo de aire (hacia la izquierda, en la Fig. 11-7). Cuando se aumenta la succión, la posición y tamaño de los agujeros *A* y *B* no tiene la mayor importancia puesto que la viscosidad no es más que un factor incidental. El problema es ahora el de evitar que entre demasiado aire a la tobera y reduzca radicalmente el flujo de combustible. La cantidad de aire purgado se controla por el tamaño del sangrador *D*. Si éste es muy grande, la cantidad de aire que entra a la tobera, ocasiona que disminuyan las características de suministro (Fig. 11-11); si es muy pequeño, la

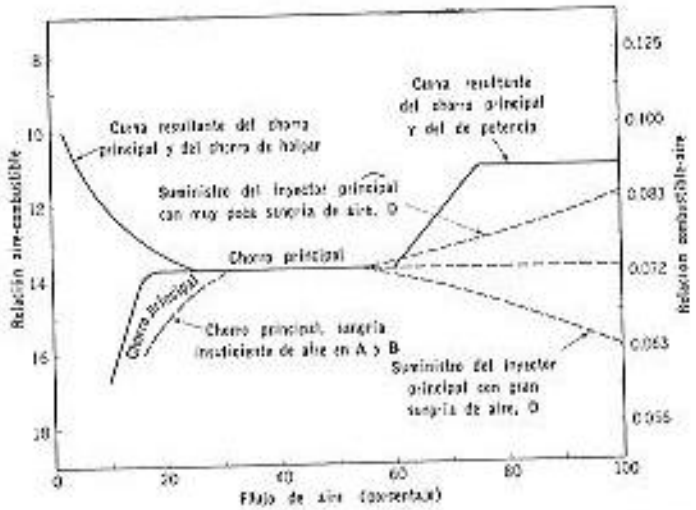


FIG. 11-11. Prueba de estrangulación variable de un carburador de inyector con sangría de aire

cantidad de aire es insuficiente para compensar los efectos de las características elevadoras de la tobera. Mediante experimentos, puede ajustarse la purga de aire hasta que se obtiene la relación deseada de aire combustible para la mayor parte del margen de funcionamiento (Fig. 11-11); a continuación se copia este diseño y se construye el carburador comercial (y los miles de carburadores comerciales no se prueban con flujo, excepto que ocasionalmente se selecciona uno de ellos como muestra, para probarlo como comprobación de la manufactura).

El carburador con purgador de aire restringido puede tener diferentes diseños de tubo para holgar, economizador y bomba acelerante; aun cuando la sección mostrada en la Fig. 11-10 no exhibe todos estos detalles, en algunos casos el economizador es un orificio actuado mediante vacío como se muestra en la Fig. 11-10. En este caso, con estrangulación parcial, el vacío en *E* se transmite al émbolo de vacío *F*, cerrando la válvula *G* hacia el orificio suplementario *H*. Para grandes cargas (por ejemplo, 80-96 km/hr de un motor automotriz sobre una carretera plana), cae el émbolo *F* y abre la válvula *G* permitiendo que funcione el orificio *H*, con el flujo desde la tobera principal, igual al que proviene de *H* más el que proviene de *C* (y en consecuencia la mezcla alcanzará la relación deseada *CD* en la Fig. 11-1).

El purgador de aire *D* y su depósito en la Fig. 11-10 actúan también como *antifiltrador*. Cuando un motor funciona bajo cargas y luego se le reduce a la velocidad de holgar, la temperatura del carburador tiende a aumentar (Fig. 8-18). Se forman vapores de gas en la tobera del combustible y si se abriera el estrangulador, el motor vacilaría por necesidad de combustible. Sin embargo, con la construcción de la Fig. 11-10, el vapor escapa a través del purgador de aire y evita el posible tapón de vapor.

Es de notar otra novedad de diseño en el carburador particular, de la Fig. 11-10. El extremo de la tobera común, es difícil de localizar en el centro exacto del venturi. Por lo cual, la tobera remata en un pasaje anular que forma una ranura circular alrededor del venturi interior. Se utilizan dos venturis.

En la mayoría se instala un purificador de aire a la entrada del carburador. Si aumenta la caída de presión en el purificador, por la acumulación gradual de polvo, disminuye la presión en la garganta del venturi. Si la cámara del flotador se comunica con la atmósfera, la diferencia de presiones para el flujo del combustible cambia a medida que cambia con el uso la restricción del purificador de aire. Para evitar esta acción, la cámara del flotador no se comunica con la atmósfera y en su lugar, se comunica mediante un *tubo de equilibrio* *I* hacia una región (Fig. 11-10) situada después del filtro del aire (esencialmente, a la presión atmosférica). Con este diseño las características del purificador del aire no afectan el rendimiento del carburador.

Cuando el motor está con el ahogador cerrado, las posibilidades de inundarse son muy grandes. Para evitarlo, se instala en el ahogador una válvula auxiliar *J* (Fig. 11-10). Al arrancar el motor, estando el ahogador cerrado se inducirá un vacío excesivo. En seguida, abre la válvula *J* el tiempo necesario para que el ahogador quede relevado.

11-8. El carburador de inyector compensador. En vista de que el flujo de combustible desde la tobera simple puede gobernarse por la viscosidad y no por el tamaño del orificio medidor, se pueden colocar dos toberas en el carburador, para duplicar el flujo en las bajas presiones de la succión. En la Fig. 11-12, se ilustra el principio

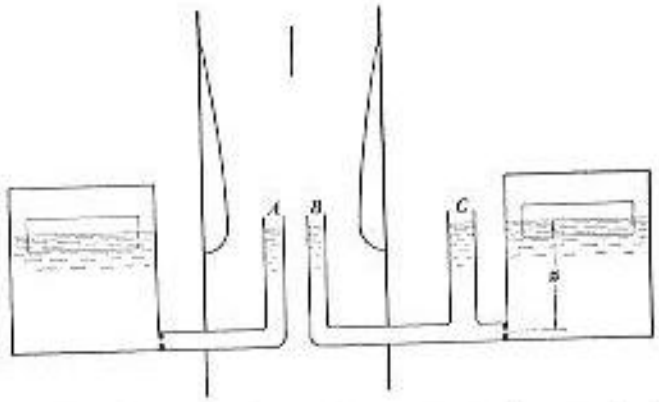


FIG. 11-12. Carburador con chorro compensador o de sangría de aire no restringida

del carburador de inyector compensador. Una de las toberas, la *A*, es simple y, en consecuencia, proporciona una mezcla rica al aumentar la carga. La segunda tobera *B*, también tiende a proporcionar una mezcla rica a medida que el flujo es aumentado por vez primera, pero esta característica se invierte rápidamente. Véase que el flujo desde *B* aumenta con los incrementos de la succión, hasta que el suministro es igual al obtenido mediante la altura *z* en el orificio medidor. Cuando se alcanza esta condición, el tubo *C* está vacío y la presión del lado de aguas abajo del orificio medidor es la atmosférica e independiente de la presión en el venturi. Por lo tanto, la tobera *B* proporcionará una cantidad constante de combustible siempre que el tubo vertical esté vacío[5] (por ejemplo, a 32 km/hr en los motores automotrices) y, por lo tanto, se obtiene una declinación de las características. Esta declinación del inyector compensador puede coincidir con el declive del inyector principal y la relación total de la mezcla será constante.

[5] La cantidad de aire purgada dentro del carburador a través del inyector suplementario después que se vacía el tubo vertical, es una parte insignificante del flujo total de aire.

En la Fig. 11-13 se ilustran las relaciones combustible-aire obtenidas con diferentes inyectores en un carburador de inyector com-

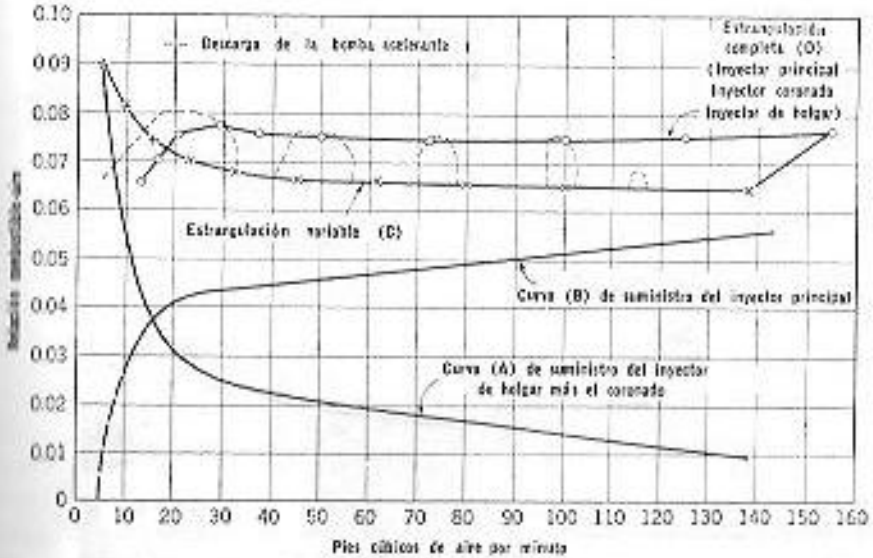


FIG. 11-13. Comportamiento de un carburador de inyector compensador (Cortesía de la Zenith Carburetor Division, Bendix Aviation Corporation)

pensador. La curva de suministro *A* para holgar, más la del inyector compensador se puede dividir en dos partes, advirtiendo que el flujo para holgar se hace cero con un flujo de aire relativamente pequeño. El inyector compensador o coronado alcanza probablemente un valor máximo en la proximidad de 0.42 m³/min y luego se inclina hacia abajo en una forma similar a las características del inyector principal. Cuando las curvas *A* y *B* se suman (una ventaja de trazarlas contra la relación FA) se obtiene la curva *C*, de estrangulación variable. Cuando el economizador queda fuera de acción o se requiere un chorro potente se obtiene la curva *D*, de estrangulación para potencia total. Nótese que el flujo cero proveniente del sistema de holgar, prevalece después de obtenida la operación de estrangulación total.

En la Fig. 11-14 se muestra un carburador con inyector compensador. El purgador de aire, que no está restringido, sirve también como un alojamiento conveniente para el tubo de holgar. El chorro principal *B*, se controla mediante una válvula de aguja para permi-

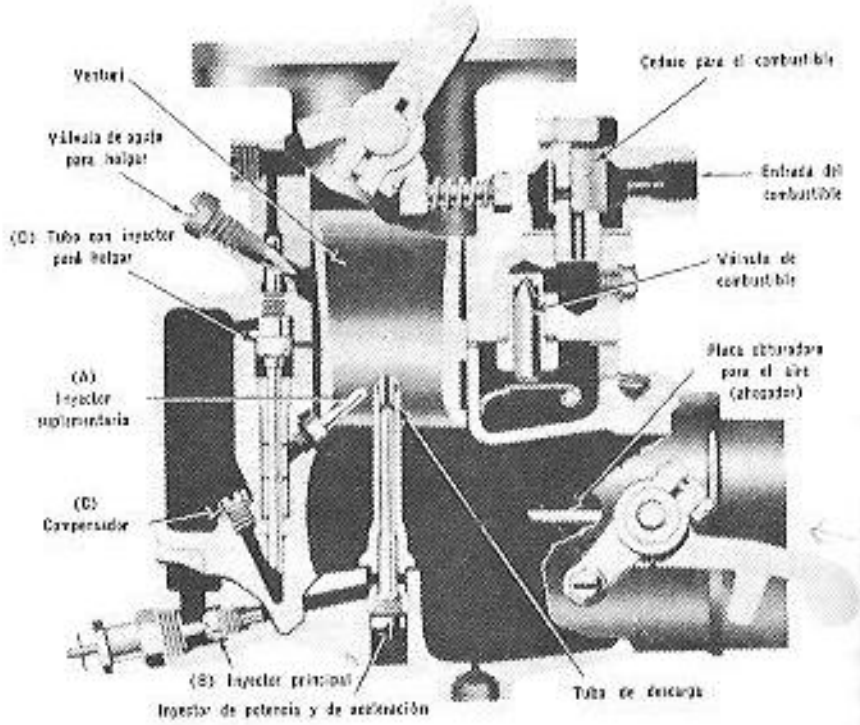


FIG. 11-14. Carburador de inyector compensador tiro hacia arriba. (Cortesía de la Zenith Carburetor División, Bendix Aviation Corporation)

tir ajustes. Nótese también que el purgador de aire para holgar se toma de un lado y por abajo del venturi, una posición que deberá contener aire bien filtrado. La acción economizadora en este carburador proviene de una tobera auxiliar llamada el *inyector de potencia*. En virtud de que el inyector de potencia en este caso, está conectado a la bomba de aceleración, se tiene una combinación de chorro de potencia y de aceleración.

En la Fig. 11-15 se muestra la sección del sistema de chorro de potencia y de aceleración. Cuando se cierra el estrangulador, el alto vacío arriba de la placa del estrangulador, se comunica a través de *A*, con el émbolo de vacío *B*. Para evitar que *A* se haga un pasaje para holgar, se inserta en *D* un freno de vacío. Al abrir el estrangulador, desciende el émbolo *B* y proporciona una alimentación acelerante a

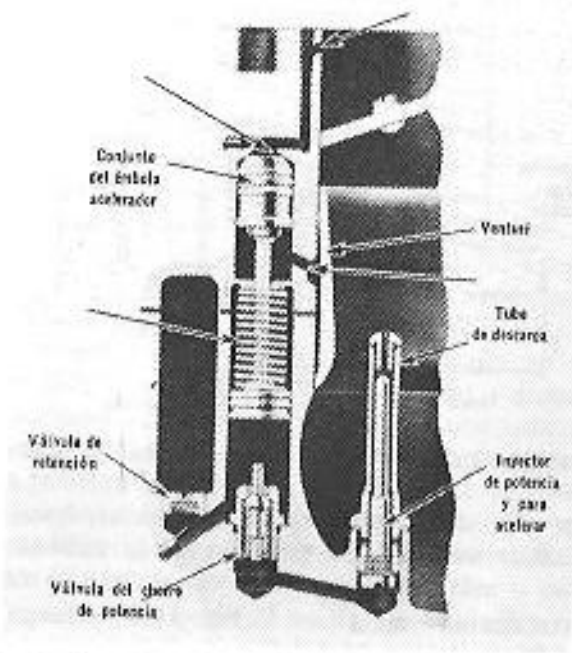


FIG. 11-15. Bomba de aceleración operada por vacío con inyector de potencia tiro hacia arriba (Cortesía de la Zenith Carburetor División Bendix Aviation Corporation)

través de la válvula *E*, hacia la tobera acelerante. Estando el émbolo en la parte más baja de su recorrido, mantiene abierto el orificio suplementario *E* y el inyector acelerante, sirve ahora como inyector de potencia. El flujo de combustible desde el inyector de potencia se junta con el proveniente de los inyectores principal y suplementario, para obtener la mezcla rica, deseada para la máxima potencia (Fig. 11-13).

11-9. El carburador de válvula auxiliar para aire. Una de las formas antiguas de carburadores, el de válvula auxiliar para el aire, consta de una tobera simple, el orificio medidor, más una válvula para el aire. La válvula para el aire admite una cantidad regulada de aire hacia la cámara mezcladora, entre el venturi y el estrangulador. Al funcionar el motor, holgando, recibe combustible del inyector principal y aire desde la pequeña entrada *A* (Fig. 11-16). Cuando el estrangulador comienza a abrir, la entrada *A* restringe el flujo

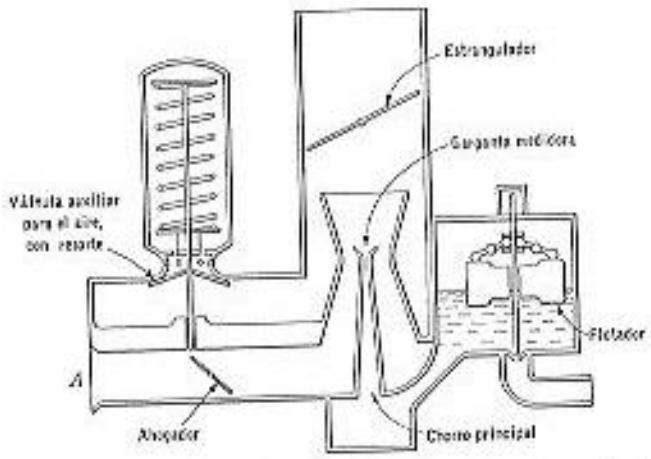


FIG. 11-16. Carburador con válvula auxiliar para el aire

de aire y la presión decreciente en el carburador, hace que se abra la válvula auxiliar del aire. La posición de la válvula del aire, se regula por uno o más resortes con objeto de que la relación de la mezcla, primero disminuya (*AB* en la Fig. 11-1) y luego, se mantenga constante (*BC* en la Fig 11-1). Usualmente se conecta al estrangulador una varilla medidora cónica, montada sobre el inyector principal para ayudar a la acción de la válvula del aire. Los carburadores con válvulas para el aire no se usan hoy en día, porque el método de controlar la relación aire-combustible, siendo un ajuste mecánico, era difícil de obtener y en extremo difícil de mantener.

11-10. Dispositivos de enriquecimiento temporal. Cuando el motor es compelido a acelerar rápidamente, el carburador debe suministrar una cantidad adicional de combustible mayor y por sobre los requisitos normales del motor. Básicamente, se tienen estas necesidades cuando pasa del múltiple al motor una mezcla de gas y de líquido. Con estrangulación parcial, la baja presión en el múltiple favorece las bajas relaciones aire-vapor, pero aun bajo estas condiciones, parte del combustible pasa al cilindro en forma de película líquida, presente en las paredes del múltiple. Con el estrangulador abierto, teniendo presiones altas en el múltiple habrá un aumento proporcional en el espesor de la película líquida. En todo caso, la mezcla que penetra al cilindro está formada de aire, combustible vaporizado, combustible atomizado y combustible líquido. Los gases y el combustible

atomizado, viajan por entre el múltiple con una velocidad elevada, en relación con el líquido que fluye como película sobre las paredes del múltiple. Sin embargo, para las condiciones de funcionamiento de flujo estable, la cantidad total de combustible recibida por el cilindro, es constante.

Al abrir bruscamente el estrangulador, es entregado más combustible por el carburador en el seno de la corriente de aire, pero la mezcla que sigue hacia el cilindro en los siguientes segundos, está formada principalmente por aire y combustible atomizado. La cantidad de combustible transportado como película fluida, sobre las paredes del múltiple aumenta y requiere mayor tiempo para llegar al cilindro. En consecuencia, el motor recibe una mezcla pobre y falla al acelerar. Utilizando una mayor temperatura en el múltiple, se alivia la falla original, pero sólo a expensas del rendimiento volumétrico. Por lo tanto, para acelerar al motor, deberá inyectarse una cantidad adicional de combustible en el seno de la corriente de aire con objeto de compensar la pobreza inicial de la mezcla. Parte de este combustible se añadirá al espesor de la película fluida, pero otra gran cantidad será transportada en suspensión para proporcionar una mezcla satisfactoria para la aceleración rápida.

Para suministrar el combustible extra, se utiliza una bomba accionada ya sea por el estrangulador o por el vacío. Este último tipo se ilustra en la Fig. 11-15 y el primero por las Figs. 11-9 y 11-17.

La bomba de aceleración es, usualmente, una bomba común de émbolo que proporciona un suministro de combustible dentro de la corriente de aire al comienzo del periodo de aceleración y depende de lo lento del movimiento de la película fluida sobre las paredes del múltiple, para difundir la mezcla enriquecida durante un periodo de tiempo definido, como se ve en la Fig. 11-9. En la Fig. 11-17 se ilustra una bomba diseñada para proporcionar la gasolina durante un tiempo aún mayor. Cuando se abre el estrangulador, el émbolo desciende por la presión del resorte *B* y el combustible es forzado hacia afuera a través del inyector acelerador. Cuando el estrangulador está completamente deprimido y en reposo, el resorte *B* fuerza al émbolo hacia el fondo del depósito, por lo que continúa el flujo de la alimentación acelerante. Esta bomba tiene una ventaja evidente al mantener la alimentación acelerante durante un periodo de tiempo relativamente grande.

Para algunos servicios no es necesaria la aceleración rápida y la bomba acelerante se puede reemplazar por dispositivos más sim-

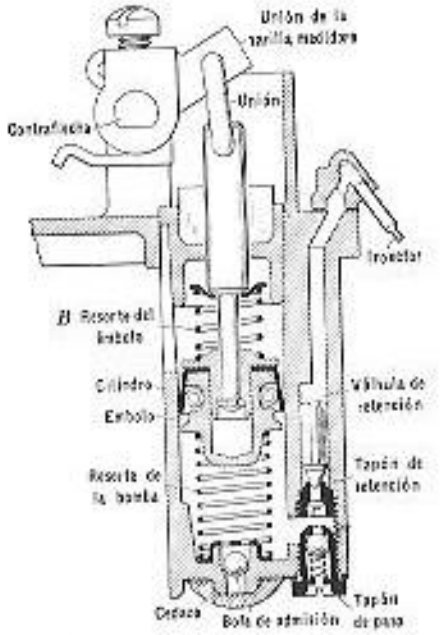


FIG. 11-17. Carburador Cárter, con sistema de aceleración

ples. La Fig. 11-18 ilustra una forma de depósito para acelerar, que es simplemente una cavidad *A* llena de combustible, colocada cerca del extremo del inyector. Para el estrangulador casi cerrado, el flujo del combustible se controla por el tamaño de la tobera y la

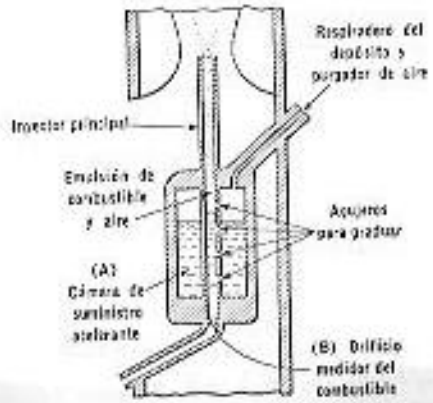


FIG. 11-18. Carburador de inyector purgador de aire, con depósitos para acelerar

viscosidad del combustible. Consecuentemente, se llena el depósito *A*. Al abrir súbitamente el estrangulador, el combustible se desplaza usualmente desde el depósito del flotador y esto requiere tiempo. El combustible en el depósito acelerador, por otra parte, está inmediatamente disponible para actuar como alimentación acelerante. Luego, cuando se abre el estrangulador cae la presión en la tobera, en tanto que la presión en el depósito permanece mayor puesto que la purga de aire, abre hacia la atmósfera. Entonces, el depósito acelerador descarga en el seno del chorro principal hasta que el nivel cae por debajo de uno o más de los agujeros graduados. A plena estrangulación, el depósito permanece seco, ya que las presiones en el depósito y en la tobera son iguales.

La descarga proveniente de una bomba aceleradora debe ser dirigida con precisión (apuntada) en el seno de la corriente de aire, otra distribución de la alimentación aceleradora no será igual para todos los cilindros. Se marcan las señales sobre el cuerpo del carburador para comprobar el alineamiento de la tobera.

11.11. Ahogador automático. El ahogador se puede controlar automáticamente como se ilustra en la Fig. 11-19. El ahogador automático o "climatizador" consta de una válvula compensadora, un

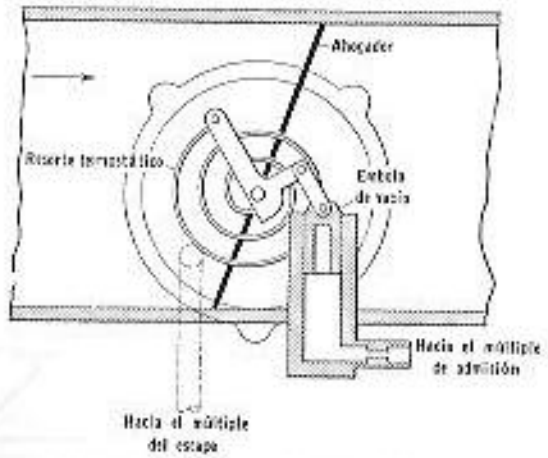


FIG. 11-19. Cebador automático

resorte termostático y un émbolo de vacío. Este es movido por el vacío del múltiple de admisión, por el calor del múltiple de escape y por el peso compensador de la misma válvula. Cuando el motor

está frío, el resorte termostático mantiene al ahogador en la posición cerrada. Al arrancar el motor, el vacío del múltiple actuando sobre el émbolo de vacío, abre parcialmente al ahogador. Las fugas a través del émbolo de vacío, ocasionan que el gas caliente sea aspirado desde el múltiple de escape y caliente al resorte termostático. Con este aumento de la temperatura, el movimiento del resorte permite que el cebador alcance su posición completamente abierta. Véase que el flujo de aire, contra la válvula cebadora compensada, también tiende a abrir el cebador.

11-12. Carburación para dos combustibles. Puesto que los motores modernos requieren combustible de alto octano, solamente al ser acelerados o cuando son sometidos a grandes cargas, se impone la consideración sobre los sistemas de dos combustibles. En dichos sistemas se hacen necesarios dos depósitos de almacenamiento de combustible, dos bombas para combustibles y un carburador compuesto. Un carburador[6] para ese objeto se ilustra como diagrama en la Fig. 11-20. Al estar el motor parcialmente estrangulado, el vacío del múltiple es considerable y el émbolo de vacío en la Fig. 11-20 es mantenido en su posición más inferior. Esta posición hace

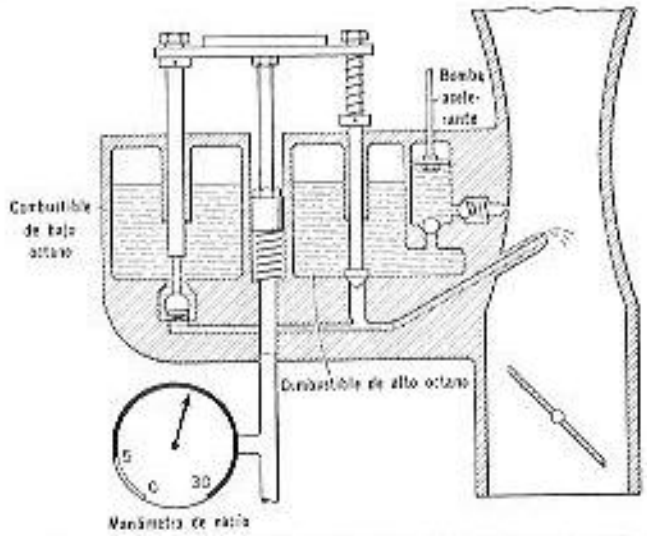


Fig. 11-20. Diagrama Esquemático de un carburador compuesto para carburación de dos combustibles W. M. Holaday, Socony-Vacuum Oil Co.)

[6] W. M. Holaday "Progress Report on The Dual-Fuel System" SAE Summer Meeting Junio, 1948.

que el conducto de la cámara del flotador abra hacia la tobera principal, dando paso al combustible de bajo octano. Cuando el vacío del múltiple es menor de 12.7 cm Hg. el émbolo del vacío sube y el combustible de alto octano penetra al motor a través de la tobera principal, en tanto que se suspende el flujo del combustible de bajo octano.

También hay en el mercado dispositivos que permiten utilizar fluidos antigolpeantes para complementar la descarga del carburador. Considérese que un motor está funcionando con un combustible de bajo octano y con estrangulación parcial (Fig. 11-21). El vacío en el múltiple se transmite a través del conducto de vacío y mantiene

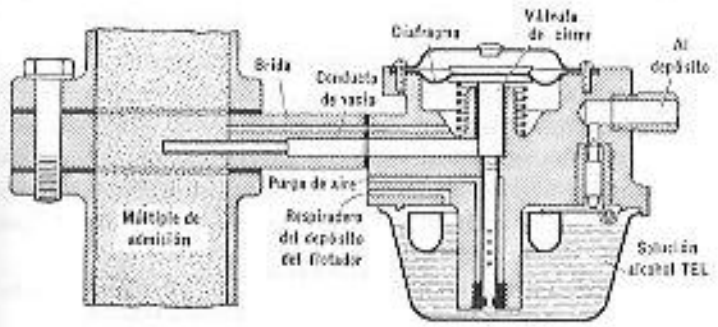


Fig. 11-21. Unidad para inyección de fluído auxiliar (Cortesía de la Thompson Products Co.)

un diafragma hacia abajo, contra la resistencia de un resorte. La solución de alcohol-TEL-agua en la cámara del flotador es impedida de entrar al múltiple, por el tapón acoplado al diafragma. Cuando se abre el estrangulador, el tapón o válvula obturadora también se abre y la solución antigolpeante puede ser absorbida al interior del múltiple, porque entre éste y la atmósfera existe una pequeña diferencial,[7] aun con el estrangulador completamente abierto.

11-13. Carburación por inyección. Aun cuando el carburador es relativamente simple y sin fallas, tiene muchas desventajas, particularmente cuando se emplea en motores aéreos, enumerándose:

1. El venturi (y el múltiple) ofrecen una restricción para el flujo de aire hacia el interior del motor, porque parte de

[7] Desafortunadamente, la diferencial aumenta a medida que el estrangulador cierra totalmente y por lo tanto el flujo del antigolpeante aumenta en lugar de disminuir. Esta situación se consigue porque el dispositivo en la Fig. 11-21 es un accesorio construido para fácil instalación; también se obtienen de la misma compañía, modelos más complicados con mejores características medidoras.

la caída de presión no se recobra. Si el venturi, se hace grande para reducir este efecto de estrangulación, la caída de presión, disponible para el medidor de combustible, puede ser inconvenientemente pequeña.

2. Al evaporarse el combustible y ser absorbido su calor latente por el aire ambiente, disminuye la temperatura pudiendo formarse hielo por la humedad presente, tanto en el aire como en el combustible. La formación de hielo acontece usualmente en la placa del estrangulador, especialmente en la posición de holgar, debido a la caída de presión a través del estrangulador. Este puede quedar completamente obstruido por arriba, con el flujo de aire detenido por el hielo, e inmovilizando al motor.
3. Para una buena distribución, debe suministrarse calor, lo cual resulta en una alimentación de aire más caliente, inducida al motor y un bajo rendimiento volumétrico (sin embargo, los motores aéreos sobrealimentados, tienen el carburador descargando en la entrada sobrealimentada y utilizan el calor latente del combustible para bajar las temperaturas de la sobrealimentación).
4. La aceleración se retarda, puesto que el combustible debe fluir desde el carburador hasta el cilindro.
5. El arranque es obstaculizado por la dependencia de la succión del motor, para suministrar las mezclas ricas, necesarias.
6. Puesto que el múltiple contiene una mezcla combustible, siempre existe el peligro de retorno de la llama desde el cilindro al interior del múltiple.
7. Cuando el combustible no está bajo una presión positiva, siempre existe peligro de la obstrucción por vapor, al utilizar un carburador. Esto es especialmente cierto para grandes alturas o en tiempo caluroso.
8. Los combustibles altamente volátiles, convienen mejor para funcionamiento con carburador, por el problema de la distribución; los combustibles menos volátiles se pueden usar cuando el combustible es inyectado directamente dentro del motor.
9. La mayoría de los carburadores deben estar en una posición normal, para asegurar el flujo óptimo de combustible hacia la tobera. También se presentan efectos de inercia durante las maniobras aéreas.

10. Un carburador para motor con ciclo de dos carreras, utiliza para el barrido del cilindro, una mezcla combustible y no aire solamente.

Para evitar las fallas inherentes en un carburador se puede hacer la inyección del combustible, ya sea directamente en el interior del cilindro —en alguna etapa de la carrera de admisión— o bien, dentro de la corriente de aire en el interior del múltiple. En el último caso, aún subsisten los problemas de la distribución provenientes del diseño del múltiple.

El equipo de inyección es mucho más complicado y más costoso que la carburación, ya que la bomba para el combustible y la tobera, deben ser fabricadas con normas de exacta precisión.

La Bendix Aviation Corporation, ha desarrollado un carburador que combina parte de la simplicidad del carburador usual, de flotador, con las ventajas de la inyección a presión. Este se denomina, *carburador de inyección*. La unidad es enteramente automática y consta de los elementos mostrados en la Fig. 11-22. Antes de entrar

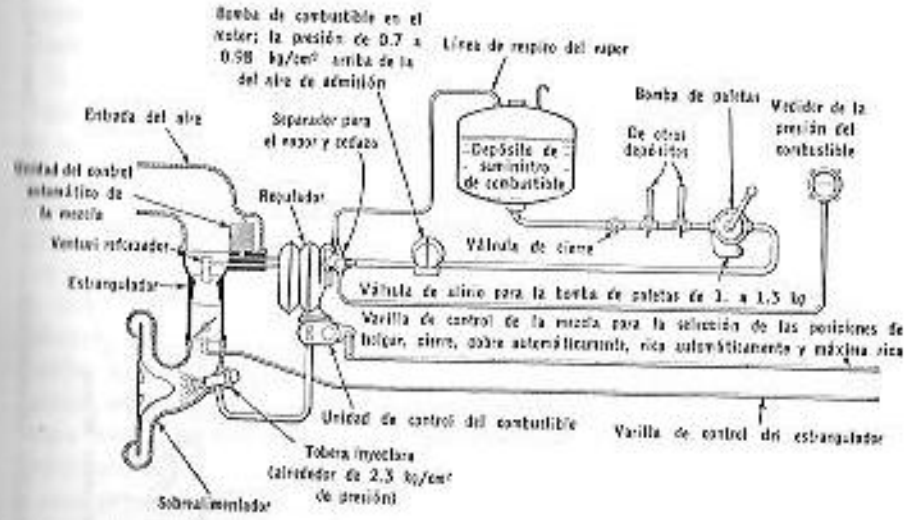


Fig. 11-22. Diagrama de instalación de un carburador de inyección Stromberg. (Cortesía de la Bendix Aviation Corporation)

el aire al múltiple, pasa por un venturi doble y la caída de presión en la garganta del primero se comunica a la unidad reguladora que mide el combustible a presión, proveniente de la bomba de

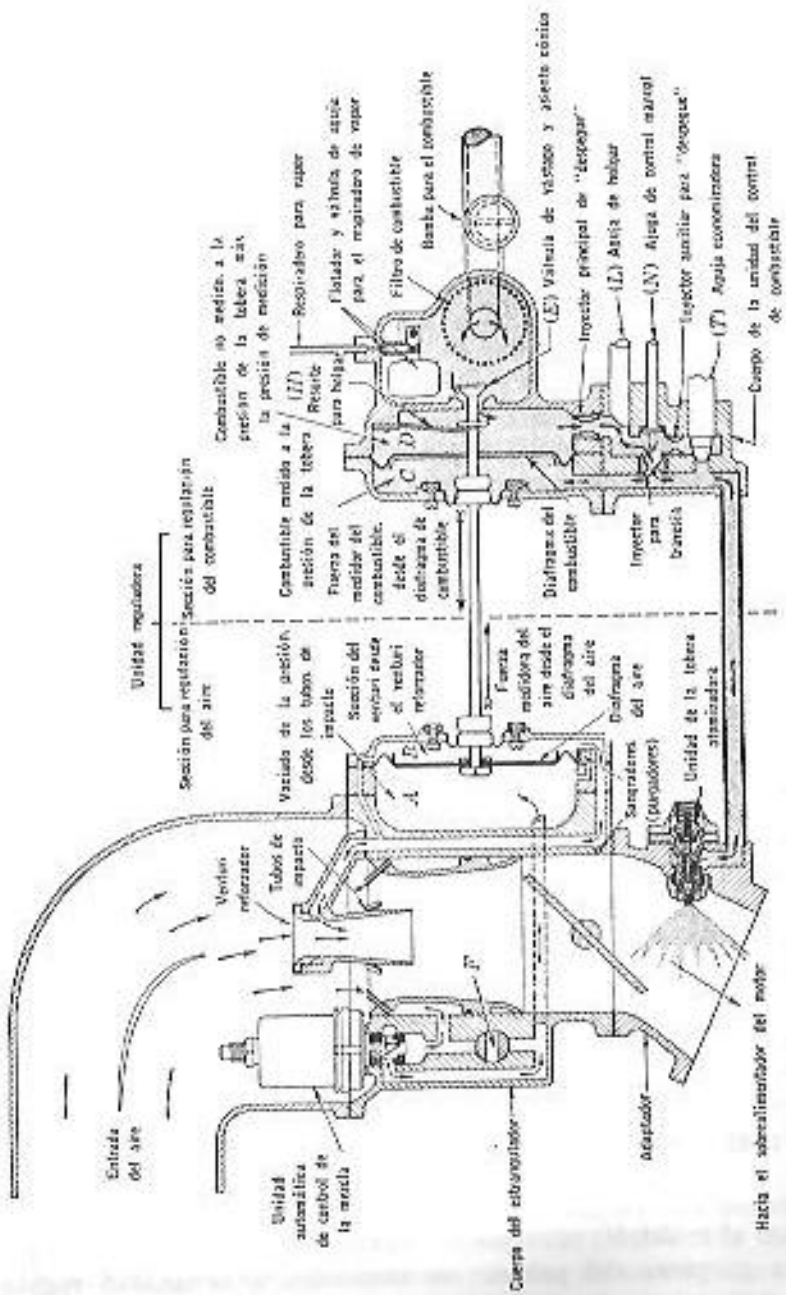


Fig. 11-23. Detalles del carburador de inyección Stromberg. (Cortesía de la Bendix Aviation Corporation)

combustible del motor (o mediante una bomba oscilante manual, durante el arranque), enviándolo a la tobera atomizadora y descargando directamente dentro de la admisión del sobrealimentador. La compresión del aire hecha por el sobrealimentador, con el consiguiente aumento en la temperatura, evaporan el combustible por lo que se mantiene baja la temperatura final. La riqueza del combustible la determina el operador a través de la varilla de control de la mezcla. Para cualquier posición de funcionamiento de la varilla, la unidad de control automático de la mezcla, ajusta a ésta por los disturbios creados como consecuencia de los cambios en la temperatura o en la presión (altura). La carga o la velocidad del motor, se controlan exactamente como en un carburador regular, mediante el estrangulador a través de la acción de la varilla de control del mismo.

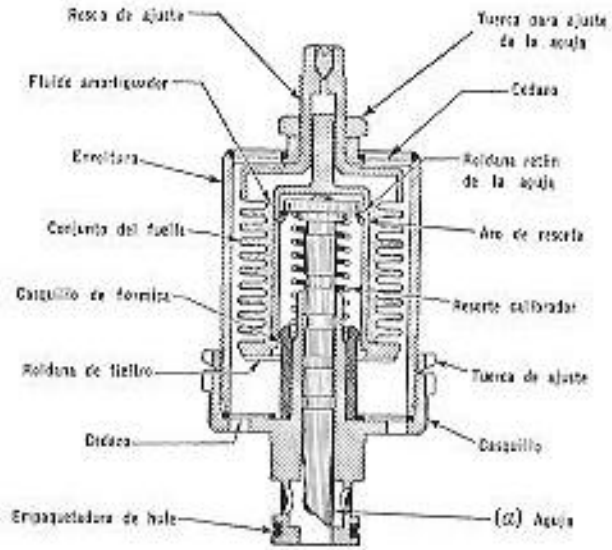
Los detalles del carburador de inyección se muestran en la Fig. 11-23. Al funcionar, el aire entra por la toma de aire y pasa a través del venturi principal, disminuyendo su presión en la garganta. El aire que entra al venturi reforzado, alcanza una presión mucho menor debido a que su escape se hace dentro de la presión relativamente baja que existe en la garganta del venturi principal. La baja presión que existe en la garganta del venturi reforzado se transmite a la cámara *B*, correspondiente a la sección del aire de la unidad reguladora, en tanto que la cámara *A* queda conectada a los tubos de impacto conforme a la velocidad y a la presión alcanzadas en el flujo principal. La diferencia de presiones en las cámaras *A* y *B* queda relacionada con el volumen de aire que fluye hacia el motor. Esta diferencia de presiones tenderá a mover el diafragma del aire siempre hacia la extrema derecha, a menos que otra fuerza opuesta limite su movimiento. Esto se logra mediante una fuerza creada por la diferencia de presiones, entre las cámaras *C* y *D* del medidor del combustible. Este penetra a la cámara *D*, proveniente de la bomba correspondiente y fluye a través de las boquillas principal y de traviesa hacia la cámara *C* y la tobera atomizadora. La diferencia de presiones a través de estas boquillas, asegura que la cámara *C* esté a una presión menor que *D*. En consecuencia, la fuerza del medidor del combustible, se opone a la fuerza del medidor del aire y resulta una posición de equilibrio de la válvula de vástago y asiento cónico *E*. Si se abre el estrangulador, entra al motor una mayor cantidad de aire y el venturi reforzado sufre una mayor caída de presión. La fuerza del medidor del aire, creada por la diferencia de presiones de las cámaras *A* y *B* fuerza al diafragma hacia la derecha, abriendo

más la válvula de vástago E y elevando la presión en el espacio D, a medida que fluye más combustible dentro de él. Esta presión aumentada ocasiona una alta relación de descarga a través de las boquillas del combustible, suministrando así la demanda auxiliar requerida por el motor. Al mismo tiempo, las caídas de presión a través de las boquillas del combustible, serán mayores y la presión en la cámara C con respecto a la del espacio D, será más baja que antes. Este aumento en la fuerza del medidor del combustible, equilibra el aumento de la fuerza del medidor del aire y mantiene a la válvula de asiento cónico en una nueva posición de equilibrio.

Como un ejemplo, supóngase que la fuerza del medidor del aire produce una presión en A, de 0.035 kg/cm² mayor que en B. Para balancear esta fuerza, se requiere una presión en D de $(x + 0.035)$ kg/cm² en la que x es la presión en la cámara C. Si se ajusta la tobera para abrir a 0.35 kg/cm², entonces, la presión en D será de 0.385 kg/cm² y la de C 0.35 kg/cm². Nótese que si la tobera abre a 0.7 kg/cm², la cámara D estará a 0.735 kg/cm² y la C a 0.7 kg/cm². En otras palabras, la presión diferencial a través de las boquillas permanece constante a 0.035 kg/cm² lo que es igual a la diferencia de presiones entre el venturi reforzado y los tubos de impacto, independientemente del ajuste de la presión de la tobera o de la bomba del combustible.

Las purgas en el fondo de la cámara A y B de la Fig. 11-23, son necesarias con objeto de tener otro conducto para el flujo, que puede ser estrangulado por la unidad automática de control de la mezcla (y también sirven como resumideros para líquidos extraños, tales como el agua de lluvia). Véase también que el purgador cercano a la placa del estrangulador entra a la región de vacío al cerrar el estrangulador, por lo que ayuda al resorte de holgar.

La unidad de control de la mezcla, o *aneroide*, como se ve en la Fig. 11-24, es un fuelle metálico parcialmente lleno con aceite para evitar las vibraciones y con nitrógeno gaseoso que se dilata o contrae con los cambios de temperatura. Si disminuye la presión del aire (como consecuencia, por ejemplo, de la altura), la disminución de presión en el espacio en derredor y abajo del conjunto del fuelle, permite a éste extenderse y bajar la aguja-a por entre un orificio, lo que restringe la presión de impacto comunicada a la cámara A, en la Fig. 11-23. Esta reducción de la presión en A reduce la fuerza del medidor de aire, suministrándose menos combustible en el seno de la corriente de aire. Una elevación en la temperatura del aire, ocasiona el mismo efecto, manteniendo así constante la relación aire-



Unidad de control automático de la mezcla

FIG. 11-24. Carburador Stromberg con control automático de la mezcla. Aneroide. (Cortesía de la Bendix Aviation Corporation)

combustible. La válvula cilíndrica F, Fig. 11-23, se coloca para proporcionar una posición manual rica, excluyendo a voluntad y momentáneamente a la unidad de control de la mezcla.

Para las condiciones de marcha en vacío o de holgar, la fuerza del medidor de aire no es suficiente para abrir la válvula de asiento cónico y se utiliza el resorte de holgar H para mantenerla abierta y proporcionar una mezcla extremadamente rica. En seguida, se disminuye el flujo hasta el valor deseado, ajustando la válvula de holgar L.

Para parar el motor, se mueve la válvula N de control manual hasta que el disco choca contra el chorro de travesía, cortando el flujo de combustible hacia la tobera.

Si el estrangulador está abierto unos 10 grados más o menos, la válvula de holgar se mueve hasta su posición abierta, en tanto que la medición se deriva del orificio formado entre la válvula de aguja para holgar y su asiento, a la boquilla de travesía. Las mezclas ricas automáticas para travesía, se obtienen mediante la capacidad no restringida de la boquilla aforada para travesía. Las mezclas ricas automáticas para travesía, se obtienen mediante la capacidad no

restringida de la boquilla aforada para travesía. Las mezclas pobres, se obtienen cuando la aguja *N* de control manual se acerca al orificio de la boquilla de travesía.

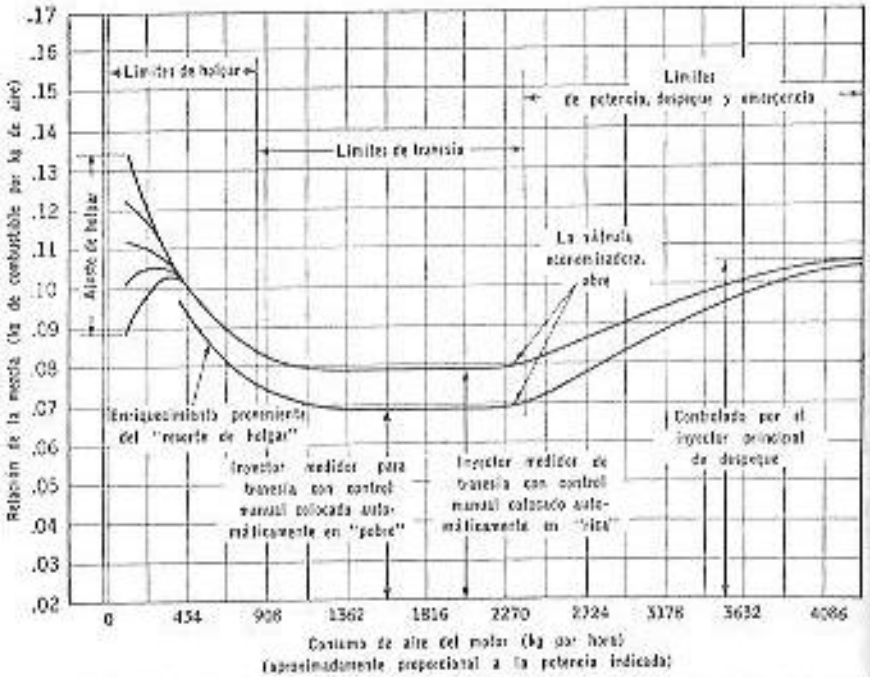


FIG. 11-25. Mezclas de combustible-aire para el carburador de inyección, Stromberg (Cortesía de la Bendix Aviation Corporation)

Para obtener potencia máxima, deberá alimentarse al motor una mezcla más rica. Para hacerlo, se levanta gradualmente de su asiento la válvula economizadora de combustible *T* en la Fig. 11-23, y la cantidad de combustible es dosificada por el cono del economizador. Cuando el economizador está completamente levantado, la cantidad de combustible recibida por el motor es la medida por la boquilla de travesía y por la de despegue (si se emplea). Si esta última boquilla no se tiene, la dosificación se hace mediante la boquilla principal de despegue. Esta boquilla no es necesaria si se instala la auxiliar y, en este caso, la válvula de aguja de control manual cambiará la mezcla en las condiciones tanto de travesía como de arranque. Se puede tener una idea del comportamiento del carburador en su campo completo de acción, estudiando cuidadosamente la Fig. 11-25.

11-14. La distribución del combustible. El carburador suministra al interior del múltiple una cantidad medida de combustible en las formas líquida, gaseosa y atomizada. El problema de obtener mezclas homogéneas se simplifica, asegurando que todo el combustible se vaporice antes de que la mezcla llegue más allá del carburador. La completa vaporización se garantiza empleando, ya sea combustible altamente volátiles, que son costosos de producir, o utilizando calor para promover la vaporización. Cuando se calienta la mezcla, y se emplean combustibles volátiles, disminuye el rendimiento volumétrico del motor (el cual está basado en el aire), y en consecuencia disminuye el par de arranque y la potencia. El calentamiento de la mezcla, también tiende a ocasionar depósitos de goma en el múltiple y fomenta las reacciones de preflama y golpeteo. Con los combustibles de que se dispone, es necesario el calentamiento para obtener una mezcla homogénea. Usualmente, se suministra el calor mediante una zona caliente, Fig. 11-4, la cual se localiza en el múltiple, en un lugar en el que la inercia de las partículas líquidas, haga que el combustible choque con la zona caliente. El aire de admisión no se calienta, porque como se ve en la Fig. 11-26,

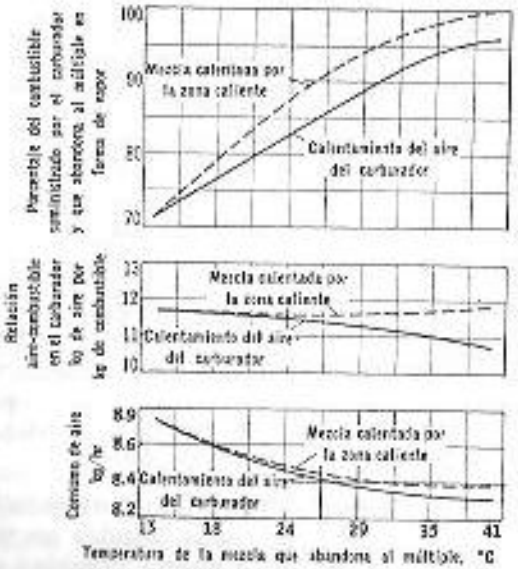


FIG. 11-26. Efecto de calentamiento de la mezcla por puntos calientes y calentamiento de aire del carburador sobre la vaporización del combustible en el múltiplo. Posición fija del carburador, velocidad del motor 900 rpm. (Tomado de Bartholomew, Chalk y Brewster, Ref. 1)

el punto caliente proporciona mejores efectos: (*a*) mayor vaporización completa (especialmente de partículas grandes de combustible, (*b*) menos variaciones en la dosificación hecha por el carburador, y (*c*) mayor rendimiento volumétrico.

Si el motor fuera a recibir una mezcla de combustible líquido y aire, y el combustible líquido se atomizara en gotitas extremadamente pequeñas, que fueran distribuidas uniformemente entre el aire, la vaporización completa del combustible ocurriría probablemente en la carrera de compresión del motor. Una mezcla perfecta, de combustible finamente atomizado y aire (una imposibilidad), deberá exhibir todas las características deseables de la mezcla realmente vaporizada y, además, probablemente proporcione bajas temperaturas de compresión (ya que la vaporización usualmente requiere calor), con menos tendencia al golpeteo y alto rendimiento volumétrico (debido a que el aire no es desplazado en la carrera de admisión, por el combustible vaporizado). Más aún, las mezclas de combustible finamente atomizado y aire, tienen tendencias a permanecer homogéneas al dar vuelta en las aristas (dentro del múltiple) o cuando se prueban con dispositivos de separación mecánica. Por esta razón, la mezcla de combustible atomizado y aire, se puede considerar como *efectivamente vaporizada* o, mejor, *pseudovaporizada*. El grado de verdadera vaporización y también de pseudovaporización es fomentado por la atomización y la turbulencia de la misma y, consecuentemente, la distribución es mejorada por el aumento de la velocidad del motor. Si el objetivo es máxima economía, deberá restringirse el venturi, para promover una alta caída de presión, tendiente a la formación de una niebla de combustible, bien atomizada; el múltiple deberá ser de sección pequeña, con objeto de que las altas velocidades y la turbulencia ayuden a mantener en suspensión las partículas de combustible. Por otra parte, estos factores conducen a las pérdidas de presión en la carrera de admisión y por lo mismo se reducen el rendimiento volumétrico, con la consecuente pérdida en el par de arranque y en la potencia. Luego, para máxima potencia, el venturi y el múltiple deben ser grandes en su sección recta.

Cuando un motor multicilíndrico recibe una mezcla parcialmente vaporizada de combustible y aire, cada cilindro no recibe ni la misma relación aire-combustible, ni la misma cantidad de combustible. La variación de la relación aire-combustible de cilindro a cilindro en un motor multicilíndrico se muestra en la Fig. 11-27. Cada cilindro recibe probablemente cantidades equivalentes de aire y de

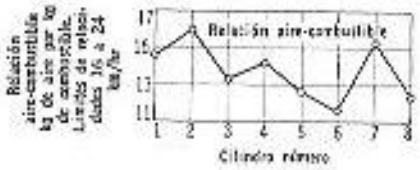


FIG. 11-27. Variaciones de la relación aire-combustible, entre cilindros. (Tomado de Chalk y Brewster, Ref. 1)

combustible vaporizado o pseudovaporizado, pero el combustible no vaporizado, en estado líquido, no se divide igualmente. Nótese que la distribución del combustible líquido dependerá de la habilidad del múltiple para dirigir el flujo del líquido hacia el piso y las paredes y para guiar las partículas pesadas en la corriente de aire.

El combustible recibido por cada cilindro no tendrá necesariamente la misma composición que el combustible en el carburador. Esto es cierto, por la acumulación de residuos pesados, o compuestos de alto punto de ebullición en uno o más cilindros y la acumulación de fracciones más volátiles, en otros cilindros. En general, los números octano de las porciones más volátiles del combustible, son mayores que los de los residuos pesados (Art. 8-5). La misma falta de uniformidad en la distribución, también ocasiona que cada cilindro reciba diferentes cantidades de TEL y de dibromuro de etileno (Fig. 8-21). En consecuencia, los motores multicilíndricos reciben diferentes relaciones aire-combustible y tienen diferentes tendencias al golpeteo.

El carburador puede influir profundamente en la distribución de la mezcla hacia los cilindros. Uno de los factores es la válvula simple de estrangulación, la que con estrangulación parcial permite un tipo peculiar de flujo, el cual se puede visualizar rápidamente desviando el flujo hacia las paredes del múltiple mediante la superficie inclinada de la placa del estrangulador. El extremo de la tobera debe situarse en el centro del venturi, especialmente cuando se utilizan carburadores dobles o venturis dobles con toberas dobles. En los carburadores modernos el extremo de la tobera se fija en su posición en la fábrica y no debe cambiarse. Los cambios ligeros en la posición de la válvula del cebador también afectan radicalmente a la distribución sin cambiar la relación total AF del carburador. Los datos de la Ref. 2 indican que:

1) la posición de la válvula cebadora y su armadura y
2) la posición y cualquier obstrucción en el flujo de la corriente (venturi doble, toberas, etc.)

pueden alterar la forma de la distribución mucho más de lo que podrían hacerlo los grandes cambios en la velocidad del motor, la temperatura de la mezcla o la volatilidad del combustible.

11-15. El múltiple. En virtud de que el múltiple ha sido incluido para distribuir el combustible en los estados tanto líquido como gaseoso, lo más esencial es asegurar una división igual de caudal líquido y de partículas. Esta división, igual descansa en el principio básico de que la acción divisoria deberá ocurrir antes de que se presente un cambio de disección dentro del múltiple (y el principio resulta imposible de satisfacerse completamente). Nótese, Fig. 11-28, que la mezcla puede ser homogénea en ciertas zo-

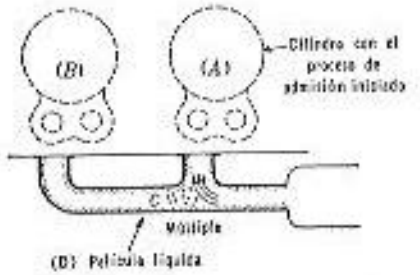


FIG. 11-28. Flujo de combustible en el múltiple

nas, pero cuando se presenta una inflexión, la inercia de las partículas líquidas pesadas tiende a evitar el cambio de dirección. Un determinado cilindro como, por ejemplo, el *A*, puede recibir una cantidad más reducida de combustible líquido y consecuentemente estará recibiendo una mayor relación aire-combustible. El cilindro final *B*, podrá recibir no solamente su cuota proporcional, sino también muchas partículas líquidas como las de *C*, que fueron succionadas de la corriente de la mezcla que correspondía al cilindro *A*. La mayor parte del combustible, también puede fluir como una película líquida *D* sobre las paredes del múltiple, porque la temperatura no es suficientemente alta para vaporizar todo el combustible, ni la velocidad es lo suficiente elevada para mantener en suspensión las gotas atomizadas.

El carburador puede estar, ya sea arriba o abajo del eje del múltiple, y consecuentemente se asigna a la combinación los nombres *tiro hacia abajo o tiro hacia arriba*. Un sistema de carburación de tiro hacia abajo se ilustra en la Fig. 11-29. En este caso, el combus-

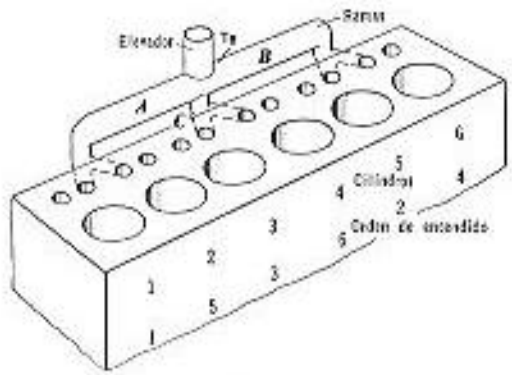


FIG. 11-29. Múltiple de admisión para motor de seis cilindros

tible que sale del carburador caerá por su propio peso dentro del *tubo elevador* y, por lo tanto, la sección del elevador será grande, con bajas velocidades de la corriente de aire. En un modelo tiro hacia arriba, el tubo elevador debe ser de diámetro pequeño para inducir altas velocidades con cargas pequeñas en el motor, que puedan transportar al combustible suspendido contra la fuerza de gravedad, en tanto que las partículas líquidas, no pueden ser elevadas desde el carburador. Por esta razón, es difícil diseñar un carburador de tiro hacia arriba que, siendo satisfactorio en las cargas pequeñas, no tenga grandes pérdidas de presión en las cargas pesadas, debido a la pequeña área de su sección recta. Por supuesto que si el objetivo es la máxima economía, puede emplearse cualquiera de los dos métodos.

En el fondo del tubo elevador, en el carburador de tiro hacia abajo Fig. 11-30 (o en la parte superior en el modelo de tiro hacia arriba, Fig. 11-4), se forma un punto caliente teniendo una pared común entre los múltiples de escape y admisión. Esta unión en *Te* requiere que el flujo sea desviado en un ángulo de 90 grados. El número de *derivaciones* en el múltiple varía con el diseño y número de cilindros. Así, una derivación separada se dirige a una lumbrera de admisión individual para cada cilindro. En los motores de seis y ocho cilindros la práctica corriente es la de utilizar lumbreras *sia-*

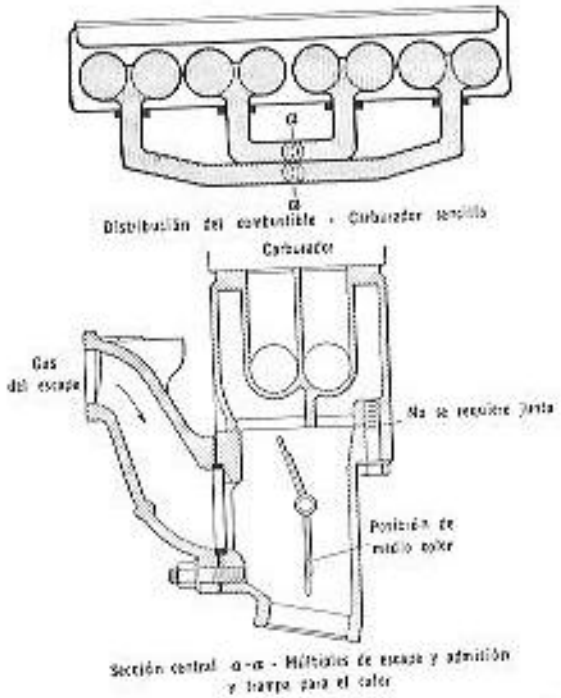


Fig. 11-30. Múltiple de admisión para motor Buick de ocho cilindros y su punto caliente

mesas de admisión, con objeto de que una derivación pueda alimentar a dos cilindros (Figs. 11-29 y 11-30). Este método puede ser muy indeseable si ambos cilindros con lumbreras siamesas tienen su período de inducción al mismo tiempo. El remedio es el de cambiar el flujo que asciende del elevador, de una derivación a otra, de forma que los dos cilindros de una derivación no sean alimentados al mismo tiempo. Así, partiendo del orden de encendido mostrado en la Fig. 11-29, el flujo se alterna sucesivamente en las derivaciones *A-B-C-B-A-C*.

El motor de ocho cilindros en línea, emplea un carburador doble que es simplemente dos carburadores con una sola cámara del flotador. Un cañón del carburador alimenta a los cilindros, 1, 2, 7 y 8 con dos derivaciones, en tanto que el otro cañón tiene su propio múltiple de dos derivaciones para los cilindros 3, 4, 5 y 6. Nótese la válvula de control de calor en el flujo del escape en la Fig. 11-30 (y en la Fig. 1-10). Esta válvula pivotea fuera de centro y se mantiene en una posición cerrada mediante un resorte termostático exterior

(no mostrado). Los gases del escape que abandonan al motor, son desviados hacia arriba y contra la sección de la te del múltiple de admisión para formar un punto caliente. La elevación en temperatura del resorte termostático y el flujo del gas contra la válvula descentrada hacen que ésta se abra, cerrando así el conducto hacia el punto caliente y permitiendo que salgan los gases del escape (hacia abajo) por el interior del tubo del escape.

El motor de ocho cilindros en V puede utilizar un método eficiente de múltiple de admisión como se ilustra en la Fig. 11-31. Para el orden de encendido mostrado en la figura, se ve que el pasaje izquierdo desvía el flujo hacia los cilindros 8-3-5-2. El pasaje

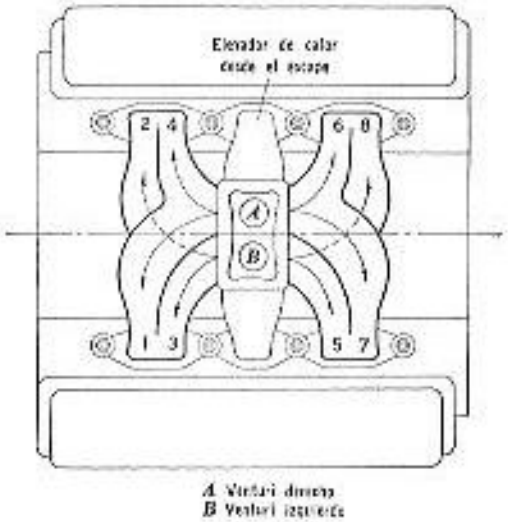


Fig. 11-31. Múltiple de admisión para motor de ocho cilindros en V. Oldsmobile 1950; dos bancos con 4 cilindros cada uno. Separados 90 grados; orden de encendido, 1-8-7-3-6-5-4-2-1

derecho alimenta a los cilindros 1-7-6-4 con alguna pérdida de simetría porque desde el cilindro 7 al 6 y del 4 al 1 ocurre el cambio a través de un pasaje divisor y no en la te (debido a la disposición del cigüeñal).

No es posible predecir exactamene las condiciones de flujo en el múltiple porque no se consigue un flujo estable. Se han empleado y estudiado diferentes combinaciones por medio del rendimiento del motor y también por la inspección visual del flujo en el múltiple.

El análisis visual se hace utilizando múltiples de vidrio en su totalidad o en parte. En algunos casos, el múltiple es aerodinámico, en otros, las aristas se agudizan para lanzar los partículas líquidas, desde la pared al interior de la corriente de aire.

PROBLEMAS

1. Explicar por qué un motor holgando requiere una mezcla rica de combustible y aire.

2. Explicar qué se entiende por válvulas *sobrepuestas* y su efecto sobre el motor holgando.

3. Explicar por qué las mezclas pobres no son deseables con el estrangulador completamente abierto y con alta velocidad.

4. Explicar por qué razón, la curva de estrangulación completamente abierta de la Fig. 11-3*b*, falla por flujo reducido de aire.

5. Explicar con precisión el significado de los términos tobera y orificio. Justificar, si es posible, el empleo del término inyector en lugar de tobera y orificio.

6. Explicar la acción del cebador. Definir qué se entiende con la expresión "un motor ahogado". ¿Implica esto que en el cilindro del motor haya algunos cm^3 de gasolina líquida?

7. Deducir las Ecs. (3-38*b*) y (11-1).

8. Deducir las Ecs. (11-2), (11-3) y (11-4).

9. Definir la viscosidad y la tensión superficial. ¿En dónde y en qué forma afectan al flujo, estas propiedades del fluido?

10. Determinar y trazar la relación AF contra la depresión en el venturi y contra el consumo de aire, para un carburador simple con vacíos desde 12.70 hasta 254 cm de agua en la garganta del venturi; si la relación AF es de 15 a 1 cuando H = 25.4 cm de agua (supóngase que el flujo de aire es de 1.816 kg por min a 50.8 cm de agua y utilícense las constantes del Art. 11-5).

11. Para los datos del Prob. 10, determinar el valor de la relación AF a medida que el flujo de aire tienda a cero (expresar la Ec. (11-1) en la forma de la Ec. (11-2) y cancelar H; esto es la ecuación "compresible" (11-1) es equivalente a la "incompresible" (11-2) cuando la compresibilidad es insignificante).

12. Describir una varilla medidora que pueda ser acoplada al estrangulador y al orificio medidor del Prob. 10 y que permita buen funcionamiento holgando y buena economía.

13. Un motor ECH ciclo de cuatro carreras con cuatro cilindros de 8.255 cm por 8.890 cm deberá tener una velocidad máxima de 3 000 rpm y rendimiento volumétrico de 80%. Si la depresión máxima en el venturi debe ser de 152.4 cm, ¿cuál debe ser el diámetro del venturi?

14. Para los datos del Prob. 13 determinar el diámetro del orificio para el combustible, si se desea una relación aire-combustible de 12 a 1.

15. Un motor de seis cilindros, ciclo de cuatro carreras tiene el diámetro del cilindro de 8.255 cm y la carrera de 11.43 cm y trabaja a 2 000 rpm con un rendimiento volumétrico de 80%. Si el diámetro de la sección del venturi es de 2.54 cm, ¿cuál deberá ser el área del orificio del combustible para obtener una relación AF de 12 a 1? Mencione todos los supuestos.

16. El carburador del Prob. 15 garantiza una mezcla económica de 14 a 1, mediante una varilla medidora, con dos diámetros distintos. Hacer un esquema y dimensionar el diámetro del orificio y el diámetro de las agujas economizadoras necesarias.

17. Explicar en qué forma aumenta el flujo proveniente del tubo para holgar, cuando se abre ligeramente el estrangulador por el empleo de aberturas múltiples próximas a la placa del estrangulador.

18. ¿Por qué razón el ahogador en la Fig. 11-9 pivota fuera de centro?

19. ¿Por qué razón es necesario el sangrador *D* en la Fig. 11-9, especialmente cuando el motor holgando detiene su funcionamiento? (Adviértanse las palancas *F* y *G* contra la palanca del flotador).

20. Explicar en qué forma mejoran las características de baja velocidad de una tobera simple, mediante un sangrador de aire.

21. Explicar en qué forma se mejoran las características de velocidad media, mediante un sangrador de aire. Diseñe un economizador que pueda trabajar de acuerdo con el sangrador de aire y el estrangulador (solamente).

22. Explicar qué viene a ser un antifiltrador cuando se aplica a un carburador de tobera simple. (Diseñar algo que pueda ser operado por el estrangulador en las velocidades de holgar.)

23. Explicar qué se entiende por un carburador balanceado (tubo de balance).

24. Dibujar la curva de rendimiento probable para el inyector suplementario de la Fig. 11-13.

25. ¿Por qué razón no se encuentran en la actualidad los orificios ajustables como los de la Fig. 11-14, en los motores vendidos al público?

26. Definir qué se entiende por un *inyector de potencia*. ¿En qué forma pueden distinguirse uno de otro, los inyectores de potencia y los de aceleración, según su colocación?

27. ¿Por qué razón se prefiere la relación combustible-aire a la relación aire-combustible al trazar las curvas de rendimiento del carburador, tales como las de la Fig. 11-13?

28. Discutir en qué caso, el ahogador automático es tan eficiente como uno manual que es accionado mediante (*a*) un mecánico (*b*) por cualquier persona.

29. La tensión inicial en el resorte termostático del ahogador automático se controla comúnmente por la posición (rotación) de la cubierta. Explicar el objetivo de este ajuste.

30. Hacer un diagrama de un carburador doble.

31. ¿Por qué razón es deseable el gran periodo de descarga de la bomba de la Fig. 11-17?

32. Si la tobera de la Fig. 11-23 se ajusta para que abra a una presión de 0.49 kg/cm^2 en vez de 0.35 kg/cm^2, ¿no aumentará la rapidez del flujo a través de la tobera?

33. Explicar dónde y por qué se forma usualmente hielo en un carburador.

34. ¿Cuáles desventajas del carburador común, tipo de flotador, son excluidas por el carburador Bendix?

35. Explicar por qué razón es deseable la pseudo-vaporización.

36. Hacer una lista de los conceptos que deben especificarse en un motor, para que desarrolle máxima potencia y para otro que deba desarrollar máxima economía.

37. Hacer diagramas de algunos diseños de múltiples para motores de cuatro cilindros, ciclo de cuatro carreras con orden de encendido 1-3-4-2 o 1-2-4-3. Discútalos.

38. En un motor de ocho cilindros en línea, las órdenes del encendido para el ciclo de cuatro carreras pueden ser, entre otros

1-3-7-5-8-6-2-4
1-3-2-5-8-6-7-4

Para el múltiple del carburador doble descrito en el texto, ¿cuál orden será el preferible?

39. Hacer diagramas de los cigüeñales para los Probs. 37 y 38.

REFERENCIAS

1. Bartholomew, E. Chalk, H., y Brewster, B. "Carburetion, Manifolding, and Fuel Antiknock Value", *SAE Journal*, Vol. 42, Núm. 4 (abril, 1938), Pág. 141.

2. Donahue, R. W., y Kent, R. H. "Mixture Distribution in Modern Multicylinder Engine", SAE Anual Meeting, New York, enero 9, 1950.

CAPITULO 12

INYECCION

Un componente necesario para el funcionamiento del motor EC, es el dispositivo para inyectar el combustible dentro del cilindro del motor, en el tiempo correcto del ciclo; por lo cual, se ha incorporado el sistema de inyección para iniciar y controlar el proceso de combustión. El motor ECH, emplea usualmente un carburador para mezclar el combustible y el aire y la acción de mezcla continúa, mientras esté fluyendo el combustible dentro del múltiple; incluso, durante las carreras de admisión y compresión del motor. En el motor ECH puede emplearse la inyección de combustible ya sea en el múltiple o dentro del cilindro en la carrera de admisión, no siendo necesario el sistema de inyección, para iniciar y regular el periodo de combustión.

En este capítulo se estudiarán diferentes sistemas de inyección para motores ECH y para EC.

12-1. Objetivos. En el motor EC, el sistema de inyección debe satisfacer los siguientes requisitos fundamentales:

1. Inyectar la cantidad de combustible requerida por la carga aplicada al motor y mantener esta cantidad medida:
   a. constante, de ciclo a ciclo de funcionamiento.
   b. constante, de cilindro a cilindro
2. Inyectar el combustible en el instante correcto del ciclo, para todo el margen de velocidades del motor.
3. Inyectar el combustible en la proporción deseada para controlar la combustión y la elevación resultante de la presión.
4. Atomizar el combustible hasta el grado deseado.
5. Distribuir el combustible dentro de toda la cámara de combustión.
6. Iniciar y terminar la inyección, instantáneamente.

El sistema de inyección para el motor ECH, necesita satisfacer solamente las condiciones 1, 4 y 5, puesto que la combustión es controlada independientemente. Por otra parte, el sistema de inyección

para ECH, debe mantener un control relativamente estricto sobre la relación aire-combustible (Fig. 11-1). Un motor ECH, con inyección de combustible en la carrera de admisión, ya sea directamente dentro del cilindro o dentro de la lumbrera de admisión, al ser comparado con un motor con carburador, mostrará (Véase también el Art. 11-13),

1. Mayor potencia en la flecha, como consecuencia del aumento en el rendimiento volumétrico, proveniente de:
   a. múltiples de admisión más grandes, con menores pérdidas de presión.
   b. eliminación de las pérdidas de presión en el carburador Fig. 11-5).
   c. eliminación del calentamiento del múltiple (Art. 11-14).
2. Aceleración más rápida, ya que el combustible es inyectado lo más cerca del cilindro y no es necesario el flujo a lo largo del múltiple.
3. Eliminación del efecto de congelación en el múltiple; lo cual es una consideración importante para los motores de aviación.
4. Arranque más fácil, puesto que el combustible es atomizado y suministrado en el cilindro.
5. Mejor refrigeración, ya que la vaporización del combustible tiene lugar (sin adición de calor) en las carreras de admisión y compresión y en consecuencia, se reducen las temperaturas de compresión.
6. Disminución del golpeteo al no necesitarse el suministro de calor para promover la distribución del combustible (y por lo tanto, se pueden utilizar, bien sea combustibles de bajo octano o relaciones de compresión altas).
7. Reducción de la tendencia al encendido posterior ya que la mezcla combustible no está presente en el múltiple.
8. Diseño más compacto del motor, en vista de que la posición del sistema de inyección es relativamente sin importancia.
9. Menor variación en la distribución del combustible originada por cambios en la posición del motor.
10. Habilidad para utilizar combustibles menos volátiles.

Por otra parte, comparando los equipos de inyección con los concernientes para la carburación, se tienen las siguientes desventajas:

1. Más costosos en su fabricación.
2. Más complicados para ajustarse y mantenerse.
3. Menor vida prevista.
4. Menor tiempo para el proceso de mezcla.

Debe enfasizarse también, que todavía no se ha desarrollado un sistema que permita el funcionamiento para velocidad variable y también para carga variable y que *al mismo tiempo mantenga su rendimiento durante un gran periodo de tiempo sin necesidad de ajustes*. Los sistemas de inyección para motores ECH tuvieron éxito principalmente, en instalaciones trabajando esencialmente a velocidad constante y que tenían revisiones frecuentes de servicio, hechas por personal competente (motores de aviación).

12-2. El sistema de inyección EC. El Dr. Diesel introdujo la inyección de aire como un medio para atomizar el combustible. Al funcionar, el aire era medido y bombeado hacia la tobera, la cual a su vez estaba conectada a un manantial de aire de alta presión. La tobera era simplemente una válvula accionada mecánicamente. Al ser abierta, el aire podía arrastrar al combustible al interior del motor y proporcionar una niebla bien atomizada aun cuando fueran empleados combustibles pesados, viscosos. Sin embargo, el tamaño[1] y costo del compresor del aire, junto con la potencia requerida para su funcionamiento han hecho que la inyección mediante aire, resulte anticuada.

Los sistemas modernos, utilizan la *inyección sólida o mecánica* del combustible, con tres métodos de operación:

1. Sistema de bomba individual (Fig. 12-1*a*)
   (un dosificador y una bomba de compresión por separado, para cada cilindro del motor).
2. Sistema de distribuidor (Fig. 12-1*b*)
   (una sola bomba para dosificar y comprimir el combustible, más un mecanismo divisor, para distribuir el combustible hacia los diferentes cilindros).
3. Sistema de conducto común (Fig. 12-1*c*)
   (una sola bomba para comprimir el combustible, más un elemento dosificador para cada cilindro).

En todos estos sistemas, se utiliza cuando menos una bomba de baja presión para transferir el combustible y cargar el sistema de alta presión, también se instalan varios filtros para garantizar que sea mínimo el desgaste de las piezas ensambladas con muy poca tolerancia y que resulta como consecuencia de la suciedad del combustible.

[1] Alrededor del 10% de lo correspondiente al motor.

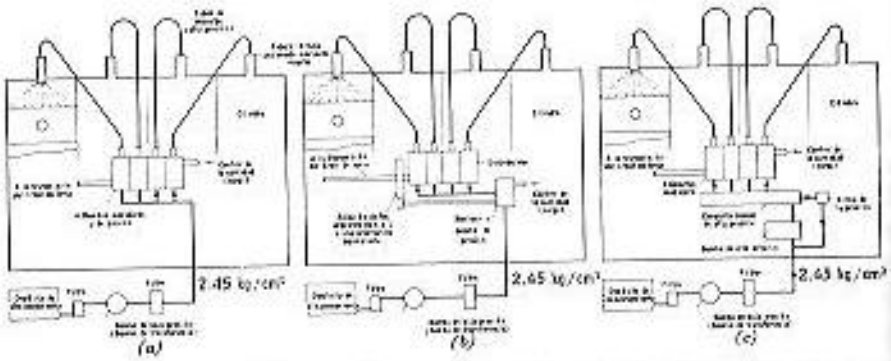


FIG. 12-1. Sistemas básicos de inyección sólida. Motor de cuatro cilindros. (*a*) Sistemas de bomba individual; (*b*) Sistema de distribuidor; (*c*) Sistema de conducto común

Los tres sistemas se ilustran en la Fig. 12-1 y difieren solamente en que las distintas funciones del equipo de inyección son divididas entre diferentes componentes. En consecuencia, el sistema de bomba individual tiene cuatro bombas completas e independientes, las cuales miden y comprimen el combustible. En el sistema de distribución, solamente se emplea una bomba medidora y elevadora de la presión y la repartición del combustible se hace mediante un distribuidor. La bomba de alta presión del sistema del conducto común, necesita suministrar combustible solamente a un acumulador (el conducto común), siendo controlada la presión mediante una válvula de desahogo. La dosificación del combustible se hace mediante un elemento separado para cada cilindro.

La ventaja del sistema de bomba individual, radica en lo compacto, ya que todas las funciones se combinan en una bomba por separado, para cada cilindro. Sin embargo, el costo es elevado porque cada bomba colocada en un motor multicilíndrico, deberá alimentar con exactitud a los cilindros que le correspondan, en todas las velocidades y cargas de funcionamiento. Este requisito exige tolerancias extremadamente pequeñas en la construcción. Para reducir el costo de manufactura, fue desarrollado el sistema del tipo de distribuidor, con una bomba solamente y un elemento dosificador. De todos modos, la unidad de bombeo deberá ejecutar n número de ciclos para n cilindros. En ambos sistemas, la presión de inyección tiende a aumentar casi con el cuadrado de la velocidad (Art. 12-11), puesto que la bomba de presión queda acoplada mediante engranes al motor. Debido a este efecto, la presión en el sistema en altas velocidades, puede ser extrema. Esta alta presión exige tolerancias muy limitadas y fomenta las fugas.

El sistema del conducto común, ha sido utilizado ampliamente en grandes motores de baja velocidad, aun cuando no hay razón por la cual no sea adaptado a otro tipo de motores. En este sistema, la presión máxima queda bajo control directo y el problema de dosificación no concierne a la bomba de alta presión, de aquí que no se requiera la precisión extrema en su manufactura. La bomba de alta presión sirve solamente para proporcionar combustible, dentro del conducto común, manteniendo la presión constante mediante una simple válvula reguladora de la presión (o puede variarse, si se desea, mediante el gobernador). Por otra parte, la descarga de las toberas es regulada por el diámetro del orificio y por la caída de presión o resistencia en las tuberías conductoras. Por esta razón, con el sistema de conducto común, la construcción de las toberas deberá tender a que el conjunto se arme con muy poca tolerancia, para garantizar la igualdad en la cantidad de combustible descargado, de cilindro a cilindro. El sistema de conducto común, tiende a ser autogobernable. Si disminuye la velocidad, se inyecta una mayor cantidad de combustible puesto que el suministro de éste es independiente de la velocidad del motor. Por la misma razón, si aumenta la velocidad, será inyectada una menor cantidad de combustible.

12-3. El sistema de bomba individual: la bomba Bosch. En la Fig. 12-2 se ilustran las bombas individuales para un motor de seis cilindros y para un motor de un solo cilindro. En ellas, el combustible bajo presión de más o menos 2.45 kg/cm², es forzado a través de un filtro siguiendo a un colector de aceite, el cual está conectado mediante las lumbreras *A*, al conjunto de émbolo y cañón *B*. Cuando el émbolo comprime al combustible, abre la válvula de suministro *C* y el combustible fluye por entre el tubo de descarga *D*, hacia la tobera *E*. La descarga desde la tobera se hace por conducto del orificio *F*, el que es obstruido mediante una válvula de resorte. La presión del aceite eleva la válvula contra la resistencia del resorte. Adviértase que el émbolo de la bomba es accionado por medio de levas colocadas en un árbol accionado por el motor.

La acción dosificadora y medidora del émbolo se muestra en la Fig. 12-3. Cuando el émbolo está en la parte inferior de su carrera, las lumbreras *A* y *B* quedan descubiertas. El combustible es forzado al interior del cañón mediante la bomba de transferencia (Fig. 12-1). La bomba de transferencia es necesaria porque el pequeño recorrido (1.27 cm), del émbolo en la bomba de alta presión,

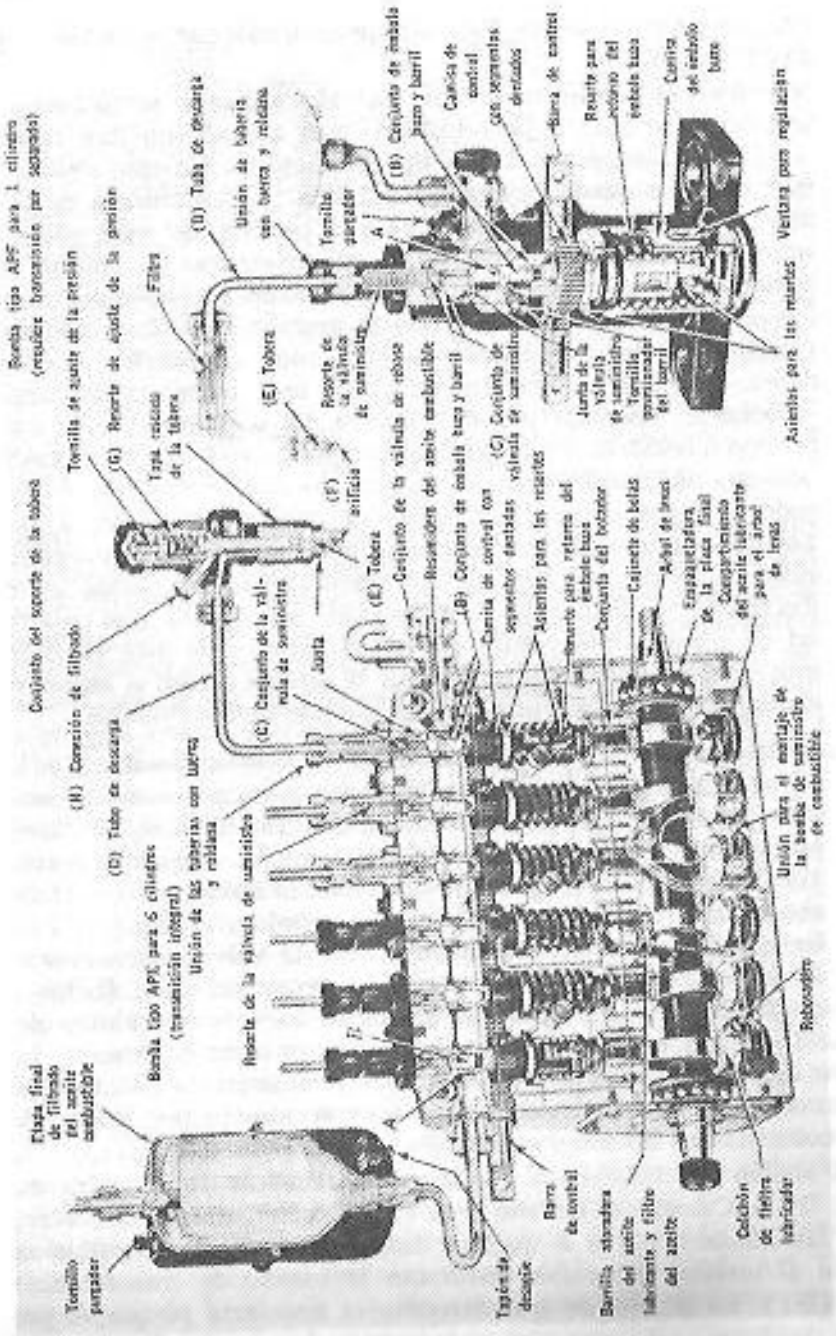


FIG. 12-2 Bomba de Inyección Bosch y una tobera. (Cortesía de la American Bosch Corp.)

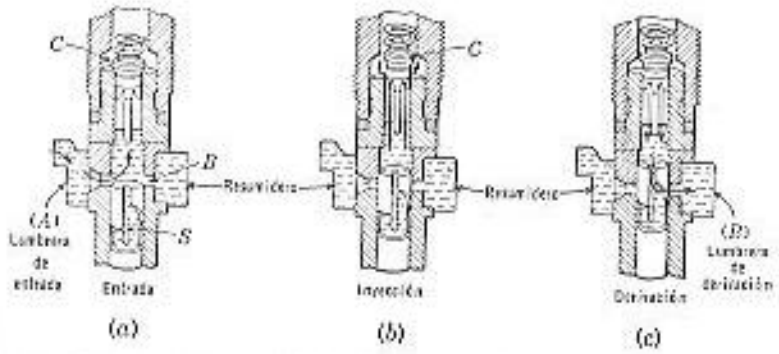


FIG. 12-3. Corte longitudinal del cañón de una bomba de combustible, en diferentes etapas de funcionamiento. (Cortesía de la American Bosh Corp.)

es suficiente para elevar al combustible desde el depósito de almacenamiento y para cargar al cilindro. Cuando se eleva este émbolo, las lumbreras se cierran herméticamente (Fig. 12-3*b*) y el combustible comprimido eleva a la válvula de suministro, comenzando el periodo de inyección. A medida que el émbolo continúa elevándose, en algún punto de su recorrido es descubierta la lumbrera *B*, por la hélice de alivio del émbolo (Fig. 12-3*c*). En dicho punto, el aceite a alta presión en la parte superior del émbolo, escapa por entre la ranura S regresando al colector y la válvula de alimentación se cierra de golpe, con el consiguiente final del periodo de inyección.

Se cambia la posición de la ranura helicoidal con respecto a la lumbrera de lengüeta *B*, haciendo girar al émbolo por medio de la cremallera *R* (Fig. 12-4). En la Fig. (12-4) el émbolo ha sido girado a una posición para cantidad máxima de combustible inyectado, puesto que la elevación máxima del émbolo tendrá lugar antes de que la hélice descubra a la lumbrera *B*. La barra de control *R* corresponde al estrangulador del motor ECH. Variando la posición de la barra de control, se varía la cantidad de combustible, desde cero hasta la necesaria para plena carga. La Fig. 12-5*a* muestra el recorrido máximo del émbolo y por lo tanto la posición de plena carga; la Fig. 12-5*b* más o menos media carga; en tanto que en la Fig. 12-5*c* la ranura del émbolo está en línea con la lumbrera de lengüeta y no se obtiene compresión (o suministro) de combustible. Esta será la posición de "parada" para inmovilizar al motor.

Una bomba con émbolo, semejante al de las Figs. 12-2, 12-3, 12-4, 12-5 y 12-6*a* proporcionará esencialmente, un comienzo constante de la inyección; esto es, independientemente de la carga, la

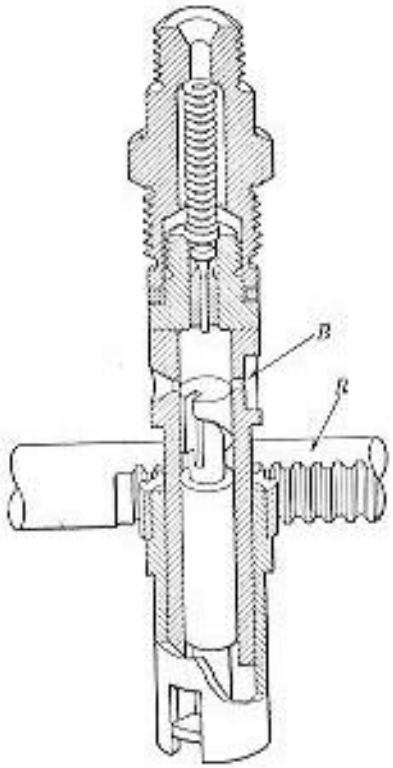


FIG. 12-4. Vista seccional de los elementos de la Bomba Bosch (Cortesía de la American Bosch, Corp.)

inyección se iniciará en la misma posición del cigüeñal. La duración de la inyección, en grados de giro del cigüeñal, es máxima, cuando tiene lugar el máximo desplazamiento del émbolo, antes de que la hélice descubra la lumbrera de lengüeta, es decir, a plena carga. Para otras condiciones de carga, disminuye la duración de la inyección. Por lo tanto, el émbolo tiene un principio constante para el suministro y un final variable y la duración de la inyección aumenta directamente con la carga. Este es el diseño convencional para los motores diesel. Los diferentes requisitos de la carga deberán ser especificados por el fabricante del motor. La Fig. 12-6*b* ilustra un émbolo que adelanta el comienzo de la inyección, a medida que aumenta la carga y termina el suministro en una posición constante del cigüeñal. Este diseño se utiliza algunas veces, en motores[1] de

[1] Art. 14-5.

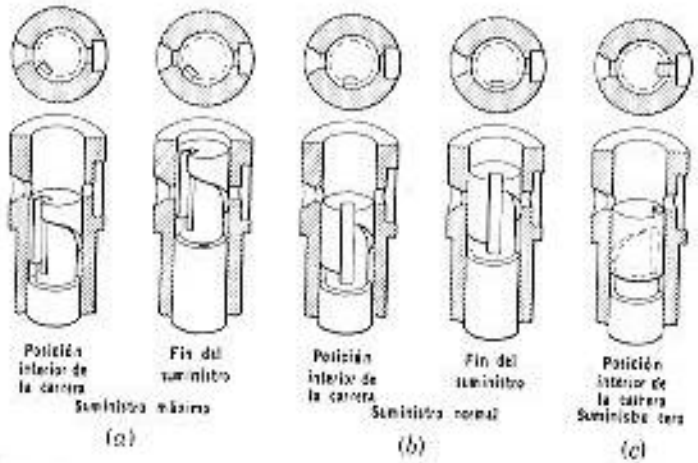


FIG. 12-5. Posición de la hélice para diferentes condiciones de carga. (Cortesía de la American Bosch Corp.)

aceite ECH, de baja compresión. La Fig. 12-6*c* muestra un émbolo de hélice doble, que permite un comienzo variable y terminación variable del suministro, utilizado algunas veces, para motores automotrices pequeños, EC.

La cantidad de combustible suministrada por carrera, mediante la bomba Bosch, crece con el aumento de la velocidad (*A* en la Fig. 12-8), debido al efecto de estrangulación de las lumbreras de admisión y derivación. Considérese la Fig. 12-7 y véase que a baja velocidad, la compresión del combustible no ocurre, hasta que las lumbreras son cubiertas completamente por el émbolo. En altas velocidades crecerá la presión más rápidamente de lo que pueda escapar el combustible y la válvula alimentadora abrirá antes de que las lumbreras sean completamente cubiertas (se dispone de menos tiempo para que el combustible comprimido, escape por las lumbreras pequeñas). En la misma forma, el relevo de la presión proporcionado por las lumbreras, será demorado en altas velocidades porque la presión es mayor y el efecto de estrangulación de las lumbreras abarca un período de tiempo, correspondientemente mayor.

En la salida de la bomba, se coloca una válvula de suministro o de retención para permitir que se mantenga la alta presión en el tubo de suministro y para interrumpir abruptamente la inyección. Al elevarse la presión en la cámara de la bomba, la válvula de suministro es forzada hacia arriba, pero el flujo no comienza hasta que

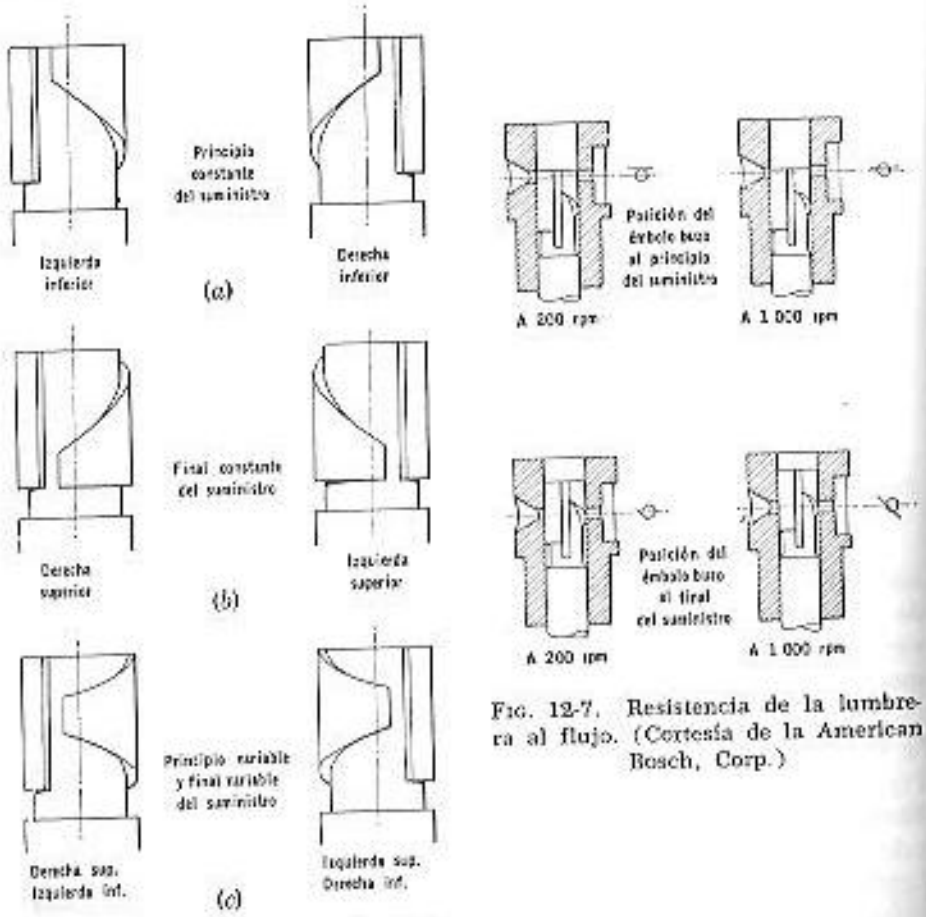


FIG. 12-6. Variaciones de la hélice del émbolo para diferentes tipos de motores. (Cortesía de la American Bosch, Corp.)

FIG. 12-7. Resistencia de la lumbrera al flujo. (Cortesía de la American Bosch, Corp.)

son descubiertas sus estrías (*F* en la Fig. 12-9). Al disminuir la presión, regresa la válvula de suministro a su asiento por medio del resorte *S*. Al mismo tiempo, el émbolo de alivio *P*, pasa al interior de su funda permitiendo que el aceite se dilate ligeramente en la línea de descarga *L*, por tener en ella un aumento de volumen, disponible para ser llenado por el aceite. Esta acción releva la presión en la línea, pasándola hacia la tobera con resorte, asegurando una rápida interrupción del atomizado y por ello menores posibilidades de una *inyección posterior* o *goteo posterior* en la tobera atomizadora. El ajuste de la válvula de suministro, evita que la tubería quede completamente relevada de presión, permitiendo que la bomba en su siguiente carrera de inyección, aumente rápidamente la presión en la línea hasta un valor suficiente para abrir la tobera.

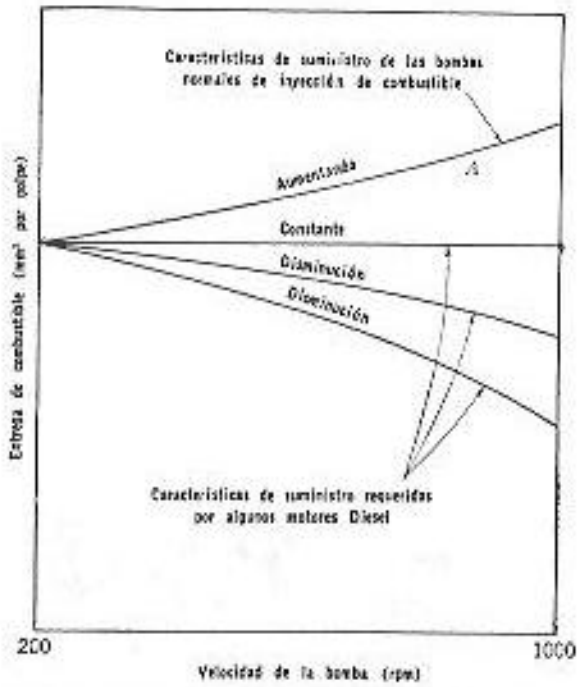


FIG. 12-8. Características de suministro de combustible de la bomba Bosch. (Cortesía de la American Bosch, Corp.)

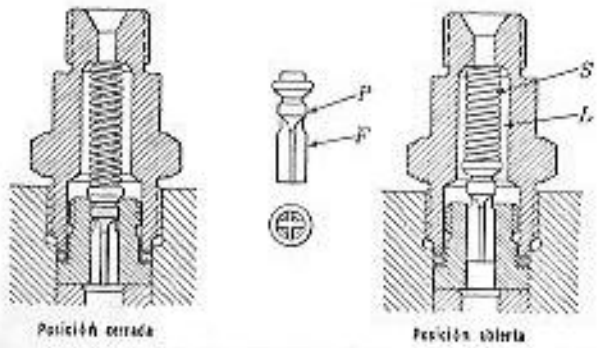


FIG. 12-9. Conjunto de la válvula de suministro. (Cortesía de la American Bosch Corp.)

12-4. El sistema de bomba individual: la bomba Ex-Cell-O. En la Fig. 12-10 se ilustra una unidad de inyección Ex-Cell-O, para un motor de seis cilindros. Consta de un gobernador *A*, un filtro *B*, una bomba *C* para transferir el combustible y la propia bomba de inyección D.

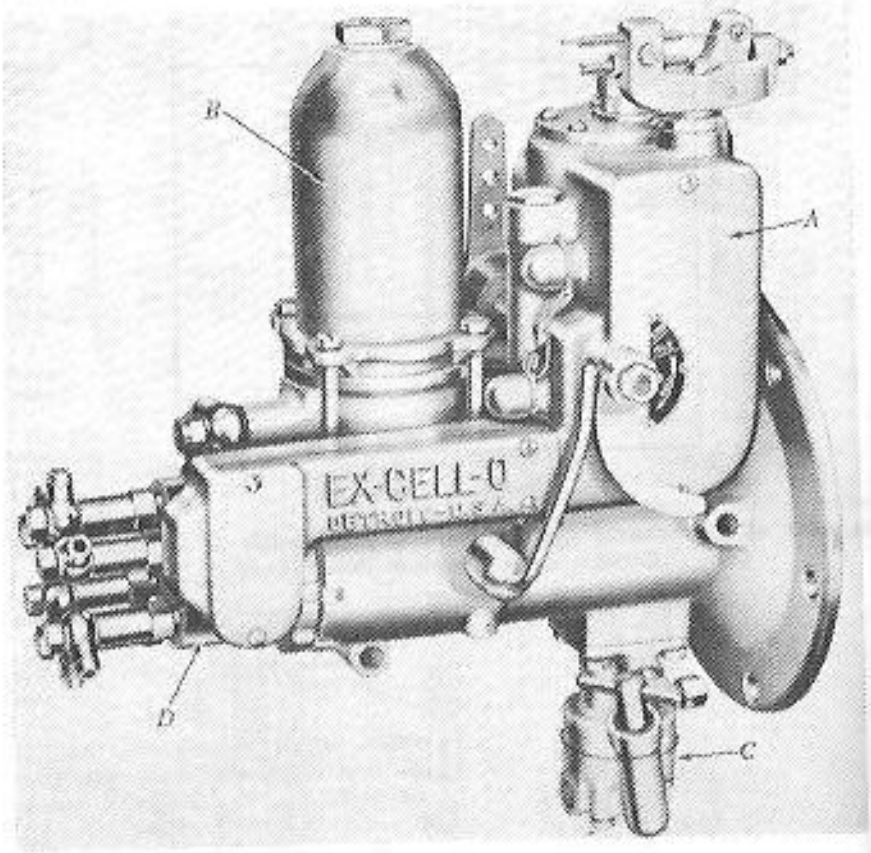
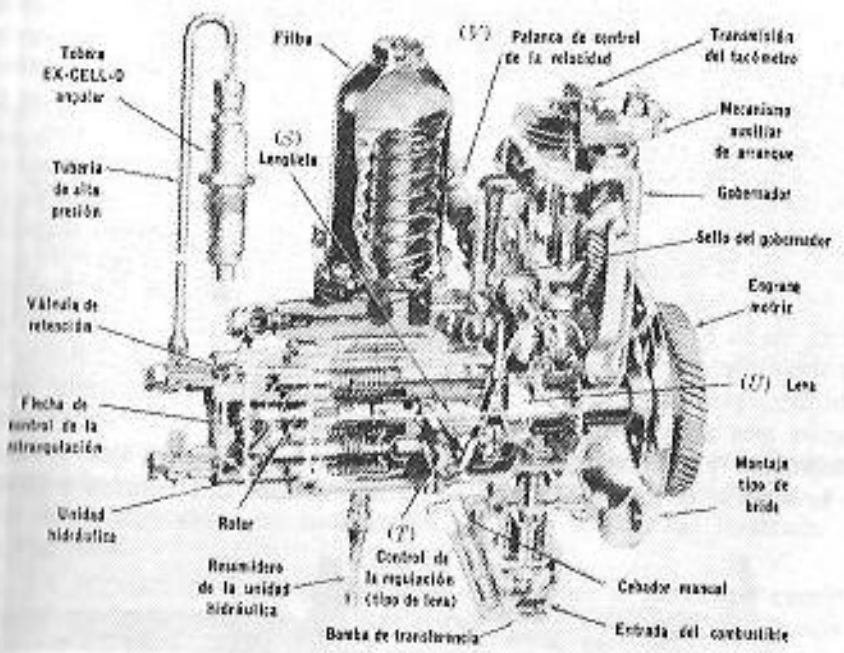
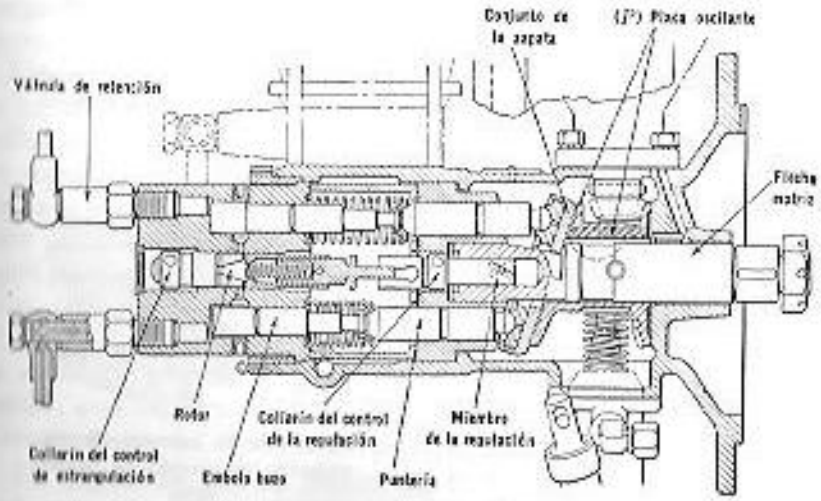


FIG. 12-10. Bombas Ex-Cell-O para inyección de combustible. (Cortesía de la Ex-Cell-O Corp.)

En la bomba Bosch, cada unidad individual era dispuesta en fila, en tanto que en la bomba Ex-Cell-O, las seis unidades de presión se colocan en círculo. La razón por la cual se hace este último arreglo se entiende viendo los dibujos seccionales de la Fig. 12-11. En lugar de una leva por separado para cada elemento de bombeo, se tiene una placa oscilante *P*, movida por el motor mediante la flecha motriz,



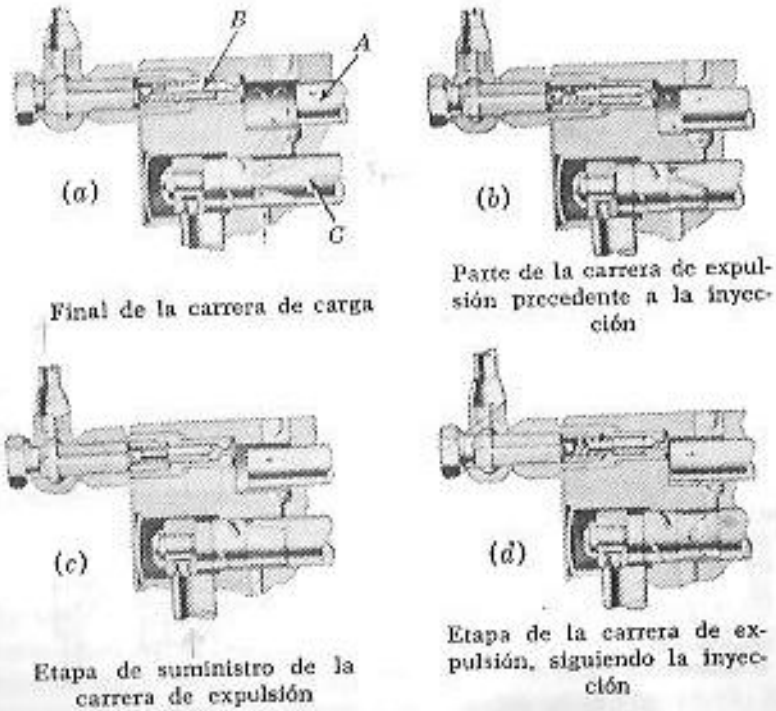
(a)



(b)

FIG. 12-11. Corte transversal y transparencia de la bomba Ex-Cell-O. (Cortesía de la Ex-Cell-O Corp.)

para forzar a cada émbolo buzo a su vez, para que ejecute su carrera de bombeo. El combustible proveniente del filtro (lado izquierdo de la Fig. 12-11) baja y entra al compartimiento que envuelve al rotor (conducto no mostrado). El rotor es movido directamente por la flecha motriz y dosifica el combustible para cada émbolo buzo. La acción de dosificar se ilustra en la Fig. 12-12; en la que *A* representa uno de los seis émbolos buzos de la bomba; la válvula de suministro *B*, en la tubería que va a la tobera y *C* el rotor accionado directamente por el motor. En la Fig. 12-12*a*, la posición del rotor permite que el combustible proveniente del filtro, entre al cilindro del émbolo buzo; en la Fig. 12-12*b* el émbolo comienza a desalojar el exceso de combustible; en la Fig. 12-12*c* el rotor ha tapado herméticamente la lumbrera permitiendo que el émbolo comprima al combustible, operación que trae como consecuencia, la apertura de la válvula de suministro y el consiguiente aporte de combustible a alta presión en la tobera; en la Fig. 12-12*d*, el rotor descubre la lumbrera y alivia



Final de la carrera de carga

Parte de la carrera de expulsión precedente a la inyección

Etapa de suministro de la carrera de expulsión

Etapa de la carrera de expulsión, siguiendo la inyección

FIG. 12-12. Corte longitudinal de una unidad hidráulica. (Cortesía de la Ex-Cell-O Corp.)

la presión, haciendo que vuelva a su asiento la válvula de suministro y finalice la inyección del combustible.

Un estudio de la Fig. 12-12, mostrará que se puede variar la cantidad de combustible inyectado, cambiando la posición axial del rotor. En la posición mostrada, la duración y cantidad de inyección es un máximo, porque la lumbrera de transferencia ha sido tapada por la base de superficie triangular en el rotor. El movimiento axial del rotor hacia la derecha, reduce la cantidad de combustible inyectado, hasta que se alcanza una posición en la cual la lumbrera de transferencia nunca quede tapada. Esto corresponde a la posición de parada de la bomba. El movimiento axial del rotor, se controla mediante el collar flotante del control de estrangulación (Fig. 12-11), que está conectado al gobernador y al estrangulador.

Véase que la inclinación del área triangular en el rotor, puede ser cambiada para obtener ya sea constante o variable, el comienzo y final de la inyección, en una forma análoga al método ilustrado en la Fig. 12-6.

La regulación de la distribución de la bomba Bosch se cambia, modificando la relación angular entre la flecha motriz y el motor. Puesto que se requiere alguna potencia para mover la bomba, será necesario que el control de la regulación de la inyección sea de construcción robusta. Esta dificultad se anula en la bomba Ex-Cell-O, porque el elemento dosificador, el rotor, es independiente de los émbolos de bombeo, y se requiere poco par, para hacerlo girar. En la Fig. 12-11, el rotor no está rígidamente sujeto a la flecha motriz, en lugar de ello, el movimiento se hace a través de un pasador en la flecha motriz, que descansa dentro de una ranura inclinada del miembro regulador. Al mover el collar flotante del control de regulación mediante el control (*T* en la Fig. 12-11*a*), cambia la posición angular del rotor con respecto a la flecha motriz y el principio de la inyección puede alterarse, por ejemplo, con los cambios de la velocidad. Por lo tanto, la bomba Ex-Cell-O varía la carga variando la posición axial del rotor; también puede cambiar la regulación mediante movimientos axiales del miembro regulador, y ambos controles son independientes, uno del otro. El efecto de la variación de la regulación sobre el rendimiento del motor, se ilustra en la Fig. 12-13.

En virtud de que la bomba Ex-Cell-O es controlada mediante lumbreras, sus características de suministro tienden a elevarse, con la velocidad (Fig. 12-14). Esto es posible que sea modificado, mediante el ajuste de la posición del rotor para conseguir las caracte-

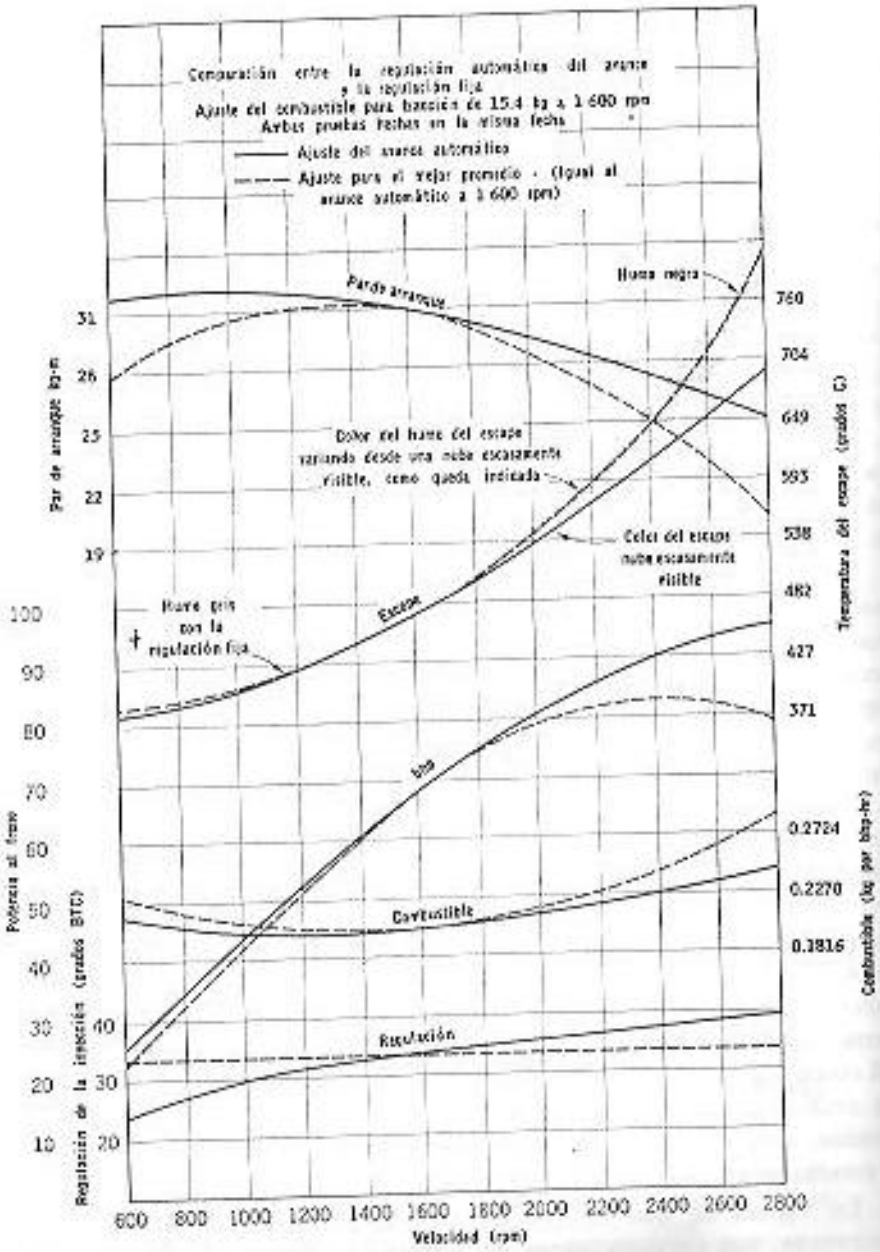


Fig. 12-13. Rendimiento del motor con regulación variable. (Cortesía de la Ex-Cell-O, Corp.)

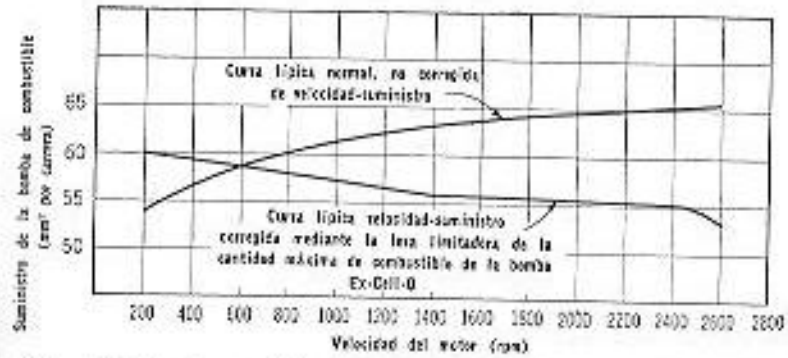


Fig. 12-14. Curvas de suministro para la Bomba Ex-Cell-O (Cortesía de la Ex-Cell-O Corp.)

rísticas deseables de suministro (método no ilustrado). Para la bomba Bosch, se puede diseñar una corrección semejante.

12-5. El sistema de bomba individual: el inyector unitario. El tubo alimentador que conecta a la bomba y a la tobera, conduce combustible a alta presión, haciéndose sentir oleajes de presión así como pequeñas demoras en el comienzo de la inyección (Art. 12-16). Con objeto de eliminar la tubería, no es precisamente necesario ensamblar las bombas dentro de una sola unidad; en lugar de ello cada bomba individual se combina con la tobera y se coloca en el lugar de ésta. A la combinación de tobera y bomba se le llama un *inyector unitario*. La versión General Motors se ilustra en la Fig. 12-15. En este caso, el émbolo de la bomba está en la parte superior de su carrera, siendo forzado el combustible a través de la lumbrera inferior hacia el interior de la cámara del émbolo. En la carrera hacia abajo del émbolo, el combustible comprimido que pasa por una válvula *plana* de retención, de hoja de trébol (construcción no ilustrada), abre la válvula esférica de retención y va al interior de la cámara de combustión a través de seis orificios distribuidos alrededor de un círculo.

En la Fig. 12-16 se ilustra el diseño de la bomba de tapón. En la Fig. 12-16*a*, el émbolo está en la parte superior de su carrera y el combustible penetra al cilindro por la lumbrera inferior *H*. La compresión no puede verificarse hasta que ambas lumbreras estén cerradas, puesto que la sección helicoidal de alivio, está conectada mediante el conducto *W*, a la cámara de compresión. En la Fig. 12-16*b*, ambas lumbreras quedan cubiertas por el cuerpo del émbolo

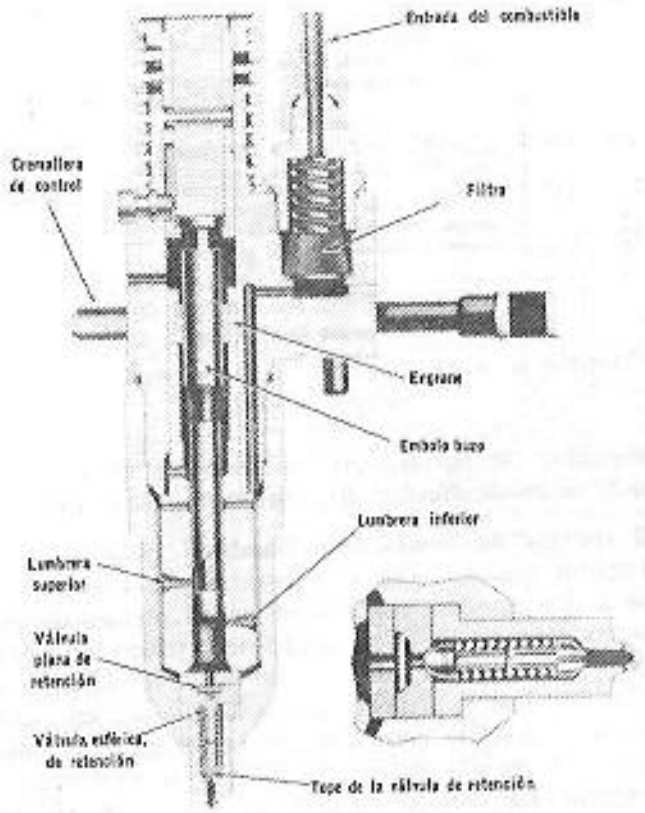


FIG. 12-15. Sección de un inyector unitario. (Cortesía de la General Motors, Corp.)

por lo cual la compresión e inyección del combustible, comienzan inmediatamente. En la Fig. 12-16c, *d*, la inyección finaliza al desaparecer la presión debido a que es descubierta la tobera inferior.

Se hace girar el émbolo mediante la cremallera de control a diferentes posiciones para diferentes cargas, como se ve en la parte superior de la Fig. 12-16.

En el motor General Motors se utiliza una boquilla atomizadora de varios agujeros. El inyector unitario, de área de descarga constante de la General Motors, utiliza una boquilla atomizadora con múltiples agujeros. El problema con este tipo de tobera es el de obtener

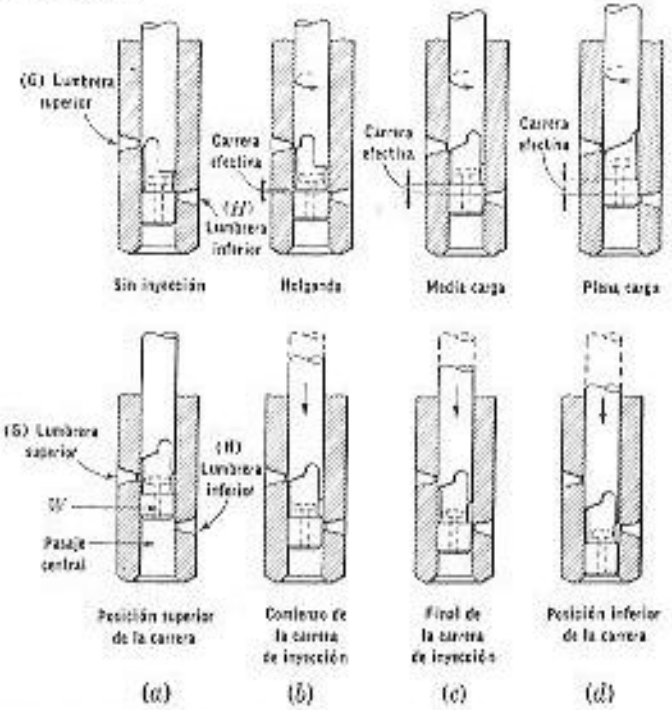


FIG. 12-16. Cortes longitudinales mostrando el tapón inyector de combustible. (Cortesía de la General Motors, Corp.)

una buena atomización* del combustible, con velocidades de operación bajas y a plena carga. Este requisito limita el diámetro de cada agujero a 0.1542 mm (0.006 plg). Al trabajar el motor a 2 100 rpm., la presión de inyección se eleva hasta 28 000 kg/cm² abs. Como consecuencia de esta alta presión, la unidad deberá ser construida cuidadosamente con especificaciones exactas.

12-6. El sistema de distribuidor: International Harvester. En la Fig. 12-17 se ilustra un sistema de inyección, del tipo de distribuidor. En este caso, la flecha motriz acciona a la unidad distribuidora *A* y a la bomba *B*. Ambas unidades son movidas a la misma velocidad, a pesar de lo cual una leva de cuatro lóbulos, colocada en la bomba, permite que su émbolo suba y baje cuatro veces, por vuelta de la flecha motriz: Por lo tanto, este émbolo no se mueve más rápido de lo que lo hace el de un sistema de cuatro bombas individuales. El combustible filtrado proveniente de la bomba de baja

* Además se requiere una niebla finamente atomizada, en este tipo particular de motor Art. 15-1

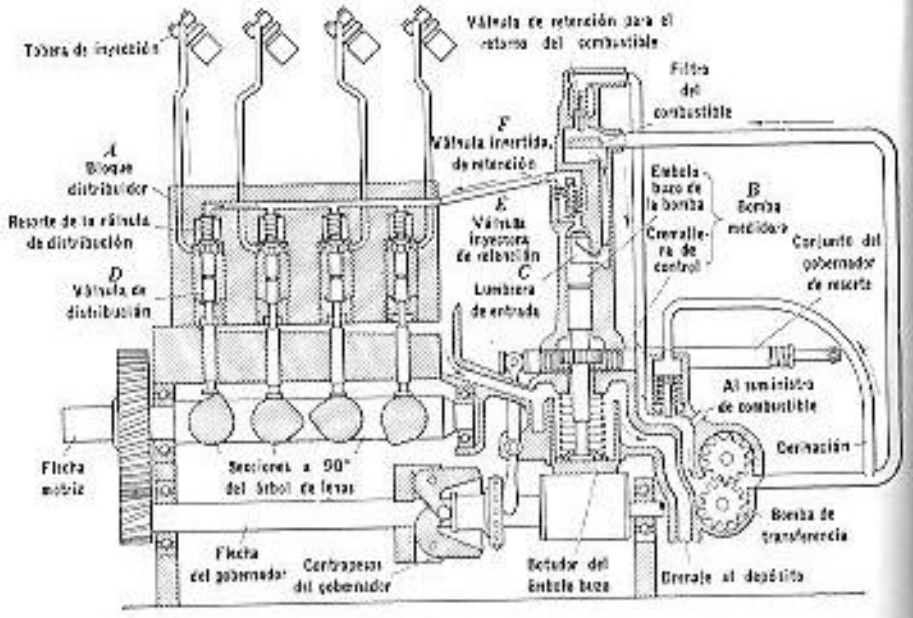


FIG. 12-17. Diagrama esquemático de los principales elementos de la bomba de inyección del tipo distribuidor. (Copiado de un diseño de la International Harvester Co., pero para mayor simplicidad se han alterado lo referente al filtrado y el sistema de bombeo de baja presión)

presión (con más o menos 2.45 kg/cm²), es forzado a través de la lumbrera de admisión C, y la compresión del combustible, tiene lugar cuando el émbolo sube y cierra herméticamente la lumbrera.[4] Simultáneamente una de las cuatro levas en el bloque distribuidor, abre una válvula distribuidora *D* y en consecuencia el tubo de suministro que va a la tobera controlada por resorte, queda comunicado directamente con la bomba. La compresión del combustible en la cámara del émbolo buzo, levanta la válvula *E* siendo suministrada una cantidad medida de combustible dentro del conducto de salida, la que es dirigida al distribuidor; en tanto que otra cantidad correspondiente, es inyectada desde la tobera. Cuando la hélice del émbolo de la bomba descubre a la lumbrera *C* (lo que corresponde a la posición del émbolo, mostrada en la Fig. 12-17), la presión en la cámara del émbolo buzo es relevada; la válvula de suministro cierra bruscamente y se suspende la inyección. La válvula *F* de retención colocada en el reverso, también abre para abatir la presión de la línea, por debajo del valor de la presión de apertura de la válvula de la tobera, controlada por resorte evitándose así el goteo de la tobera (sin interferir con la acción de apertura de la válvula de suministro *E*). En seguida, se cierra la válvula *D* del distribuidor y se repite la operación completa sólo que para un cilindro diferente.

[4] La unidad International Harvester emplea dos lumbreras y dos ranuras helicoidales en el émbolo. De todos modos, la discusión en el caso presente concierne más al principio del sistema, que al diseño específico de las partes.

Adviértase que la dosificación y regulación de la inyección se realiza mediante un émbolo buzo y por lo mismo a cada cilindro serán suministradas cantidades iguales de combustible y además en el mismo punto de distribución durante el ciclo. El distribuidor simplemente selecciona al cilindro que debe recibir el combustible. El principio del distribuidor se puede aplicar a cualquier motor multicilíndrico, previendo que el número máximo de carreras de inyección por minuto, no sobrepase las limitaciones prácticas de un solo émbolo buzo. En los motores de seis cilindros, la International Harvester utiliza dos émbolos, cada uno sirviendo a tres cilindros.

En el sistema de inyección International Harvester las presiones son bajas porque los motores[5] Harvester no requieren la atomización fina del combustible. Se utiliza una tobera con válvula controlada mediante resorte, con presiones de inyección de 140 a 280 kg/cm², dependiendo de la velocidad del motor. La válvula de la tobera se ajusta para que abra a 49 kg/cm² y la válvula F de retención colocada al reverso abate la presión de la línea a más o menos 42 kg/cm² entre inyecciones.

12-7. El sistema de distribuidor: Cummins. En la Fig. 12-18*a*, se ilustra en forma de diagrama, un sistema de distribución de baja presión, semejante en algunos aspectos a la idea del inyector unitario. El combustible se suministra a una presión media de más o menos 8.4 kg/cm², mediante una bomba (no mostrada), enviándolo a una bomba dosificadora. El combustible medido, es dirigido al cilindro conveniente, mediante un distribuidor rotatorio con conductos taladrados y que es accionado por el árbol de levas del motor. La tobera de inyección y la bomba se combinan en una unidad (Fig. 12-18*b*) siendo accionado el émbolo buzo *A* por el árbol de levas. Durante la carrera de admisión del motor, el émbolo se eleva gradualmente en tanto que el combustible medido entra a su cámara *B* a través de la válvula de retención *C*. En la carrera de compresión del motor, entra aire caliente comprimido a la cámara del émbolo buzo, calentando y vaporizando al combustible. Precisamente antes de

[5] Art. 15-2

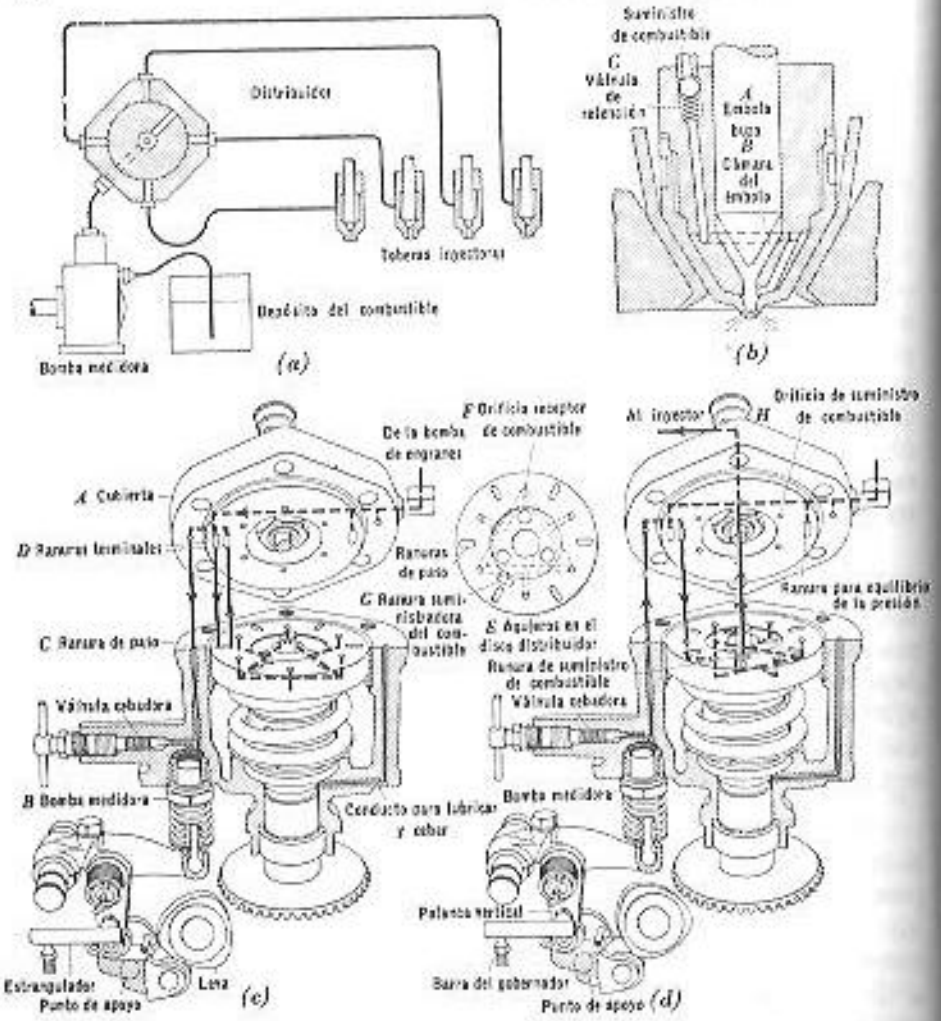


FIG. 12-18. (*a*) Diagrama esquemático del sistema de inyección Cummins; (*b*) vista aumentada de la tobera de inyección con émbolo de bombeo, de 6 o 7 orificios; (*c*) distribuidor mostrado suministrando combustible a la bomba dosificadora; el émbolo, en su carrera hacia abajo; (*d*) distribuidor mostrado suministrando combustible al inyector, desde la bomba dosificadora; el émbolo, en su carrera hacia arriba. (Cortesía de la Cummins Engine, Co.)

la posición de punto muerto superior del émbolo del motor, es forzado hacia abajo, el émbolo buzo *A* comprimiendo y descargando el combustible caliente al interior de la cámara de combustión a través de seis pequeños orificios en la boquilla atomizadora.

Los objetivos de este diseño son, medir el combustible a baja presión y evitar el empleo de líneas de suministro, sometidas a altas presiones; así como el empleo de una sola bomba dosificadora para todos los cilindros.

Los detalles del distribuidor real se ilustran en la Fig. 12-18*c*, *d*, que muestra un disco *E* distribuidor (rotatorio), con superficie pulida, descansando contra la cubierta estacionaria *A*, del distribuidor. La bomba dosificadora tiene una carrera variable controlada por la posición de la palanca vertical en relación con el punto de apoyo. La palanca vertical está unida al estrangulador.

En la Fig. 12-18*c*, el combustible proveniente de la bomba de transferencia, fluye a través de la cubierta *A* del distribuidor, hacia la bomba medidora *B*, cuando la ranura de transferencia *C*, está en línea con las ranuras terminales *D*, siendo así llevada al interior de la bomba dosificadora una cantidad definida de combustible a medida que el émbolo medidor desciende. Al girar el disco *E* del distribuidor, mediante el árbol de levas, el agujero *F*, receptor de combustible, reemplaza a la ranura de transferencia alineándose con la ranura terminal *D* (Fig. 12-18*d*). El movimiento hacia arriba del émbolo medidor, proporciona combustible al interior del disco del distribuidor y a la ranura *G* de suministro. La posición en línea, de la ranura de suministro con un agujero *H*, permite al combustible medido pasar a una de las toberas. El giro continuado de la ranura de suministro (y la operación repetida de la bomba medidora), alinea progresivamente a la ranura *G* de suministro, con cada agujero *H* de paso, en la cubierta *A*. La bomba medidora repite su operación, una vez por cada tobera mientras que el distribuidor efectúa una revolución completa. Debido a que los motores Cummins (Fig. 15-22) tienen cuatro carreras por ciclo, el disco distribuidor gira a la velocidad del árbol de levas.

12-8. El sistema de distribuidor: Bosch. La bomba Bosch tipo de distribuidor, se ilustra en la Fig. 12-19*a*, y se construye para motores de cuatro y seis cilindros, trabajando a velocidades arriba de 3 000 rpm. El costo de la bomba es alrededor del 60% del de una de tipo APE (Fig. 12-2), siendo comparables las características de suministro y duración.

La bomba del distribuidor ha sido diseñada en principio para girar a la velocidad del árbol de levas, mediante la flecha *A*. El émbolo buzo *B* tiene movimiento reciprocante de acuerdo con las levas *C* (dos para motores de cuatro cilindros, tres para los de seis cilindros) y gira por medio del engrane *D*, que es movido a la mitad de la

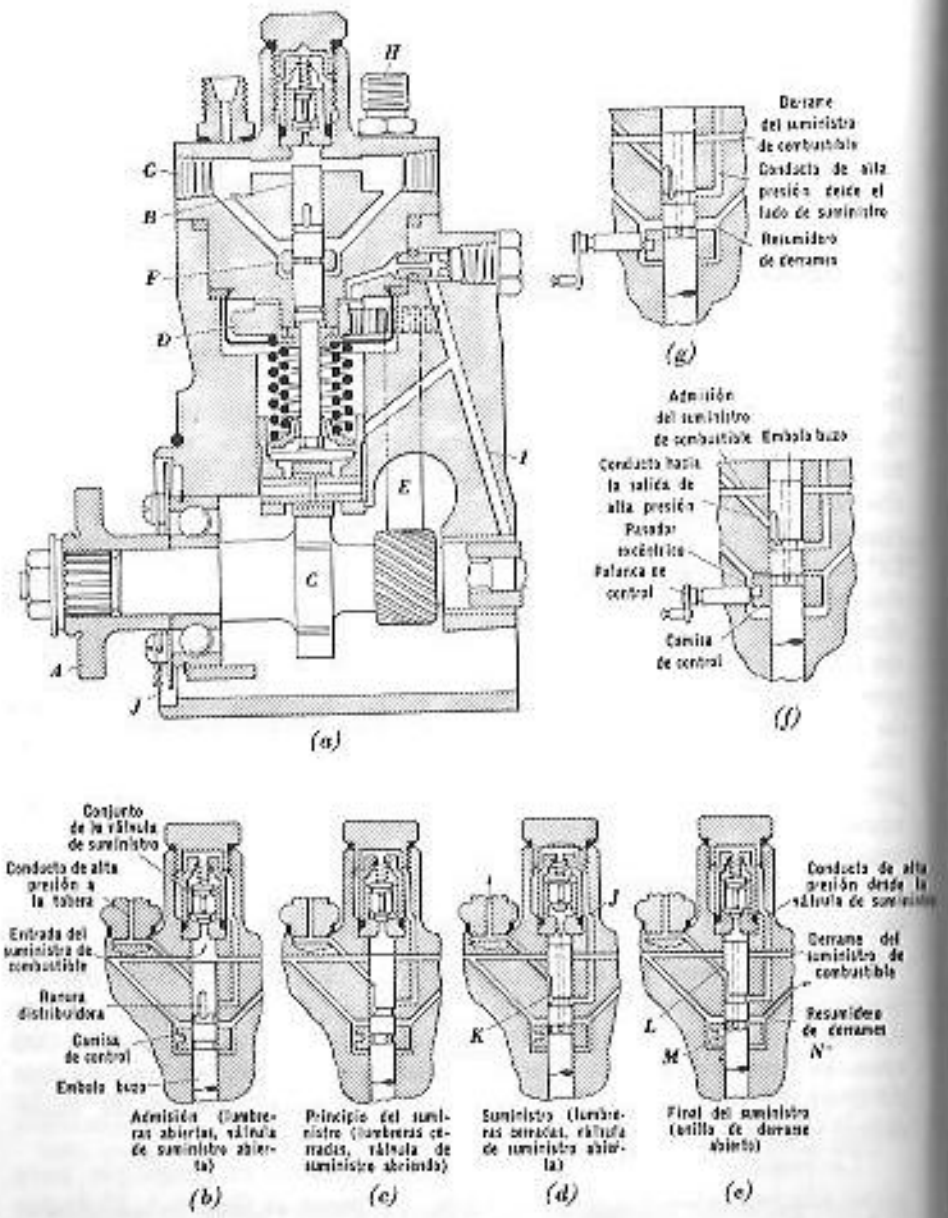


FIG. 12-19. Bomba Bosch PSB tipo distribución, de un solo émbolo buzo. (Cortesía de la American Bosch Corp.)

velocidad de la bomba por la flecha E accionada mediante engranes. El control sobre la cantidad, se obtiene utilizando una camisa deslizante F movida hacia arriba y hacia abajo por una palanca de control (Fig. 12-19*f*, *g*). El combustible entra a la bomba, a través de una de las dos entradas G y la abandona por las salidas H que comunican con las toberas. El aceite a presión proveniente del motor es conducido a los conductos I para lubricar al émbolo buzo[1] y los cojinetes y al escapar regresa al depósito del aceite por las aberturas J.

Las funciones del émbolo buzo se ilustran en las Figs. 12-19*b*, *c*, *d* y *e*. El combustible entra al cilindro del émbolo y éste al girar se eleva y cierra las lumbreras de admisión. Luego, la compresión del combustible, abre a la válvula de suministro, fluyendo el combustible hacia abajo por entre el conducto J hacia el anillo en el émbolo. La ranura vertical K distribuye el combustible al ducto de salida L, con el cual queda coincidiendo la ranura distribuidora a medida que el émbolo gira. Al mismo tiempo, el anillo inferior M en el émbolo, sube por arriba del borde de la camisa de control. El combustible comprimido que queda arriba del émbolo, escapa hacia abajo por el agujero de control en el centro del émbolo siguiendo hasta el resumidero N que rodea a la camisa de control, la cual está a la presión de suministro. Con el abatimiento de la presión en la válvula de suministro, ésta se cierra.

Debe notarse que alrededor del tambor quedan localizados simétricamente, ya sean cuatro o bien seis conductos tales como L, uno por cada cilindro del motor. En consecuencia el émbolo buzo realiza una revolución completa, en tanto que sube y baja, ya sean cuatro o seis las carreras.

La función de la camisa de control ajustada por rectificado, se muestra en las Figs. 12-19 *g* y *f*. Cuando la camisa de control está en su posición más alta, la lengüeta de control está en su posición más alta, la lengüeta anular en el émbolo buzo, permanece cubierta por la camisa hasta relativamente mucho después, en la carrera del émbolo. Por ello la duración de la inyección es mayor, suministrándose más combustible. A medida que desciende la camisa de control, se suministra progresivamente menos combustible hasta que, en la posición mostrada en la Fig. 12-19*g*, no hay suministro. Ahora la lengüeta anular sobre el émbolo buzo es descubierta por el borde superior de la camisa, antes de que el extremo superior del émbolo cubra las lumbreras de admisión.

[1] Como el émbolo buzo es lubricado, la bomba es capaz de manejar gasolina sin desgastes indebidos.

12-9. El sistema de inyección de depósito común. En los primeros diseños del sistema de depósito común, el combustible a alta presión, era enviado directamente a la tobera atomizadora (Fig. 12-20). En el instante conveniente durante el ciclo, era levantada la válvula atomizadora mediante una leva del árbol de levas y el combustible a alta presión se inyectaba, por sí mismo, dentro de la cámara de combustión. La cantidad de combustible era controlada por la duración del tiempo que la válvula de la tobera permanecía fuera de su asiento y la duración se podía variar mediante la posición de una cuña en el mecanismo de la barra empujadora (Fig. 12-20). Con este diseño, una boquilla con fugas permitiría al combustible gotear continuamente dentro del cilindro del motor ocasionando humo en el escape y fallas del motor.

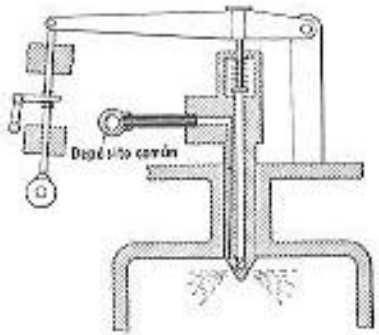


FIG. 12-20. Tipo original de válvula atomizadora para el sistema de inyección de depósito común

Los principales componentes del sistema Cooper-Besemer se ilustran en la Fig. 12-21. Consta de una bomba *A* de alta presión, una válvula B para controlar la presión, un acumulador *C* (depósito común), los elementos dosificadores *D* (uno por cada cilindro) y las toberas E. La capacidad de la bomba, así como la presión, se regulan mediante la válvula B de doble camisa. Dicha válvula consta de dos camisas, cada una con una lumbrera. La camisa interior queda conectada ya sea al gobernador o al estrangulador mientras que la camisa exterior queda engranada a una cremallera que está sujeta a un émbolo accionado mediante resorte. La posición del émbolo se controla, por la presión en el acumulador. La posición de la camisa estranguladora selecciona el nivel de presión para el acumulador, en tanto que la camisa exterior controla el flujo de aceite hacia la bomba para mantener la presión seleccionada. A medida que aumenta

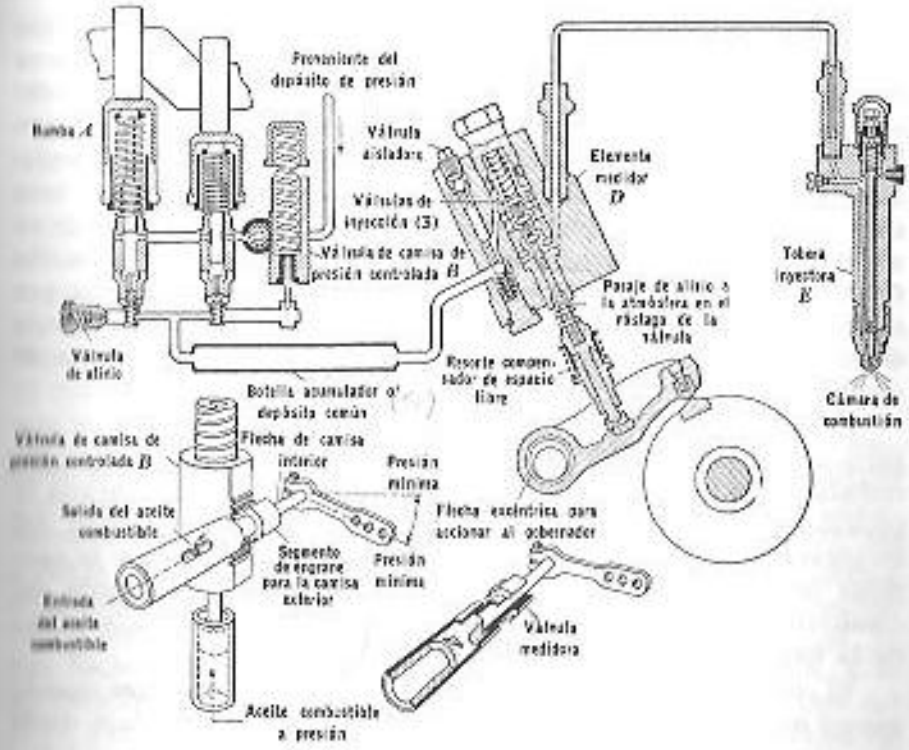


FIG. 12-21. Sistema de presión controlada. (Cortesía de la Cooper-Bessemer, Corp.)

la demanda por combustible (mayor carga o aumento de velocidad), disminuye la presión en el acumulador, el resorte empuja a la cremallera hacia abajo y la camisa gira para permitir un mayor traslape de las lumbreras en ambas camisas (se muestra mejor en el extremo inferior izquierdo, de la Fig. 12-21). Consecuentemente el área de flujo, aumentada, admite más combustible que antes para que fluya hacia la bomba, hasta que aumenta la presión en el acumulador, esencialmente, hasta su valor original.

La función de la camisa interior conectada al estrangulador, es la de permitir la selección de la presión de funcionamiento. Para aumentar la presión en el acumulador se hace girar la camisa interior, con objeto de aumentar el área de flujo de las lumbreras traslapadas. Esto permite que pase más combustible hacia la bomba y la presión en el acumulador se eleva, si la carga del motor y la velocidad, son las mismas que antes. La alta presión mueve la cremallera

hacia arriba y gira a la camisa exterior en la misma dirección en que se mueve la camisa estranguladora, manteniendo así la misma área de flujo que antes. En esta forma se logra un nivel de alta presión, sin necesidad de cambiar la cantidad de combustible que pasa al motor.

El combustible que deja al acumulador C, pasa por una válvula[1] aisladora y penetra al elemento medidor D. Cuando la nariz de la leva sube al levantaválvulas y al vástago de la válvula, se levantan de su asiento tres válvulas inyectoras. El combustible sometido a presión fluye a través de las tres válvulas y de la tobera accionada por resorte. La presión del combustible hace que se levante la válvula de la tobera y sea inyectado el combustible, dentro de la cámara de combustión.

La duración de la inyección es controlada por el tiempo que permanecen abiertas las válvulas inyectoras y por lo tanto, es controlada por el levantamiento de la válvula, cambia de acuerdo con la posición de la flecha excéntrica, la cual modifica la posición del levantaválvulas con respecto al punto de pivote. Nótese que la cantidad de combustible inyectado se gobierna por (a) la presión del combustible, (b) la duración de la inyección y (c) las características de la tobera.

El objeto de las tres válvulas inyectoras, es el de asegurar cuando menos que una de ellas llegue a su asiento y finalice el flujo desde el acumulador. Hay una diferencia en la longitud de los dos separadores y la distancia entre asientos, de tal forma que la primer válvula deberá levantarse 0.1016 mm antes de que la segunda se desplace de su asiento e igualmente 0.1016 mm más, antes de que la tercer válvula se mueva. En caso de que alguna válvula permanezca abierta por algún cuerpo extraño, la siguiente estará cerrada. La válvula inferior podrá permanecer abierta por un cuerpo extraño, mayor de 0.2032 mm, antes de que las tres válvulas permanezcan abiertas.

Cuando se efectúa la suspensión de la inyección, se reduce la presión de la línea de la tobera hasta un valor cercano al de la atmosférica, para evitar goteo en el caso de que la tobera esté defectuosa. Este alivio de la presión se presenta después de que las válvulas llegan a sus asientos, cuando el combustible a alta presión, contenido en las líneas de suministro, escapa en parte por entre los conductos taladrados en el vástago de la válvula (y hacia un resumidero dirigido al depósito del combustible). Este alivio de la presión

[1] Aflojando el tapón superior, se interrumpe el flujo al descansar en su asiento la bola inferior.

de las líneas, continúa hasta que ya no puede contrarrestar la fuerza del resorte para mantener el vástago de la válvula contra la válvula inyectora inferior y así obstruir el conducto taladrado. Cualquier fuga de combustible después de las válvulas inyectoras, también retorna por entre los conductos taladrados hacia el depósito del combustible.

Con el sistema Cooper-Bessemer de presión controlada, se ha evitado la falla original del depósito común, puesto que la presión de la línea es de valor elevado, solamente durante el periodo real de inyección. Incluso si la válvula de la tobera está defectuosa y tiene fugas en su asiento, poco o nada de combustible entrará al cilindro ya que la presión de la línea, es baja.

12-10. La formación del rocío. La tobera tiene como objetivo principal, el de introducir a la cámara de combustión el combustible como rocío finamente atomizado y este cometido se cumple usualmente descargando el combustible a través de un orificio. En los motores reales es difícil de predecir la forma del rocío del combustible, debido a que el aire es altamente turbulento y la combustión ocurre antes de que se termine la inyección. Por estas razones, se han hecho estudios de rocíos dentro de aire sin movimiento, a la temperatura ambiente. En la Fig. 12-22, se muestran las fases del flujo, a medida que aumenta la diferencia de presión a través de un

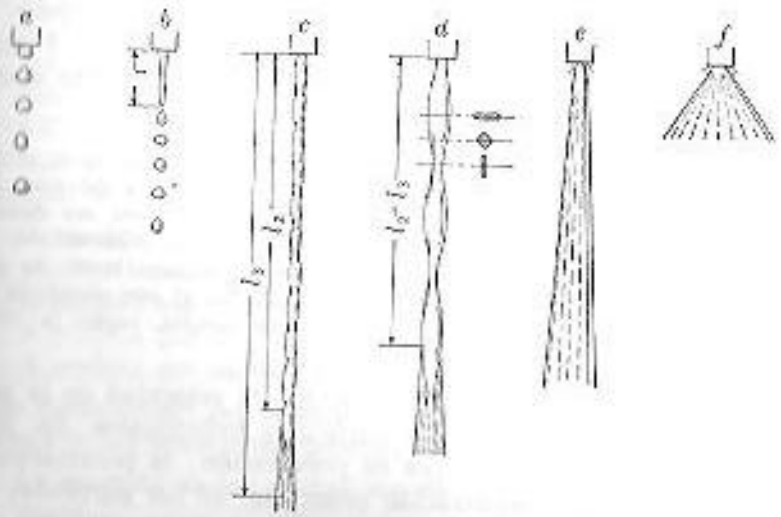


FIG. 12-22. Fases sucesivas del eflujo proveniente de un orificio cilíndrico. (Tomado de De Juhasz, Ref. 1)

orificio. Para diferencias pequeñas de las presiones, se forman simples gotas como en (*a*), emergiendo gradualmente como torrente a medida que aumenta la presión sobre el flujo. Un mayor aumento en la presión, hace que el torrente se descomponga en un rocío. La distancia desde un orificio, hasta donde esta formación tiene lugar, se le llama la "distancia de ruptura". Con el aumento de la diferencia de presiones, disminuye la distancia de ruptura hasta que el ápice del cono coincide prácticamente con el orificio. Los combustibles pesados requieren una mayor diferencia de presión para lograr esta etapa, en comparación con los combustibles ligeros. Podría pensarse, que la inyección en el motor tiene poca ingerencia en la formación del rocío mostrado en la Fig. 12-22, puesto que la diferencia de presión a través del orificio de la tobera, puede ser de varios miles de kilogramos por cm cuadrado. Sin embargo, al comienzo de la inyección, la diferencia de presión puede llegar a un valor bajo y tenerse una débil formación del rocío; similarmente, cerca del final de la inyección la diferencia de presión puede ser pequeña y manifestarse un *goteo* débil.

El mecanismo del rocío se visualiza siguiendo el flujo del líquido a través del orificio y dentro de un receptor de aire. En la salida del orificio, el torrente líquido tiene una velocidad extremadamente alta que es igual, muy aproximadamente, al valor predicho por la conocida ecuación de hidráulica ($V = \sqrt{2gH}$, donde H es la altura o caída de presión a través del orificio). Este torrente líquido, en cuanto encuentra al aire, será desacelerado rápidamente y atomizado en pequeñas gotitas. El movimiento del rocío ha sido descrito vivamente por Schweitzer:[8]

> Estando presente la resistencia del aire, la gotita que antecede al rocío en un instante, es detenida en el siguiente por la resistencia del aire. Otras gotitas viniendo a la zaga, alcanzan a la primera, sólo para ser detenidas inmediatamente después. Mientras que las partículas se mueven con gran velocidad, el extremo del rocío se mueve comparativamente lento. Se puede visualizar el rocío como el taladrado de un agujero en el aire siendo la velocidad del extremo del rocío, no otra cosa que la rapidez, según la cual va creciendo el agujero.

Se registran dos velocidades del rocío: la velocidad de la punta y la velocidad promedio de las partículas individuales. En forma semejante, se registran dos tipos de penetración: la penetración del extremo o punta y la penetración promedio, de las partículas individuales. Se ha encontrado que la rapidez de la penetración de la

[8] Ref. 2.

punta del rocío aumenta a medida que aumenta la presión de inyección, sin embargo, la penetración máxima es virtualmente independiente de la inyección: El extremo del rocío proveniente de las bajas presiones de inyección, penetra igual que si la presión fuera elevada, solamente que es necesario mayor tiempo para recorrer una distancia determinada. Pero la penetración real, para el funcionamiento del motor —la penetración promedio de las partículas individuales—no aumentará necesariamente con la presión de inyección —Schweitzaer puntualiza que las altas presiones de inyección producen una atomización fina y, por lo tanto, elevada resistencia del aire, al rocío de alta presión. El incremento de resistencia del aire compensa aproximadamente, la gran velocidad inicial y el resultado neto es una penetración casi igual en promedio, para rocíos de alta o baja presión (dentro de los márgenes de presión de los motores). De hecho, las mediciones de Schweitzer muestran que los rocíos de muy altas presiones tienen penetraciones *menores* en promedio, que los rocíos de presiones medianas debido a que el tamaño del glóbulo se hace tan pequeño que se desvanece la fuerza de penetración. En consecuencia, la inyección mediante altas presiones, proporciona una atomización creciente, pero no aumenta en *promedio* la penetración del aire dentro del motor. También se encuentra que la penetración promedio, se controla mejor por la viscosidad del combustible, en tanto que el tamaño del orificio tiene un efecto insignificante sobre el promedio de la penetración del rocío inyectado dentro del aire denso.

El rocío proveniente de un orificio circular tiene un núcleo denso y compacto con una forma general como las mostradas en la Fig. 12-23. Parece completamente lógico y los experimentos[9] lo demuestran, que la dispersión de las partículas en cualquier sección transversal se hace más uniforme:

1. A medida que aumenta la distancia desde el orificio, hasta la sección transversal.
2. A medida que aumenta la densidad del aire.
3. A medida que disminuye la viscosidad.
4. A medida que aumenta la presión de inyección.

Las mediciones[10] del tamaño de las gotitas, indican los hechos siguientes y las tendencias parecen ser evidentes, por sí mismas:

1. La mayoría de las gotitas son de menos de 5 micras de diámetro.

[9] Ref. 1 y 6.
[10] Ref. 1 y 6.

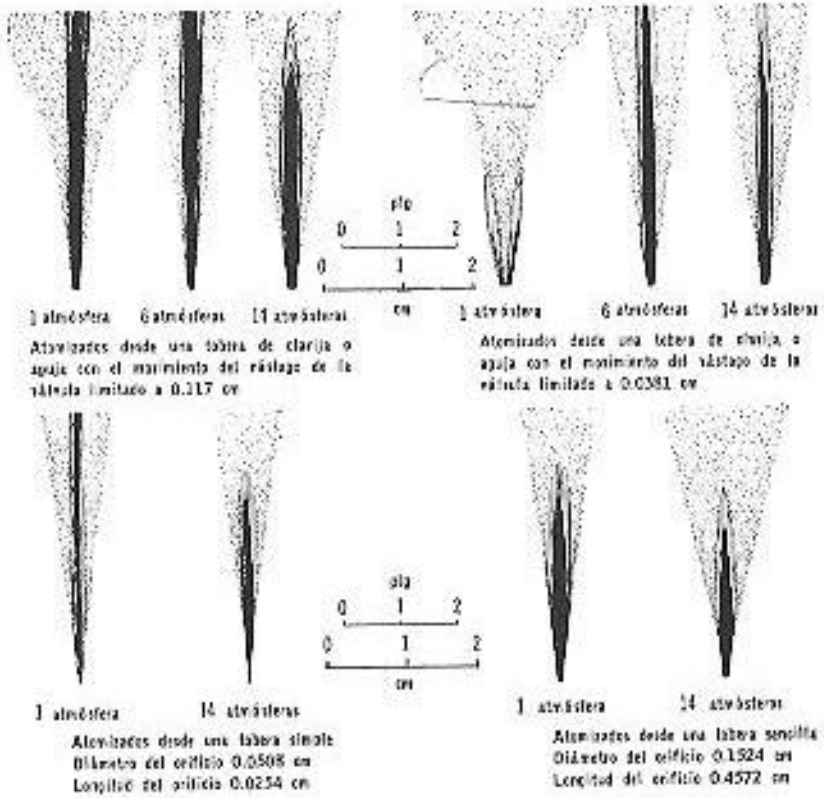


FIG. 12-23. Influencia de la densidad del aire sobre los rocíos provenientes de diferentes tipos de toberas. [Tomado de Lee, NACA Report 520 (1935)]

2. Aumentando la presión de inyección, disminuye el tamaño promedio de las gotitas.
3. Aumentando la densidad del aire, disminuye el tamaño promedio de las gotitas.
4. Aumentando la viscosidad del aceite, aumenta el tamaño promedio de las gotitas.
5. Aumentando el tamaño del orificio, aumenta el tamaño de las gotitas.

Cuando se inyecta combustible líquido dentro de la cámara de combustión, la turbulencia del aire tiende a distorcionar el rocío. Más aún, el arranque de la combustión ocasiona una turbulencia adicional que es guiada por la forma de la cámara de combustión. La combinación del disturbio de presión, ocasionado por la combustión y el movimiento grandemente turbulento del aire, completan la disolución del rocío dando como resultado la formación de una mezcla más homogénea. Nótese, sin embargo, que el funcionamiento satisfactorio del motor requiere muchas pruebas experimentales para establecer las necesidades cuantitativas sobre la presión de inyección, el tamaño de los orificios y el número de ellos y sobre las propiedades necesarias del combustible; las que afectan a la inyección: temperatura de encendido, viscosidad y volatilidad.

12-11. Toberas rociadoras y sus guarniciones, para motores EC. El tipo más simple de toberas es la *abierta*, que se muestra en la Fig. 12-24. En ella, se reduce el goteo por la tensión superficial que ocasiona adherencia del combustible en los conductos pequeños. La tobera de la Fig. 12-15 se puede llamar también una tobera abierta, aun cuando se utilicen válvulas de retención. Nótese que una válvula de retención, necesariamente ocasiona una caída de presión en la

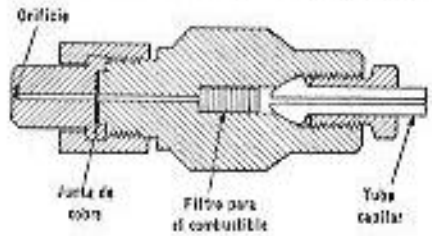


FIG. 12-24. Tobera abierta

dirección del flujo del combustible. La desventaja de la tobera abierta simple, radica en las presiones de inyección elevadas, conseguidas a altas velocidades y también la tendencia de la tobera al goteo, entre inyecciones. Considerese que el combustible es incompresible. Para bajas velocidades, el combustible desplazado por la bomba pasará por el orificio con cierta velocidad. Si la bomba es accionada por el motor y se duplican las revoluciones, la velocidad del fluido incompresible, a través del orificio, también se duplicará puesto que la bomba está desplazando combustible al doble de la rapidez original. Pero la velocidad de un líquido a través de un orificio es igual a $\sqrt{2gH}$ en la que H es la altura hidráulica o diferencia de presión a través del orificio. Por lo tanto, la presión de inyección para un fluido incompresible, varía con el cuadrado de la velocidad del motor. Si el área del orificio se hace pequeña para asegurar un rocío altamente atomizado en bajas velocidades, la presión a altas velocidades será mucho mayor que la requerida. Por ejemplo, supóngase que se

requiere una presión de 140 kg/cm² abs para una buena atomización del combustible y que el motor debe funcionar de 400 a 2 400 rpm. Entonces

$$\frac{p}{140} = \left(\frac{2\,400}{400}\right)^2$$

$$p = 5\,040 \text{ kg/cm}^2$$

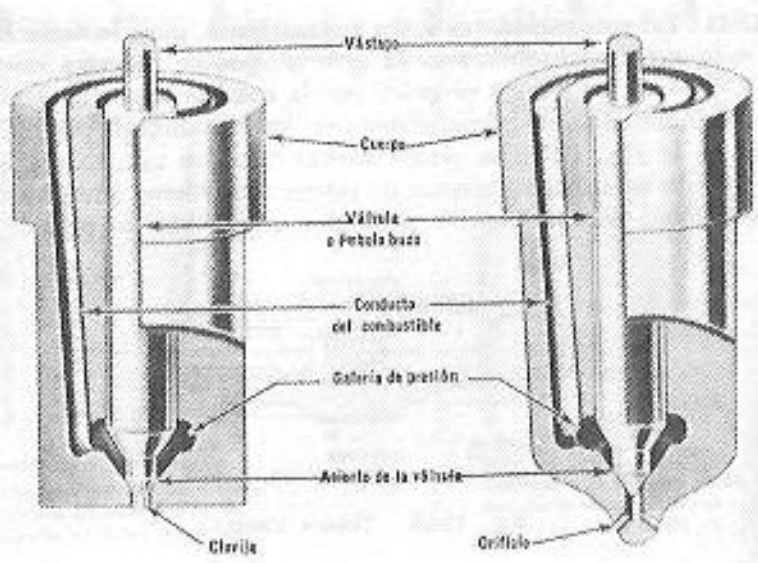


FIG. 12-25. Toberas de un solo agujero y de agujeros múltiples (Cortesía de la American Bosch, Corp.)

o sea que se logrará en la tobera una presión de 5 040 kg/cm² con la alta velocidad. Por supuesto que en el sistema real, el fluido es un tanto compresible y por ello la presión no llegará a el valor obtenido arriba (y por esa razón, las toberas abiertas se utilizan raramente). Sin embargo, el principio de que la presión de inyección a través de un orificio, varía casi con el cuadrado de la velocidad de la bomba, debe tenerse en mente (Art. 12-16).

En las toberas *cerradas* de la Fig. 12-25, el aceite es conducido hacia una galería de presión que envuelve a la superficie inclinada del émbolo buzo. Cuando la presión del aceite es suficiente para levantar el émbolo o *aguja* contra la resistencia de un resorte (Fig. 12-2) se ejerce la presión total de inyección contra el orificio. En

la Fig. 12-25 se ilustran dos estilos de toberas cerradas; una de un solo agujero y otra de agujeros múltiples.

La presión de apertura de la válvula (VOP) y la presión para cerrarla (VCP) tienen valores diferentes en las toberas cerradas. Adviértase en la Fig. 12-25 que una vez que el émbolo se levanta de su asiento, es mayor el área del émbolo en contacto con el aceite a alta presión, y consecuentemente se requiere menor presión para mantener abierta la válvula. Si la presión VOP es de 140 kg/cm²; la (VCP) será de 112 kg/cm² debido al aumento del área expuesta a la presión del aceite. El valor de VCP/VOP en las toberas comerciales varía de 0.6 a 0.9.

Las ventajas de una tobera cerrada, comparadas con las de una tobera abierta, radican en evitar las caídas de presión y también, en su control sobre las presiones de inyección. El tamaño del área del orificio puede hacerse grande para limitar las presiones de inyección en las altas velocidades hasta un valor razonable (por ejemplo, de 700 kg/cm²). La VCP se ajusta, por ejemplo, hasta 105 kg/cm², valor mínimo que permita una atomización efectiva. Con bajas velocidades la tobera cerrada no descargará, hasta que la presión sea lo suficientemente elevada para abrir la válvula. Entonces, la descarga ocurre con mayor rapidez que la de la bomba, cae la presión y la tobera cierra instantáneamente. La presión vuelve a ser elevada por la bomba y se repite la operación, posiblemente varias veces en un periodo de inyección, apareciendo una inyección *múltiple*. En esta forma, la tobera cerrada controlará a la presión de inyección en bajas velocidades y permitirá que el área del orificio controle la presión a altas velocidades. Sin embargo, las inyecciones múltiples provenientes de la apertura y cierre de la válvula en bajas velocidades y con el estrangulador completamente abierto, no son deseables porque se hace posible el goteo (Fig. 12-26). Por esta razón, hay un límite definido respecto al tamaño del orificio que puede emplearse, como un medio para limitar la presión máxima en altas velocidades, siendo indeseables las altas presiones de inyección.

Las toberas de un solo orificio, generalmente invariable, tienen una *aguja* incorporada en el émbolo buzo para obstruir parcialmente el orificio; puede verse el objeto de la aguja estudiando la acción que tiene lugar en una tobera simple, como se muestra en forma de diagrama en la Fig. 12-26. Cuando el émbolo buzo principia a levantarse (o cuando está muy cercano a su asiento), el área entre la válvula y el asiento será menor que la del orificio. Por cuya razón caerá la presión desde el valor p_c de la bomba, hasta uno menor p_n,

antes de penetrar al orificio. Con un levantamiento leve del émbolo, la caída de presión p_1-p_2 a través de la válvula será grande y la caída de presión p_2-p_3 a través del orificio será pequeña, produciéndose una inyección débil en el arranque y goteo al final del periodo de inyección (o cuando aparece la inyección múltiple). Para remediar esta condición, se incorpora a la aguja una clavija de modo que obstruya parcialmente al orificio (Fig. 12-27). La clavija puede ser de forma cilíndrica o cónica. Cuando se eleva la válvula abre solamente la pequeña área anular en torno de la clavija. Cuando el levantamiento se hace apreciable, con una mayor área correspondiente entre la aguja y el asiento, la clavija descubrirá al orificio, que-

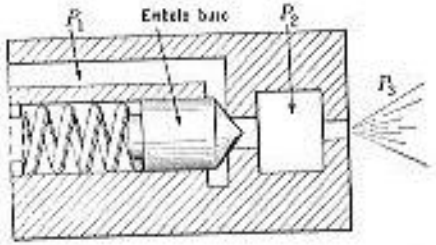


FIG. 12-26. Válvula de estrangulación en tobera cerrada. (Tomado de Zahn, Ref. 3)

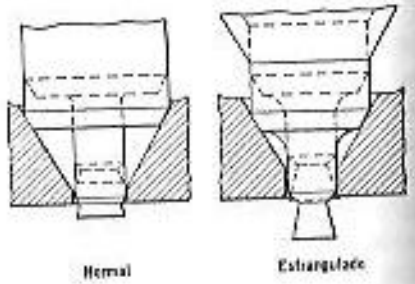


FIG. 12-27. Comparación entre toberas normales y de aguja. (Cortesía de la American Bosch, Corp.)

dando libre toda el área, al flujo. La relación entre las áreas de la válvula y la del orificio para una tobera con clavija cilíndrica se ilustra en la Fig. 12-28*a*. Nótese que cuando la válvula está levantada, su área es menor que la del orificio en menos de 0.01016 mm. En esta pequeña región, es posible el efecto indeseable de la Fig. 12-26. Sin embargo, si no estuviera presente la clavija, la aguja deberá levantarse alrededor de 0.1524 mm, antes de que el área de la válvula sea igual a el área del orificio. Por lo tanto, la clavija tiende a reducir radicalmente la tendencia de la tobera a producir débiles inyecciones de combustible de baja presión. También véase que la tobera de clavija posee una acción de amortiguamiento inherente, para prevenir la inyección múltiple, puesto que a medida que la válvula tiende a cerrar, el área del orificio crece poco y la rapidez de la inyección disminuye (Fig. 12-29).

Una forma reciente de tobera de clavija es la de clavija "estranguladora" ilustrada en las Figs. 12-27 y 12-28*b*. En este diseño, la clavija nunca descubre el orificio y en realidad reduce el área del

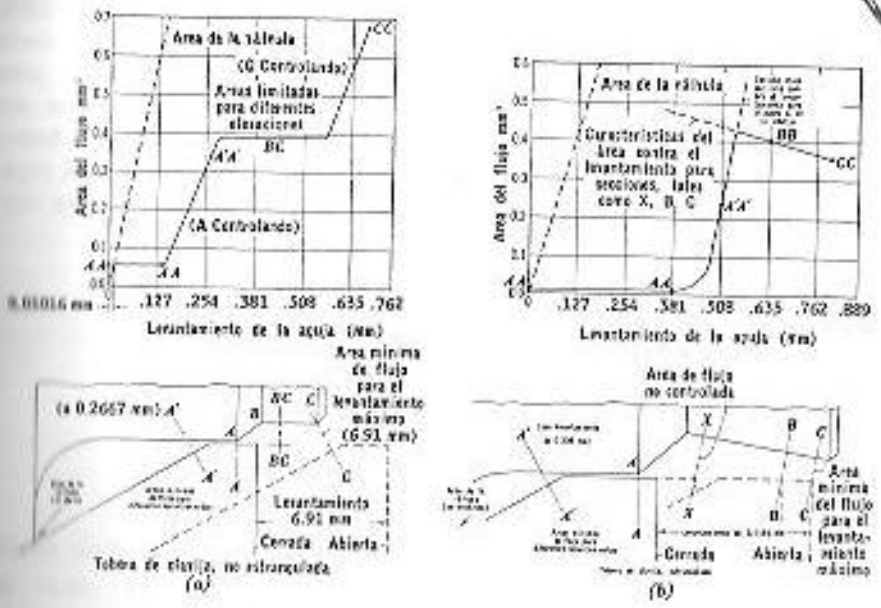


FIG. 12-28. Areas de flujo y levantamiento de las válvulas para toberas estranguladas y no estranguladas. Nótese que el área mínima de flujo o de control, en cada etapa del levantamiento, se puede localizar en diferentes secciones de la aguja. (Datos provenientes de N. Fodor, Diesel Engineering and Manufacturing Corp.)

flujo en la posición de apertura total. El nombre estranguladora es una designación errónea, pues la acción se logra, por lo lento del crecimiento del área con la presión y no porque sea debido a un verdadero proceso de estrangulación. La tobera estrangulada tiene la clavija y el orificio más grandes que en el modelo normal y por ello se requiere al principio, una alta presión tendiente a aumentar el área del orificio. Las áreas para el flujo abiertas por las clavijas sencillas y las estranguladoras se muestran en la Fig. 12-28. Nótese que con el diseño de la clavija estranguladora, se tiene aproximadamente la mitad de la elevación de la aguja, antes de que se abra una área de flujo (orificio) apreciable. Por esta causa, la tobera tiende a proporcionar un pequeño suministro de combustible antes de la precipitación de la carga principal, como se ilustra en la Fig. 12-29. (Las toberas utilizadas en la Fig. 12-29 eran de un diseño ligeramente diferentes a las ilustradas en la Fig. 12-28). Puesto que la rapidez de la inyección es lenta al principio, puede considerarse que la tobera estrangulada proporciona dentro de la cámara, una "carga piloto" de

combustible (Art. 15-11). También adviértase en la Fig. 12-28*b*, que en la posición completamente abierta se reduce el área de flujo desde su valor máximo. La clavija estranguladora requiere una fabricación precisa, si debe ensamblarse con otras toberas en un motor multicilíndrico; el resorte que mantiene cerrado al émbolo buzo, también debe coincidir con otros resortes, para asegurar igual rapidez de ellos. Por estas razones la tobera estrangulada no se usa am-

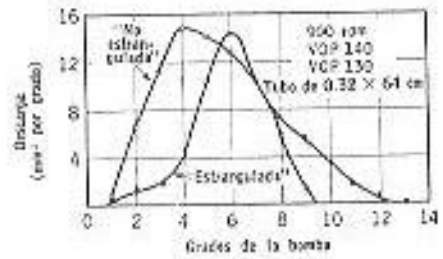


Fig. 12-29. Rapidez de la descarga de toberas estranguladas y no estranguladas. (Tomado de Zahn, Ref. 3)

pliamente, excepto casi invariablemente para los motores diesel tipo Lanova (Art. 15-5).

Se obtienen varios estilos de toberas de los diferentes fabricantes. En la Fig. 12-30 se ilustran dos diseños ligeramente distintos. La tobera en (*a*) tiene el ajuste rectificado entre el émbolo y el cilindro, relativamente cerca del orificio, el que queda expuesto a las temperaturas de la cámara de combustión. La tobera en (*b*), es para utilizarse en motores con ciclo de dos carreras y evita el estancamiento del émbolo en el cilindro como consecuencia del sobrecalentamiento, retirando estas partes de la proximidad de la cámara.

Las toberas de clavija tienden a proporcionar rocíos huecos cónicos, variando el ángulo del cono de 0 a 60°, dependiendo de la conicidad de la clavija y de cómo haya sido diseñada su colocación en la cámara de combustión. El mantenimiento con respecto a la formación de carbón en la cara de la tobera, es reducido, puesto que la inyección a baja presión es mínima. Las clavijas también promueven la atomización a expensas de la penetración y se utilizan generalmente en motores con cámaras de combustión divididas, tales como las cámaras de turbulencia (Art. 15-3).

La tobera de tipo agujero arroja un rocío relativamente denso y compacto y el diseño de este rocío está determinado por el número y arreglo de los agujeros. En las toberas más grandes Bosch se propor-

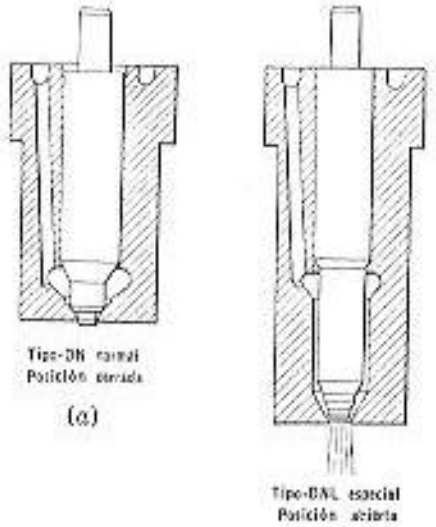


Fig. 12-30. Toberas típicas de clavija, marca Bosch. (Cortesía de la American Bosch, Corp.)

cionan hasta dieciocho agujeros para rocío, con diámetros tan pequeños como 0.006 plg. El diseño del rocío puede ser simétrico o no, dependiendo de la forma de la cámara de combustión. Las toberas del tipo de agujero se emplean generalmente, en motores con cámaras abiertas en las que la función del rocío de la tobera es el de buscar y encontrar todo el aire de la cámara. Art. 15-1).

12-12. Sistemas de inyección para los motores ECH. El sistema de inyección para el motor ECH tiene además la responsabilidad de suministrar relaciones definidas de aire y combustibles en la mezcla surtida al motor. Como las necesidades AF del motor ilustradas en la Fig. 11-1 son variables, la solución no es simple. Se han investigado diferentes métodos[11] tendientes a proporcionar tanto aire como combustible:

1. Control por estrangulamiento del suministro de aire, ocasionando un control automático del suministro de combustible.
2. Control por estrangulamiento, del suministro de combustible; ocasionando control automático del suministro de aire.
3. Control por estrangulamiento, tanto del aire como del combustible mediante acoplamientos mecánicos.

[11] Ref. 7 y su discusión.

Debe enfasizarse, que ninguno de los sistemas de inyección de combustible para motores ECH pequeños, se han desarrollado hasta ahora comercialmente y, que los sistemas ilustrados en las páginas siguientes, indudablemente que irán cambiando en principio y en diseño a medida que se adquiera mayor experiencia.

Al restringir el suministro de aire mediante el estrangulador, la caída de presión en el múltiple o en un venturi reforzador, puede ser la fuerza dosificadora para la bomba del combustible. En la Fig. 12-31 se ilustra un método para el control de la mezcla como *flujo masa-aire*. En este caso la unidad de control *A*, del carburador de presión Bendix (Fig. 11-23), se utiliza para medir el combustible. El combustible medido, pasa a la unidad divisora *B*, que es a su vez una bomba de inyección para elevar la presión. Este sistema se utiliza en motores de aviación de gran tamaño. La tobera C queda colocada directamente en la cámara de combustión, siendo ajustada mediante un resorte para operar en la carrera de admisión a 35 kg/cm² con un rocío de combustible en un cono de 30 grados. Las presiones de in-

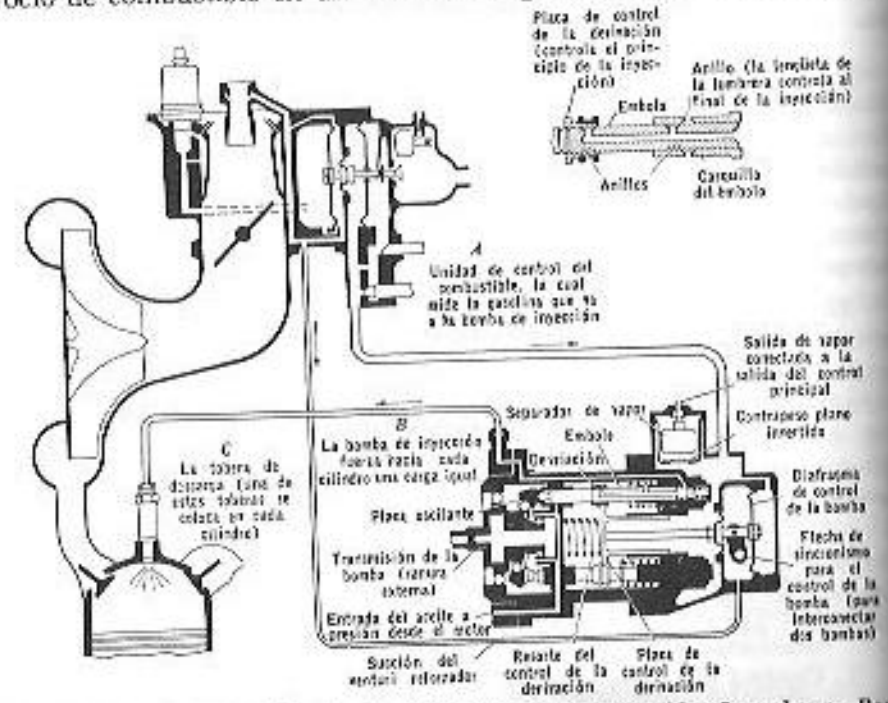


Fig. 12-31. Sistema directo de inyección de combustible Stromberg. Para motor Wright R 3350 de 18 cilindros; con dos bombas. (Cortesía de J. T. Marshall, Bendix Aviation Corp.)

yección van desde 49 a 140 kg/cm² abs a medida que aumenta la velocidad, desde holgando hasta plena potencia.

El principio de trabajo del sistema Stromberg, es el siguiente. El combustible medido, sale de la unidad principal de control *A*, (descrita en el Art. 11-13) y entra a la bomba de inyección *B*. Al pasar a la parte inferior por entre el cuerpo de la bomba; fluye dentro de los émbolos perforados y dentro de las cámaras de los émbolos, cuando éstos están en el punto más bajo de sus carreras. A medida que se mueve hacia arriba un émbolo, mediante el giro de la placa oscilante, el anillo central en él es cubierto por su casquillo; siguiendo en la secuencia, el cierre del anillo inferior hecho por la camisa de derivación; instante en el cual, principia la verdadera operación de bombeo. La compresión del combustible vence a la válvula de retención (14 kg/cm²) y permite al combustible entrar a la línea de inyección que va a la tobera. La acción de bombeo continúa, hasta que el anillo en el centro del émbolo es descubierto por el anillo en el casquillo (debajo del resorte que regresa al émbolo). Luego, el combustible a alta presión, escapa hacia el área de baja presión en el cuerpo de la bomba y se suspende la inyección.

Nótese que el final de la inyección es fijado por el anillo del centro en el émbolo y por la abertura anular en el casquillo del mismo. El comienzo de la inyección no es fijo, pero lo determina la posición de la placa de control de derivación. La longitud de la carrera efectiva del émbolo, aumenta a medida que los derivados se mueven hacia la placa oscilante. La placa de control de derivación acoplada a la *flecha* de control es accionada mediante el diafragma de la bomba y por el resorte de control de la derivación. La presión del combustible medido, se aplica de un lado del diafragma y la presión (succión) del venturi reforzador en el otro lado. La fuerza que resulta de la diferencia de presiones, vence al resorte de control de la derivación colocando correctamente a la placa del mismo.

Si aumentan los flujos de aire y combustible a través de la unidad principal *A* (estrangulador muy abierto), aumenta la diferencia de presiones sobre el diafragma de control de la bomba. Esto ocasiona que la placa de control de la derivación se mueva hacia la placa oscilante y, por lo tanto, aumente la longitud efectiva de la carrera de bombeo del émbolo. Si disminuyen los flujos de aire y combustible (estrangulador cerrado), el resorte de control de la derivación mueve a la placa de derivación hacia la derecha reduciendo así la carrera efectiva de bombeo. En la posición de holgar, la placa de control se mueve a la derecha y los anillos inferiores en los émbolos, nunca son cubiertos. En esta posición no hay suministro de combustible.

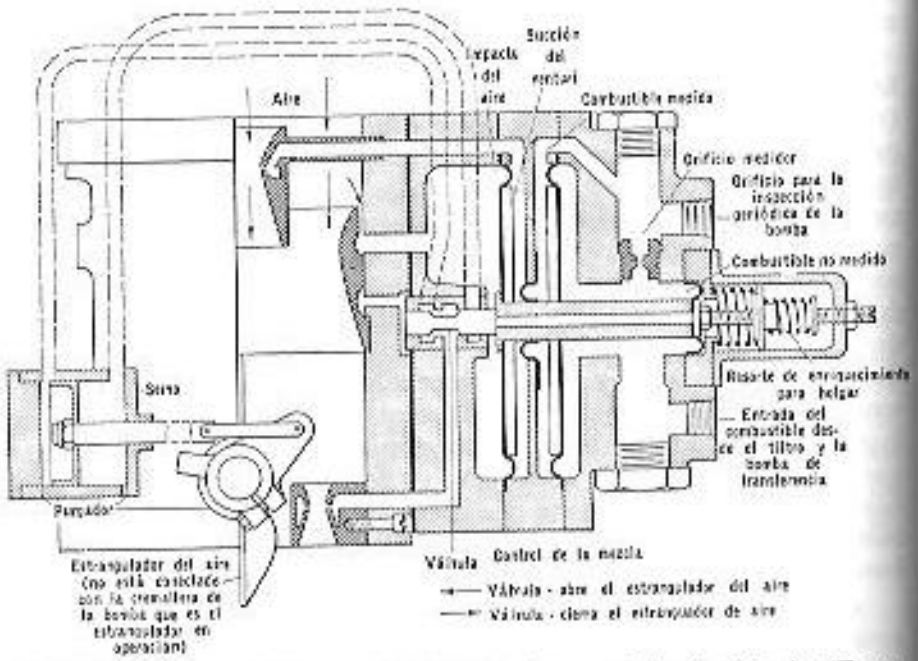


FIG. 12-32. Control experimental de la mezcla para la bomba Bosch. (Tomado de Hopkins, discusión de la Ref. 7.)

Un sistema experimental, semejante al mostrado en la Fig. 12-31, pero con funcionamiento inverso, ha sido diseñado por Bosch. Se la muestra en la Fig. 13-32. En este sistema, la bomba Bosch se utiliza con la cremallera de control, siendo conectada directamente al pedal del acelerador o al gobernador. La caída de presión del combustible al pasar a través de un orificio, hacia la bomba de inyección (que es la que hace la dosificación), queda comunicada con el diafragma del combustible y tiende a mover la flecha central hacia la izquierda. El aire que pasa al interior del motor, actúa sobre el diafragma del aire y tiende a moverlo hacia la derecha. Cuando se consigue el equilibrio, la caída de presión del combustible y la caída de presión del aire deberán ser iguales. Este equilibrio se consigue dirigiendo la baja presión del pequeño venturi inferior a una válvula en la flecha central. Al ser forzada la flecha hacia la izquierda por la presión del combustible, se comunica el vacío en la parte superior del servo pistón manteniendo así abierto al estrangulador. Nótese que si disminuye la velocidad con el estrangulador completamente abierto, el flujo de combustible y el flujo de aire también disminuirán y la flecha permanece en la posición de completamente abierta. Si se mueve la cremallera de la bomba del combustible, por ejemplo, para media carga, se reduce la caída de presión del combustible, puesto que será bombeada menos cantidad; la flecha del centro se mueve a la derecha, en tanto que ahora el vacío tiene más comunicación con la cara inferior del servo pistón, cerrando así al estrangulador. Cuando el motor está holgando, un resorte ajustable colocado en el extremo del vástago del diafragma provee un medio de enriquecimiento, mientras que la cremallera de la bomba se abre desde la posición de aire estrangulado para proporcionar enriquecimiento a plena potencia.

El tercer tipo de sistema de inyección de gasolina se ilustra en la Fig. 12-33 y utiliza uniones mecánicas entre los controles del aire y el combustible. El combustible fluye desde el depósito hasta una bomba de suministro del tipo de paletas (los detalles no se muestran) y de ahí a una válvula medidora que es operada por el estrangulador. La cantidad de combustible medido y enviado a la cámara

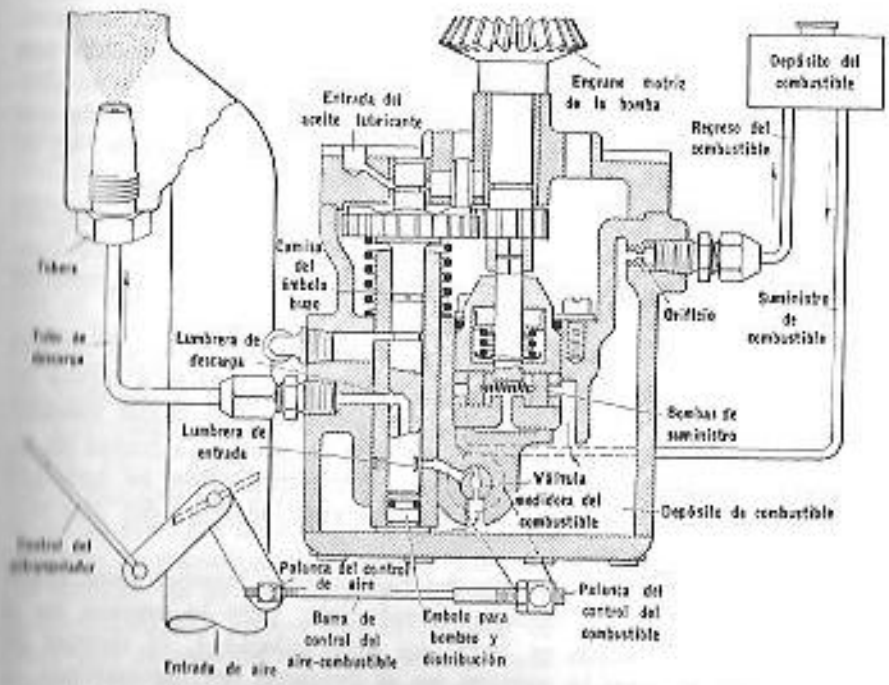


FIG. 12-33. Sistema de inyección de gasolina Ex-Cell-O. (Cortesía de la Ex-Cell-O Corp.)

de bombeo depende de la presión del depósito de combustible y de la posición del estrangulador.

La bomba de suministro proporciona alrededor del doble de combustible requerido por el motor y el exceso es regresado a través de un orificio hacia el depósito. El orificio se selecciona de tal forma que a plena velocidad la bomba de suministro desarrolle una presión de más o menos 2.10 kg/cm² en el depósito de combustible.

La bomba de suministro es accionada a la velocidad del motor, mientras que el émbolo giratorio y reciprocante, es accionado por medio de engranes a la mitad de la velocidad del motor.

El combustible que proviene de la válvula dosificadora, pasa a los ductos de alimentación de la camisa del émbolo buzo un ducto por cada cilindro. Durante la carrera hacia arriba o carrera de succión, uno de los ductos queda alineado con la única lumbrera rectangular de admisión en el émbolo buzo y el combustible fluye hacia él y por debajo de él (por entre un conducto axial que se le ha practicado). A medida que el émbolo alcanza su posición más elevada, un giro mayor ocasiona que la lumbrera de admisión se separe del ducto alimentador en la camisa y al iniciar el émbolo su movimiento hacia abajo, su lumbrera de descarga viene a coincidir con una salida en la camisa del mismo. El combustible medido es descargado a través de esta salida, hacia una línea de combustible que conduce a una tobera atomizadora colocada en el múltiple, en la cabeza del cilindro o en la lumbrera de admisión.

Nótese que un motor de cuatro cilindros, por ejemplo, necesitará cuatro levas en el engrane en la parte superior del embolo buzo, cuatro lumbreras de descarga y cuatro ductos de admisión en la camisa del mismo.

La válvula medidora del combustible, es en realidad un orificio que varia de tamaño mediante un movimiento angular a través de un arco de más o menos 75°; la cantidad de combustible medido depende del tamaño del orificio y la caída de presión a través de él. En consecuencia, la relación correcta aire-combustible, se consigue coordinando la válvula medidora y el estrangulamiento del aire mediante algún mecanismo.

Para baja velocidad, la carga del émbolo para bombeo tiene lugar durante un intervalo de tiempo considerable, pero la presión en el depósito de combustible es baja; en alta velocidad, el tiempo de carga es menor, pero la presión en el depósito del combustible es alta. Esta compensación se puede variar como un medio de control de altura o como una acción para economizar combustible cam-

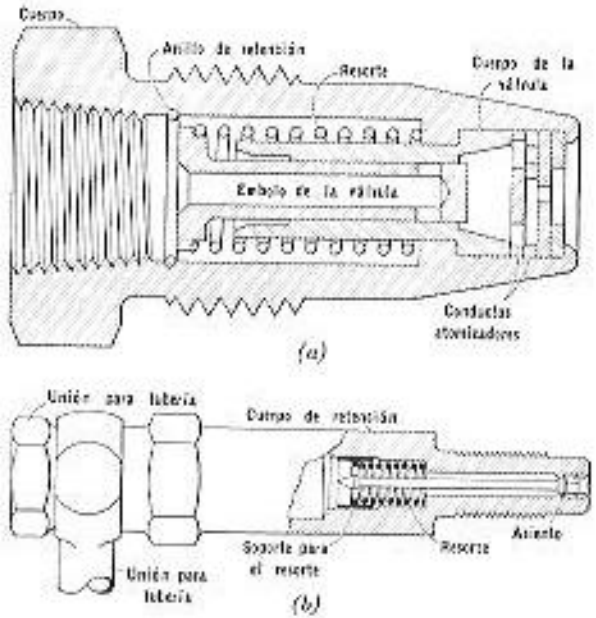


Fig. 12-34. (*a*) Tobera de inyección para el múltiple; (*b*) tobera de inyección para el cilindro. (Cortesía de la Ex-Cell-O, Corp.)

biando la presión en el depósito. Este ajuste se hace mediante un orificio variable (no mostrado en la Fig. 12-33) que se inserta en la línea de retorno al depósito de combustible.

Puesto que el combustible líquido es relativamente incompresible se podrá introducir una cantidad de él, relativamente más pequeña que el desplazamiento del émbolo buzo, simplemente vaporizando parte del combustible en la carrera de admisión del émbolo buzo. Esta característica de las bombas, de *medir la admisión*, puede ser afectada por la temperatura y la volatilidad del combustible.

Las Toberas Ex-Cell-O para inyección de gasolina se ilustran en la Fig. 12-32. Para inyección en el múltiple, el combustible se descarga radialmente dentro de una cámara atomizadora y sus ductos, antes de emerger dentro de la corriente de aire. La inyección en el múltiple es menos crítica, por lo que respecta a la localización de las toberas, de lo que es la inyección directa dentro de la cámara de combustión. A mayor abundamiento, la tobera es menos costosa, tanto que la presión de inyección es más baja (alrededor de 7.00 puesto que está sometida a temperaturas y presiones menores, en kg/cm² para la inyección en el múltiple y 17.50 kg/cm² para la inyección directa).

La inyección de gasolina fue utilizada durante la década de los 30 en motores aéreos, con notoriedad en los Junkers alemanes. En estos motores se utilizaba una bomba tipo Bosch para cada cilindro. Las cremalleras de control sobre las bombas, eran accionadas mediante la presión del aire en el múltiple de admisión. La inyección se hacía directamente al interior de la cámara de combustión, por entre una simple abertura de la tobera con presiones de más o menos 5.27 kg/cm². A plena carga, la inyección principia en la carrera de admisión 37° después del punto muerto superior (aTDC) y continúa hasta 165°.

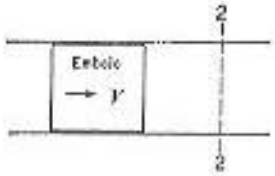


FIG. 12-35. Embolo y cilindro de la bomba de inyección, simplificados

12-13. Hidráulica de las líneas de combustible. Cuando el émbolo buzo de la bomba de combustible, principia a comprimir al fluido, el incremento de presión se propaga a lo largo de las tuberías, con una velocidad que es esencialmente la sónica. Para encontrar los factores que gobiernan esta condición, considérese la Fig. 12-35. Supóngase que el émbolo y todas las partículas del fluido se mueven dentro del cilindro, a una velocidad V; y que el émbolo es acelerado, aumentando su velocidad instantáneamente, en un incremento ΔV. El fluido adyacente al émbolo también aumenta su velocidad durante el mismo instante, en ΔV. Pero en la sección 2-2, transcurre un tiempo finito antes de que el incremento de la presión se haga evidente.

El fluido adicional que ha sido desplazado por el émbolo, debido al incremento de velocidad ΔV, será $(\rho\,\Delta V, \Delta t)A$, en la que ρ representa la densidad del fluido. Este desplazamiento ocasiona un disturbio de presión que viaja hacia abajo dentro del tubo, a una velocidad V_s y aumenta la densidad del fluido. El desplazamiento adicional del fluido en el cilindro, resultante del incremento de velocidad del émbolo, deberá igualar a la ganancia en masa del fluido resultante, proveniente del aumento de presión. La ganancia en masa será igual a $(V_s\,\Delta\rho\,\Delta t)A$. Si estas dos expresiones se igualan[11]

$$\rho\Delta V\Delta tA = V_s\Delta\rho\Delta tA$$

$$V_s = \rho\frac{\Delta V}{\Delta\rho} \qquad (a)$$

en donde V_s = velocidad de propagación del disturbio de presión en el fluido (velocidad sónica) (m/seg)

[11] En las siguientes derivaciones, el signo de las cantidades Δ será despreciado considerándolo de sentido positivo.

ρ = densidad del fluido (kg/m³)
ΔV = incremento de velocidad en el émbolo
$\Delta\rho$ = incremento en la densidad, proveniente del incremento de presión

De la ley de Newton se encuentra otra expresión para V_s: La fuerza adicional ejercida sobre el émbolo, debido a la aceleración del fluido, se expresa como:

$$F = ma \qquad \text{o} \qquad \Delta pA = \frac{m}{g_c}a$$

en la que Δp es el incremento en presión (kg/m²) correspondiente a la aceleración $\Delta v/\Delta t$ y m es la masa del fluido acelerado. Como

$$m = V_s\Delta t\rho A$$

$$\Delta pA = \frac{V_s\Delta t\rho A}{g_c}\frac{\Delta V}{\Delta t}$$

$$\Delta p = \frac{V_s\rho\Delta V}{g_c} \qquad (b)$$

$$V_s = \frac{g_c\Delta p}{\rho\Delta V} \qquad (c)$$

Multiplicando (a) y (c)

$$V_s^2 = \frac{g_c\Delta p}{\Delta\rho} \qquad (d)$$

El *módulo volumétrico* K del líquido, se define como la presión requerida para producir la deformación volumétrica unitaria:

$$K = \frac{\text{esfuerzo}}{\text{deformación}} = \frac{\Delta p}{\Delta v/v}\ (\text{kg/m}^2)$$

deformación = relación del cambio en volumen, Δv, al volumen original v (o volúmenes específicos).

Este módulo es función de la temperatura y la presión, aun cuando en las páginas siguientes se considerará como constante. Luego, con suficiente presión,

$$K = \frac{\Delta p}{\Delta v/v} = \frac{\Delta p}{\Delta\rho/\rho} \qquad (e)$$

Una vez sustituida la Ec. (e) en (d) y simplificando,

$$V_s = \sqrt{\frac{Kg_c}{\rho}} \qquad (12\text{-}1)$$

Sustituyendo este valor de V_s en la Ec. (c) y trasponiendo.

$$\frac{\Delta p}{\Delta V} = \sqrt{\frac{K\rho}{g_c}} \qquad (12\text{-}2)$$

Al resolver la Ec. (12-1), para ρ/g_c y sustituyendo en la Ec. (12-2)

$$\frac{\Delta p}{\Delta V} = \frac{K}{V_s} \qquad (12\text{-}3)$$

Δp = incremento en la presión (las mismas unidades de K)
ΔV = incremento de la velocidad del émbolo de la bomba (m/seg)
V_s = velocidad sónica o acústica, del fluido (m/seg).

Es interesante notar que la Ec. (*d*) es equivalente a la Ec. (3-41). No es de sorprender, puesto que ambas ecuaciones están relacionadas con las propiedades del fluido, antes y después de una franca discontinuidad en la presión. En tal caso, la existencia de la discontinuidad en la presión, de un gas, requiere que el disturbio se propague a velocidad *supersónica* (Art. 3-23); sin embargo, la franca discontinuidad en un líquido, se propaga esencialmente a la velocidad sónica, puesto que el módulo volumétrico del líquido, es esencialmente constante (cuando menos, para las altas presiones —del orden encontrado en los sistemas de inyección).

Las Ecs. (12-2) y (12-3) indican que como una primera aproximación, un cambio en la velocidad del émbolo ocasiona un cambio proporcional en la presión, siendo propagados los incrementos de velocidad y presión a través del medio fluido a la velocidad acústica.

Los cambios que ocurren en una tubería, debidos al incremento en la velocidad del fluido, se muestran en la Fig. 12-36. Si en la sección 1 se incrementa instantáneamente la velocidad del aceite, desde 3.048 m/seg hasta 12.192 m/seg, aumentará la presión instantáneamente en una cantidad proporcional.

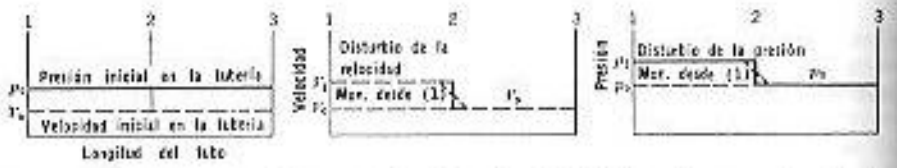


FIG. 12-36. Cambios de la presión y la velocidad del aceite a partir del incremento de velocidad en un punto

La presión y la velocidad del aceite en la sección 3, continuará siendo V_0 y p_0, hasta que el disturbio que se propaga a una velocidad V_s (completamente independiente de la velocidad real del aceite), llegue a la sección 3. En este instante, aumentarán la presión y la velocidad hasta p_1 y V_1. Si el cambio en velocidad ocurre dentro de un tiempo finito, el disturbio que se propaga a la velocidad acústica, no elevará abruptamente la presión y la velocidad en cada sección. Por consiguiente, el disturbio no tendrá un frente bien marcado, pero en cambio, tendrá un frente más gradual como el mostrado en la Fig. 12-36, mediante la línea discontinua. Sin embargo, para analizar las condiciones transitorias, es conveniente suponer que los cambios de velocidad son instantáneos.

EJEMPLO 1. Un sistema de inyección consta del émbolo de la bomba, moviéndose a una velocidad de 0.3048 m/seg y conectado a una tubería de 58.42 cm de largo, con una área de la sección recta de $\frac{1}{20}$ de la del cilindro del émbolo. El extremo de la tubería se provee con una tobera abierta con un agujero cuya área es $\frac{1}{40}$ de la del tubo; el tiempo de suministro de la bomba es de 0.0048 seg (duración del movimiento del émbolo). La presión inicial en la tubería es de 28.1 kg/cm² y la presión de compresión del motor es 28.1 kg/cm².

Determinar las condiciones de la presión y la velocidad en el sistema si K = 18 737 kg/cm² y gravedad específica del aceite es 0.86 referido al agua (densidad 1 000 kg/m³).

SOLUCIÓN. Se supone que la fricción es despreciable, que los cambios de velocidad son instantáneos y que la velocidad del émbolo buzo es constante. En la Fig. 12-37 se muestra un diagrama simplificado del sistema.

Por la Ec. (12-1) la velocidad del disturbio de la presión en un aceite con gravedad específica de 0.86 es:

$$V_s = \sqrt{\frac{Kg_c}{\rho}}$$

$$V_s = \sqrt{\frac{18\,737 \times 9.81 \times 10\,000}{860}} = 1\,463 \text{ m/seg}$$

Para viajar a lo largo del tubo de 58.42 cm el disturbio requerirá un tiempo de Δt seg

$$\Delta t = \frac{.5842}{1\,463} = 0.0004 \text{ seg o } \frac{1}{12} \text{ del periodo de suministro}$$

La velocidad del émbolo buzo es de 0.3048 m/seg. Luego la velocidad en el tubo, en el extremo conectado al cilindro del émbolo buzo, será 20 veces más rápido, puesto que la diferencia en áreas está en la relación de 20 a 1; o V_1 = 6.096 m/seg en la que V_p se define como la velocidad en el tubo en el extremo de la bomba. Suponiendo que la velocidad inicial del aceite en este sitio sea cero:

$$\Delta V = 6.096 \text{ m/seg}$$

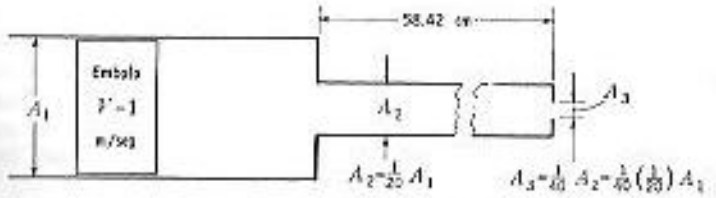


FIG. 12-37. Sistema simplificado de inyección para el Ej. 1

De la Ec. (12-3),

$$\Delta p = \frac{K}{V_s} \Delta V$$

$$\Delta p = \frac{18\,737 \times 6\,096}{1\,463} = 78.04 \text{ kg/cm}^2$$

El aceite en el tubo está inicialmente en reposo y a una presión de 28.1 kg/cm². Se supone que su velocidad aumenta instantáneamente de cero a 6.096 m/seg y la presión aumentará por ello, de 78.04 kg/cm² a 106.14 kg/cm² (los 28.1 iniciales más 78.04 del incremento). El disturbio de la presión de

78.04 kg/cm² y el disturbio de la velocidad de 6.096 m/seg se moverán hacia abajo en el tubo a una velocidad de 1 463 m/seg.

Si el otro extremo del tubo estuviera tapado, el disturbio de la velocidad de 6.096 m/seg alcanzará el extremo del tubo y será reflejada totalmente. Es decir, regresará al émbolo buzo una velocidad de -6.096 m/seg. A medida que este disturbio se mueva hacia el émbolo buzo cambiará la velocidad del aceite en cualquier sección desde $+6.096$ hasta 0 m/seg. En el instante del rechazo del aceite en el extremo cerrado del tubo, tienen lugar los siguientes sucesos:

1. El aceite en el extremo del tubo tiene cero velocidad y 28.1 kg/cm² de presión (condiciones iniciales).
2. El aceite próximo al extremo del tubo para súbito a una velocidad de 6.096 m/seg y 106.14 kg/cm² de presión.
3. El aceite próximo al extremo del tubo cae hasta 0 m/seg, pero su presión aumenta hasta 184.18 kg/cm² (28.1 + 78.04 + 78.04).

Los resultados anteriores se explican mediante las Ecs. (12-2) y (12-3) para cada cambio en la velocidad, tiene lugar un cambio proporcional en la presión.

Sin embargo, en este ejemplo, el orificio en el extremo del tubo permite que haya flujo con la velocidad gobernada por las características de flujo del orificio. La velocidad V_3 del fluido después de pasar el orificio (en A_3), será, puesto que $v = \frac{1}{\rho}$ (Art. 11-4),

$$V_3 = \sqrt{\frac{2g_c(p_2 - p_3)}{\rho}}$$

Por lo tanto, la velocidad en el tubo, antes del orificio será:

V_o = velocidad en el *extremo del* orificio del tubo =

$$\frac{1}{40}V_3 = \frac{1}{40}\sqrt{\frac{2g_c(p_o - p_3)}{\rho}}$$

La velocidad de 6.096 m/seg se propaga a lo largo del tubo desde el extremo unido a la bomba. Cuando esta velocidad llega al extremo del orificio de la línea, tiene lugar una reducción de ella a menos que por casualidad, $6.096 = \frac{1}{40}\sqrt{\frac{2g_c(p_o - p_3)}{\rho}}$. En la mayoría de los casos, sí ocurre un cambio en la velocidad:

$$\Delta V = 6.096 - \frac{1}{40}\sqrt{\frac{2g_c(p_o - p_3)}{\rho}}$$

en la que ΔV = cambio de la velocidad de 6.096 m/seg. Hasta la velocidad compatible con las características del orificio;

p_o = 28.1 kg/cm² (inicial) + 78.04 kg/cm² (aumento del disturbio de la presión) + pr (disturbio de la presión, reflejado);

p_3 = presión de compresión del motor = 28.1 kg/cm² o presión de salida del orificio ($\times 10\,000$).

Simplificando las ecuaciones precedentes,

$$\Delta V = 6.096 - \frac{1}{40}\sqrt{\frac{2g_o}{\rho}(28.1 + 78.04 + p_r - 28.1)10\,000}$$

$$\Delta V = 6.096 - \frac{1}{40}\sqrt{\frac{2g_o}{\rho}(78.04 + p_r)10\,000}$$

La onda de presión reflejada a partir de ΔV, será según la Ec. (12-3),

$$\Delta p = p_r = \frac{K}{V_3}\Delta V$$

o

$$p_r = \frac{18\,737}{1\,463}\left(6.096 - \frac{1}{40}\sqrt{\frac{2g_c(78.04 + p_r)10\,000}{\rho}}\right)$$

$$p_r = 78.04 - 4.8\sqrt{78.04 + p_r}$$

Por falsa posición,

$$p_r = 28.1 \text{ kg/cm}^2$$

Por la Ec. (12-3) esto corresponde a

$$V_r = 2.2 \text{ m/seg}$$

La presión en el extremo con orificio del tubo, es esencialmente de 28.01, en tanto que 0.0004 seg después del disturbio originado en la bomba, la presión salta a 105.7 kg/cm² y de ahí casi instantáneamente hasta 134.27 kg/cm². Como los últimos dos sucesos ocurren simultáneamente con la presencia del disturbio de la presión, será mejor establecer que la presión brinca de 28.01 kg/cm hasta 134.27 kg/cm², 0.0004 seg después del disturbio inicial en la bomba. Nótese que las condiciones de equilibrio no se establecen en ese instante, puesto que un disturbio de la velocidad, de aproximadamente 2.13 m/seg, está viajando de regreso al émbolo de la bomba. Las condiciones de presión y velocidad en la tubería, se entienden mejor mediante la Fig. 12-38, recordan-

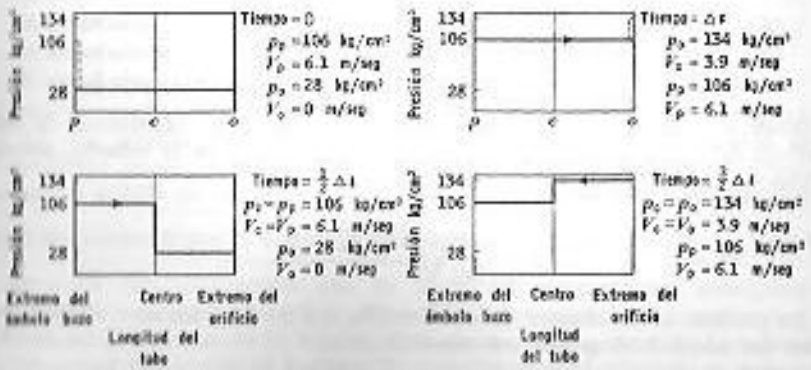


FIG. 12-38. Variaciones de la presión en el tubo con respecto al tiempo

do que Δt se define como el tiempo requerido por el disturbio para viajar una distancia igual a la longitud de la tubería conectada.

Mediante la aplicación repetida del método anterior, se determinan las condiciones de velocidad y presión en diferentes puntos del sistema y en diferentes tiempos, hasta que se logra el equilibrio (por ejemplo, $V_0 = 6\,096$ m/seg). Sin embargo, es posible emplear un método más simple.

12-14. Análisis gráfico del proceso de inyección.[13] Si se hace una gráfica llevando las presiones como ordenadas, y la velocidad como abscisas, entonces, para cualquier estado de la presión y velocidad la trayectoria del cambio, se encontrará sobre una línea recta que pasa por el punto que representa a las condiciones iniciales. Este enunciado se prueba mediante la Ec. (12-3):

$$\frac{\Delta p}{\Delta V} = \frac{K}{V_s} = \tan \alpha \text{ (constante, por ser } K \text{ constante)}$$

En la Fig. 12-39 las condiciones iniciales dadas son p_1, V_1. Entonces, el

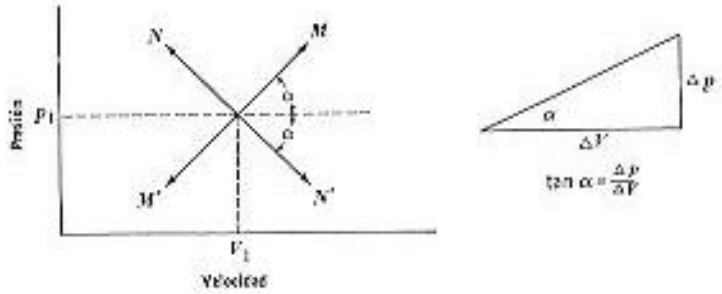


Fig. 12-39. Diagramas velocidad-presión. (Tomada de De Juhasz, Ref. 4)

cambio para cualquier otra condiciones deberá continuar a lo largo de las líneas M o N, hasta una de las cuatro posiciones posibles.

(1) $V_2 > V_1$ y $p_2 > p_1$ ..... disturbio viajando hacia M
(2) $V_2 < V_1$ y $p_2 < p_1$ ..... disturbio viajando hacia M'
(3) $V_2 > V_1$ y $p_2 < p_1$ ..... disturbio viajando hacia N'
(4) $V_2 < V_1$ y $p_2 > p_1$ ..... disturbio viajando hacia N

Sobre el mismo diagrama de velocidad y presión se representa la curva de eflujo del orificio. En el Ej. 1 la velocidad del aceite en la tubería, anexa al orificio, se encontró que era:

$$V_0 = \frac{1}{40}\sqrt{\frac{2g_c(p_0 - p_s)}{\rho}}$$

La presión de la cámara de combustión era de 28.1 kg/cm², el peso específico del aceite 0.86 g/cm³; además

[13] Según de Juhasz, Ref. 4.

$$V_0 = \frac{1}{40}\sqrt{\frac{2(9.81)(p_0 - 28.1) \times 10\,000}{860}}$$

$$V_0 = 0.378\sqrt{p_0 - 28.1}$$

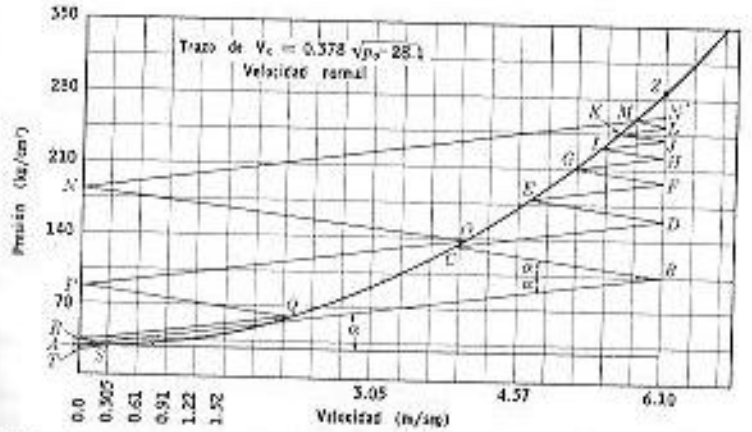


Fig. 12-40. Curvas AZ de eflujo para el orificio en el extremo de la línea de inyección

Sustituyendo los valores de p_0 y resolviendo para V_0 los resultados son como sigue:

p_0	V_0
28.10	0
35.15	1.000
56.24	2.012
91.39	3.018
140.60	4.023
203.87	5.029
281.20	6.035
372.59	7.010

La curva resultante de los valores tabulados se ha trazado en la Fig. 12-40 como AZ. La presión inicial en el tubo es 28.10 kg/cm² con velocidad cero. Esta condición queda representada mediante el punto A. El siguiente suceso es un aumento súbito en la velocidad, hasta 6.096 m/seg. El cambio del disturbio está representado por la línea AB, de pendiente α siendo $\tan \alpha = \frac{\Delta p}{\Delta V}$ (puesto que $\Delta p = \Delta V \tan \alpha$); nótese que la línea AB simplemente multiplica a $\Delta V = 6.096$) y a ($\tan \alpha = 12.8$). El punto B representa las condiciones en la tubería en el extremo de la bomba, después que se ha obtenido la velocidad de 6.096 m/seg ($p_0 = 106.15$ kg/cm², $V_0 = 6.096$ m/seg). Cuando se reduce la velocidad de 6.096 m/seg en el extremo con orificio del tubo, se incrementa

otra vez la presión como lo muestra la línea EC. La presión y la velocidad en el punto C concuerdan con la presión y velocidad, calculadas en el Ej. 1 ($p_o = 134.27$ kg/cm² y $V_o = 3.90$ m/seg).

La velocidad C es de 3.90 m/seg. Por lo tanto, será trasmitido hacia abajo del tubo, un disturbio de velocidad de 2.195 m/seg hasta el émbolo buzo de la bomba. Cuando este disturbio llega a la bomba, la velocidad en ella será elevada hasta 6.096 m/seg y la presión tendrá un aumento correspondiente. Este cambio está representado por el punto D ($p_p = 161.70$ kg/cm², $V_p = 6.096$ m/seg).

A medida que el disturbio de presión continúa viajando hacia atrás y hacia adelante, dentro de la tubería de inyección aumentará la presión hasta que la velocidad en la línea sea compatible con la demandada por el orificio. Esto será en la intersección de la línea $V = 6.096$ m/seg y la curva del eflujo de la Fig. 12-40: en el punto Z. En esta condición se establecerá el equilibrio y se mantendrá un flujo estable, hasta que cambie el movimiento del émbolo buzo.

En realidad, la duración del bombeo en el ejemplo es de 0.0048 seg o 12 intervalos de tiempo (Δt); un intervalo de tiempo se define como el tiempo necesario para que el disturbio recorra la longitud del tubo. En la Fig. 12-40 el final del 12avo intervalo de tiempo tiene lugar en el punto N' después que se alcanza el equilibrio en el punto Z.

Nótese que la presión de aproximadamente 253.1 kg/cm² en L (el extremo del tubo colocado en la bomba) se mantiene desde el 10avo hasta el 12avo intervalo de tiempo. Al final del 12avo intervalo, la presión aumenta normalmente hasta el valor indicado por N'. Pero en este mismo instante, el émbolo de la bomba cae hasta velocidad cero, disminuyendo la presión hasta un valor indicado por el punto N ($\Delta p = \Delta V \tan \alpha = 6.096 \times 12.8 = 78.03$). El punto N representa el cambio desde 6.096 m/seg y 264 kg/cm² hasta 0 m/seg y 186 kg/cm², a lo largo de $N'N$. Después que el émbolo buzo se pare, será mantenida la presión en el punto M, hasta que el disturbio creado por la inmovilización del émbolo llegue al orificio. En otras palabras, al comienzo del 13avo intervalo la presión en la bomba, es la mostrada por el punto N; la presión en el orificio es la más alta del punto M y esta presión se mantendrá hasta que el disturbio de la velocidad cero llegue al orificio. En virtud de que la presión y la velocidad deberán disminuir en proporción una con otra, la velocidad no puede caer hasta cero, pero sí a un valor indicado por la intersección de NO con la curva del eflujo. Las presiones en el extremo de la bomba y en el extremo del orificio de la tubería, caerán en los pasos, NO, OP, PQ, QR, etc., con la presión en el extremo de la bomba, indicada por los puntos sobre la línea de velocidad cero (N, P, R, etc.), y las presiones en el extremo del orificio indicadas por los puntos sobre la curva del eflujo (O, Q, S, etc).

12-15. El diagrama histórico del proceso de inyección. Para el mejor entendimiento del desarrollo de la Fig. 12-40, se trazan las presiones y velocidades existentes en ambos extremos del tubo, como ordenadas, contra el tiempo como abscisas. El primer paso será inscribir la velocidad del émbolo buzo en el extremo del tubo, correspondiente a la bomba. Se obtiene la Fig. 12-41 (diagrama inferior), a partir del supuesto de que la velocidad en el extremo del tubo correspondiente a la bomba, salta inmediatamente a un valor de 6.096 m/seg y que cae instantáneamente hasta cero, al final de 0.0048 seg o de 12 intervalos de tiempo.

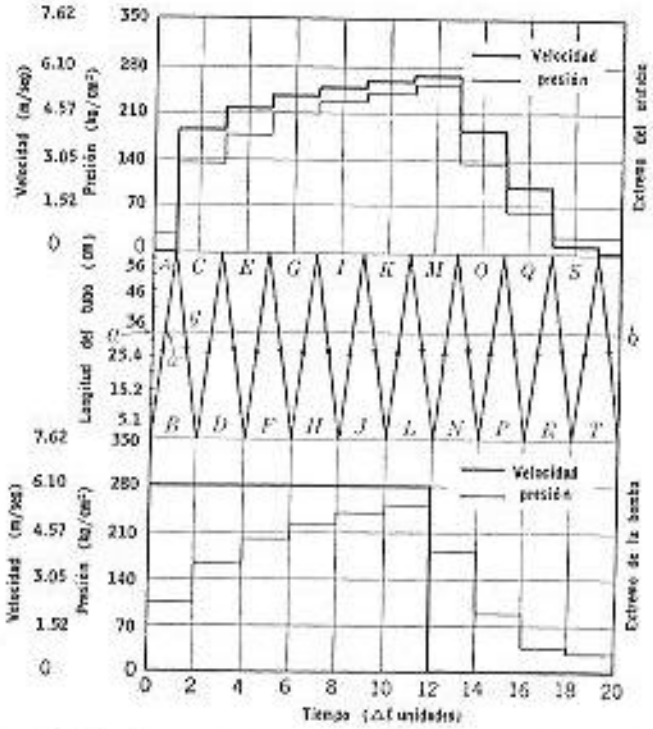


FIG. 12-41. Diagrama histórico del proceso de inyección

La presión que existe en el tubo en el extremo de la bomba, se puede determinar de la Fig. 12-40 en cada intervalo de tiempo. Así B, D, F, H, J, L, N, P, R, son las presiones sucesivas, experimentadas en la tubería del lado de la bomba y cada presión permanece constante durante un periodo de tiempo igual a $2\Delta t$. La suposición del logro de la velocidad instantánea ocasiona que la presión en el tiempo cero salte desde 28.10 kg/cm² hasta el valor B y lo mantenga durante 2 intervalos de tiempo o hasta que el disturbio llegue al orificio y regrese a la bomba. Entonces la presión aumentará instantáneamente hasta D y mantiene este valor por dos intervalos de tiempo. Como se ve en la Fig. 12-40 este proceso continúa hasta la presión más alta que se puede conseguir (L) y luego cae (N, P, R). Dichas presiones se inscriben en la gráfica de la Fig. 12-41 (diagrama inferior). Se sigue el mismo procedimiento al graficar las presiones y velocidades (C, E, G, I, K, M, O, Q, S) del lado del orificio [Fig. 12-41 (diagrama superior)].

Supóngase que se desea conocer las velocidades y presiones que existen en un punto de la tubería distante 33.02 cm de la bomba. En la Fig. 12-41 (parte central) en la ordenada igual a 33.02 cm (punto a) se traza una línea horizontal ab en la parte central de la gráfica. Conociendo la dirección de desplazamiento del disturbio, se pueden determinar las presiones y velocidades. En la Fig. 12-41 la presión en un punto colocado a 33.02 cm desde la bomba

es de 28.12 kg/cm², desde el tiempo cero hasta el punto *a'*. Luego aumenta la presión hasta el valor *B* que existe en el extremo del lado de la bomba. Esta presión se mantiene hasta que el disturbio llega al orificio y regresa al punto colocado a 33.02 cm; esto es, hasta el tiempo *b'*. Luego la presión aumenta hasta *C*, correspondiente a la que existe en el extremo del orificio del tubo. El trazo completo de la presión, así como los cambios de velocidad se representan en esta forma para cualquier punto de la tubería.

12-16. Comparación de los diagramas históricos. En la Fig. 12-42 se ilustran los diagramas históricos completos para una tobera abierta, para las condiciones de un medio y el doble, de la velocidad normal. Nótese que aumentando la velocidad del motor se eleva la presión de inyección en el orificio, desde 98.42 kg/cm² con la velocidad más baja, hasta 632.7 kg/cm² con la velocidad más alta. Con una tobera abierta de este tipo, es difícil obtener presiones lo suficiente elevadas para que permitan al motor holgar o desplazarse en buenas condiciones a bajas velocidades sin encontrar luego presiones extremadamente altas a grandes velocidades.

El atraso de la inyección es constante para todas las condiciones de velocidad e iguales a Δt (*x* en la Fig. 12-42). Para altas velocidades, Δt es un mayor número de grados de giro del cigüeñal que para bajas velocidades y se retarda la inyección (sin embargo, nótese la acción de estrangulamiento de

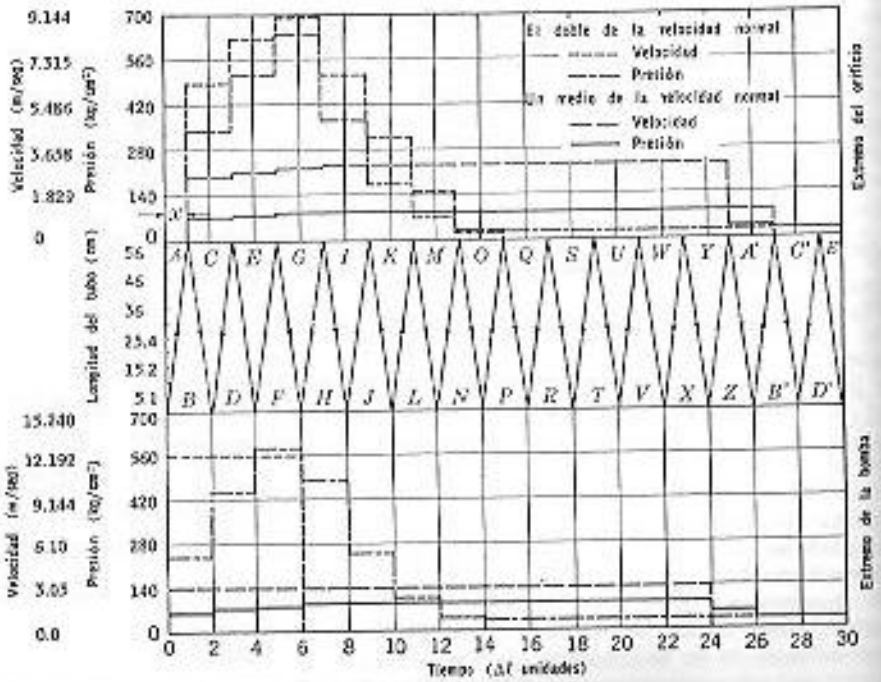


Fig. 12-42. Efecto de la velocidad sobre el diagrama histórico para toberas abiertas

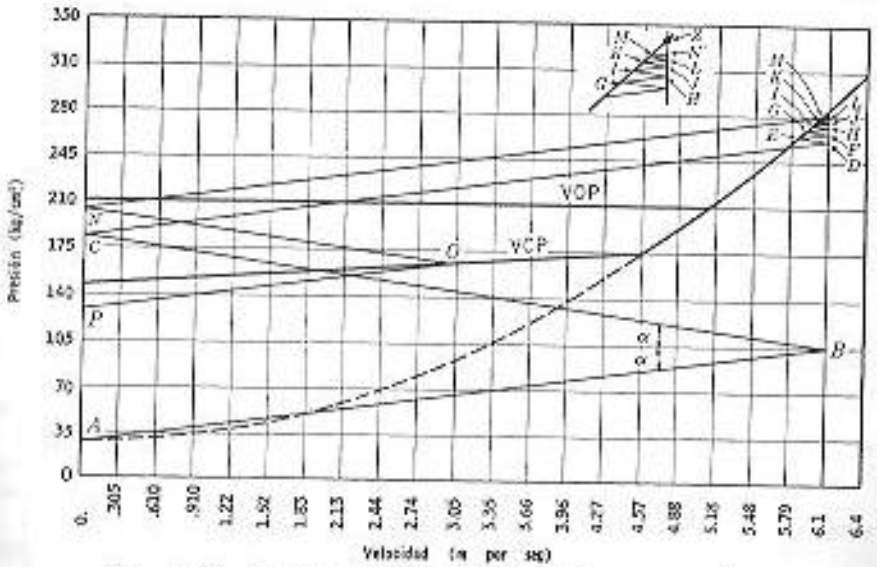


Fig. 12-43. Curva de eflujo para la tobera cerrada

las lumbreras, Fig. 12-7). Esta característica puede modificarse mediante el control de distribución Fig. 12-11. Disminuyendo la velocidad del motor se consigue una mayor aproximación de las características de descarga de la tobera con las de la bomba de suministro. En altas velocidades, la duración de la inyección en *grados del cigüeñal*, aumenta considerablemente desde la duración esperada.

Si el tubo de inyección es corto, el tiempo requerido por el disturbio para desplazarse, desde la bomba hasta el orificio, se acorta proporcionalmente. Para una duración dada para el desplazamiento desde la bomba, aumentará el número de incrementos de tiempo (Δt). Por ejemplo, si el tubo tiene la mitad de la longitud del utilizado en el problema anterior, el número de veces que el disturbio puede viajar desde la bomba hasta el orificio será el doble. En forma similar trabajando a la mitad de la velocidad, se duplica el *tiempo* en que el émbolo buzo se mueve.

12-17. Características de las toberas cerradas. En los motores modernos, las toberas con válvulas accionadas por resorte se emplean extensamente. Tales toberas tienen una presión definida de apertura (VOP) y presión de cierre (VCP) con las curvas de suministro o de eflujo semejantes a las de la Fig. 12-43 construidas para las condiciones del Ej. 1. Nótese que el primer disturbio *C*, recibido en el extremo del orificio del tubo, no eleva la presión lo suficientemente alta para vencer la presión de apertura de la válvula. Consecuentemente ocurre una reflexión total, con el disturbio desplazándose de regreso al émbolo *D* donde es reforzado y regresado al orificio *E*. La presión en *E* es de 207.14 kg/cm² que es más que suficiente para abrir la tobera. Nótese que en este caso, el atraso de la inyección es el tiempo tomado por el disturbio para efectuar tres recorridos del tubo (3 Δt intervalos de tiempo).

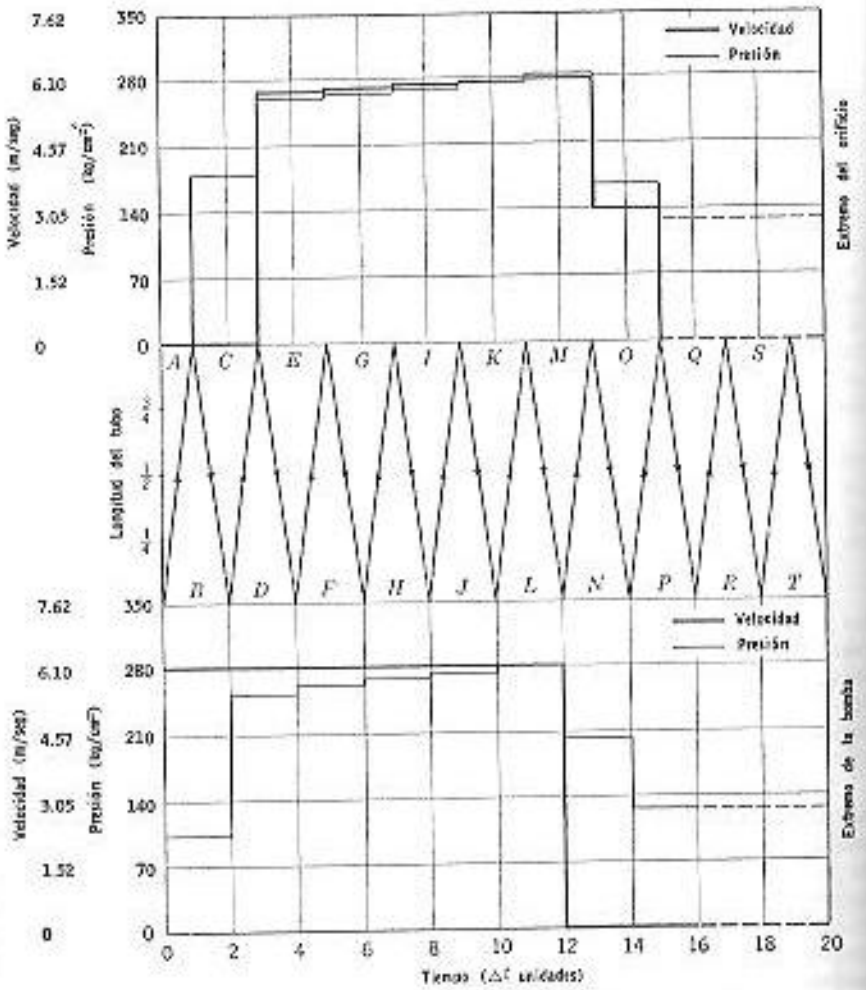


FIG. 12-44. Diagrama histórico de la tobera cerrada

Las condiciones de equilibrio del flujo se consiguen con mucha aproximación en este problema, debido a que los flujos en la bomba y en el orificio tienden a Z (condiciones de flujo estable).

Al final de la carrera de inyección (12 intervalos de tiempo, Δt), la velocidad del émbolo bajo baja hasta cero con la consiguiente caída de presión en el tubo en el extremo N de la bomba. (Nótese que en el extremo del lado de la bomba, la presión se eleva teóricamente hasta N' en el 12avo intervalo de tiempo Δt; sin embargo, como se supone que el émbolo de la bomba se detiene instantáneamente, la presión caerá instantáneamente desde $N'N$ hasta N. En otras palabras, N' se logra en cero segundos). La inyección se corta en el orificio en el instante en el que la presión en ese punto cae por abajo de la presión de cierre de la válvula. Esto no ocurre hasta que transcurren 2 Δt intervalos de tiempo después que se logra la presión O con la presión final a lo largo de la línea igual a P. Si la presión en la línea es P al comienzo de la siguiente carrera de inyección se notará que las líneas de construcción partirán de P.

Trazando los datos de la Fig. 12-43, el diagrama histórico aparece como en la Fig. 12-44. Nótese que las toberas cerradas eliminan la baja presión de inyección y disminuyen la duración del tiempo total.

PROBLEMAS

1. ¿Cuáles son las dos diferencias fundamentales en los objetivos de los sistemas de inyección para los motores ECH y EC?
2. ¿Podrá principiar y terminar en posiciones similares del cigüeñal, la inyección dentro del cilindro de un motor ECH que la que corresponda al sistema de inyección EC?
3. ¿Un motor ECH con inyección de combustible desarrollará más o menos potencia que si se usara con carburador? Explíquelo.
4. Discutir por qué razón no se utilizan ampliamente, hoy en día, los equipos de inyección en motor ECH.
5. Hágase una lista de las ventajas y desventajas de los tres sistemas mecánicos de inyección para motores EC.
6. Hágase una lista de cada uno de los componentes, así como los cometidos de un sistema de inyección EC, comenzando con el depósito del combustible y terminando con la tobera.
7. ¿Cuál sistema de inyección especificaría para un motor EC, propuesto para trabajar a 3 000 rpm?
8. Explicar el propósito y funcionamiento de la válvula de suministro.
9. Explicar cómo "quitaría el encendido" en un motor EC.
10. Explicar cómo efectúan el avance de la inyección con aumento de carga, una bomba Bosch o una Ex-Cell-O.
11. ¿Por qué y cómo se varía rápidamente la regulación de la inyección en una bomba Ex-Cell-O?
12. ¿Qué se entiende con el término *inyector unitario*?
13. En la bomba International Harvester, el distribuidor mide el combustible. Explíquelo.
14. ¿Por qué no se utiliza una válvula ligera de suministro en la bomba International Harvester?
15. Explicar en qué forma previene los aumentos de carga, el sistema de inyección Cooper-Bessemer.
16. ¿Cuál fue la desventaja principal de las formas antiguas del sistema de inyección de conducto común?
17. Una tobera abierta se diseña para funcionar satisfactoriamente con una presión de inyección de 35 kg/cm² a velocidad holgando de 300 rpm. ¿Cuál será la presión aproximada de inyección a 2 400 rpm?
18. ¿Cuál es la diferencia básica entre una tobera abierta con válvulas de retención y una tobera cerrada?

19. Explicar por qué la presión de apertura (VOP) de la válvula no es igual a la presión de cierre (VCP) de la válvula en una tobera cerrada.

20. ¿Por qué razón no se utilizan clavijas en una tobera con agujeros múltiples?

21. Explicar cómo se diseñan las toberas cerradas para evitar las altas presiones de inyección.

22. ¿Cuál es el objetivo de la clavija en una tobera de clavija? Alguna vez se establece que la acción de secado mecánico de la clavija evita la formación de carbón en la tobera. Discútalo.

23. Mencione los tres métodos básicos de control de los sistemas de inyección para motores ECH.

24. ¿Podrá utilizarse la bomba Bosch con el sistema de medición de la Fig. 12-31? Discutirlo.

25. ¿Podrán utilizarse las bombas Ex-Cell-O o International Harvester con el sistema de medición de la Fig. 12-32? Discútalo.

26. Explicar en qué forma se puede mantener constante la relación aire-combustible en el sistema de inyección de gasolina Ex-Cell-O con cambios de velocidad.

27. Diseñar un sistema de compensación por altura para la bomba Ex-Cell-O de la Fig. 12-33.

28. Explicar en qué forma puede cambiar la medición de la admisión, el peso del combustible líquido que pasa al interior del émbolo de la Fig. 12-33.

29. La bomba de la Fig. 12-16 podrá cambiar el ajuste de la inyección que cambia la carga. Explicarlo.

NOTA: Los problemas siguientes están basados en los datos del Ej. 4.

30. Construir el diagrama histórico para funcionamiento a velocidad normal, de una tobera con tubería de inyección de 29.21 cm.

31. Repetir el Prob. 30 para velocidades igual a un medio y el doble de la normal.

32. Comparar los diagramas históricos de los Probs. 30 y 31, con la Fig. 12-41. Resuma sus conclusiones.

33. Construir el diagrama histórico para un sistema que trabaja a velocidad normal con áreas de orificio de un medio y el doble del área utilizada en el Ej. 1.

34. Supóngase que la presión de apertura de la válvula (VOP) se puede representar mediante una línea horizontal, en tanto que la presión de cierre de la válvula (VCP) característica se representa mediante una línea con pendiente $\frac{1}{2a}$. Sea la presión de apertura de la válvula (VOP) = 1.05 kg/cm² y presión de cierre de la válvula (VCP) = 70 kg/cm² (para $V = 0$ m/seg). Trácense estos límites sobre el diagrama V-p y determínese la presión en el extremo del orificio del tubo, para funcionamiento a velocidad normal.

35. Para los datos y el diagrama V-p del Prob. 34, encontrar la velocidad más baja permitida en el émbolo de la bomba, que ocasione la apertura de la válvula de inyección si la duración de la inyección es 2 Δt. (Sugestión: El punto C deberá encontrarse sobre la línea de eflujo VOP) (Presión de apertura de la válvula).

REFERENCIAS

1. De Juhasz, K. J., Zahn, O. F., and Schweitzer, P. H. *On the Formation and Dispersion of Oil Sprays*. Pennsylvania State College Engineering Experiment Station Bulletin Núm. 40, 1932.
2. Schweitzer, P. H. *Penetration of Oil Sprays*, Pennsylvania State College Engineering Experiment Station Bulletin Núm. 46. 1937.
3. Zahn, O. F. "Hydraulic Characteristics of Fuel Injection Nozzles", *Trans. ASME*, Vol. 64, Núm. 5 (mayo, 1942), Pág. 37.
4. De Juhasz, K. J. "Graphical Analysis of Transient Phenomena in Linear Flow", *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 223 (1937): Núm. 4 (abril), Pág. 463, Núm. 5 (mayo), Pág. 643; Núm. 6 (junio), Pág. 751.
5. De Juhasz, K. J. *Bibliography on Sprays*. New York: The Texas Company, 1948.
6. Lee, D. W. *The Effect of Nozzle Design and Operating Conditions on thes Atomization and Distribution of Fuel Sprays*. NACA Report Núm. 425, 1932.
7. Lange, G. M., y Van Overbeke, C. W., Fuel "Inyection for Spark-Ignited Automotive Engines", *Trans. SAE*, Vol. 3, Núm. 1 (enero, 1949), Pág. 107.

CAPITULO 13

CARACTERISTICAS DEL MOTOR Y REGULACION DE LAS VALVULAS

En este capítulo[1] se harán análisis simplificados, sobre los factores que controlan a las curvas de rendimiento del motor. Aun cuando estudios más elaborados, revelan que muchas variables afectan al rendimiento, un estudio simplificado tiene el mérito de concentrar la atención sobre consideraciones básicas.

13-1. Transferencia de calor. En la literatura para ingenieros el término *transferencia de calor*, designa con frecuencia una *relación* (kcal/hora) y este significado, se mantendrá aquí. Una *pérdida de calor*, también es una relación e indica la dirección de transferencia del calor: desde el gas, hacia el refrigerante.

La transferencia de calor entre un gas y una superficie, depende de muchas variables, tales como la temperatura, la diferencia de temperaturas, el área, la densidad, la velocidad y otras propiedades del fluido así como de la superficie. Desafortunadamente todas estas variables cambian continuamente en el motor, puesto que su funcionamiento es cíclico y las interrelaciones exactas sólo pueden ser conjeturadas. Aun cuando el calor se transfiere por radiación, así como por conducción, es probable que las pérdidas por radiación sean pequeñas, excepto posiblemente, durante el periodo de combustión (cuando las temperaturas son elevadas). En la combustión ECH, los gases que se queman no son extraordinariamente luminosos y en consecuencia las pérdidas por radiación serán pequeñas; en la combustión EC, la radiación puede ser una fuente importante de pérdidas de calor, ya que los gases tienden a ser luminosos.

En el proceso de combustión casi invariablemente ocurre la detonación hasta cierto grado (Art. 9-1) y los gases vibrantes lamen las paredes de la cámara, por lo cual aumentan las pérdidas de calor. Esta forma de la velocidad del gas, proveniente de la turbulencia de la combustión, suplementa (y probablemente sobrepase) a las velocidades del gas producidas por la velocidad del motor.

[1] Los temas de este capítulo se estudian también, al final del Cap. 5.

Independientemente de la complejidad del proceso real, se propondrán algunas generalidades. Se considera que la transferencia de calor kcal/hr (Btu/hr) entre un gas y una superficie proveniente de todas las formas de transmisión, aumenta por:

1. Aumentos de la velocidad V, del gas (proporcional a $V^{0.8}$)
2. Aumentos de la densidad ρ, de los gases (proporcional a $\rho^{0.8}$)
3. Aumentos del área A de la superficie (directamente proporcional)
4. Aumentos de la diferencia de temperaturas, Δt, entre el gas y la superficie directamente proporcional, excepto durante el periodo de combustión).

Con estas simplificaciones se llega a un problema complejo, la transferencia de calor se tiene en forma *aproximada*, por la siguiente ecuación:

$$Q(\text{kcal/hr}) = (\text{constante})V^{0.8}\rho^{0.8}A\Delta t \qquad (13\text{-}1a)$$

La selección de las variables en la Ec. (13-1a), son dictadas por las condiciones de funcionamiento del motor. Así, al aumentar la velocidad del émbolo, aumenta la velocidad del gas (principalmente en el motor ECH). El área de la superficie (dimensión A) del cilindro, también gobierna a la transferencia de calor, así como a la diferencia de temperatura entre el gas y la superficie circundante. En efecto la Ec. (13-1a) dice[2] que:

$$Q(\text{kcal/hr}) = (\text{constante})\ (\text{velocidad del émbolo})^{0.8}(\text{alimentación})^{0.8}\ (\text{área})\ (\Delta t) \qquad (13\text{-}1b)$$

Nótese especialmente, que la transferencia de calor depende de la velocidad del motor, sólo por lo que esto pueda afectar a las velocidades del gas. *Aun cuando con los aumentos de velocidad, los diferentes procesos quedan expuestos a pérdidas de calor durante pequeños periodos de tiempo por ciclo, se tienen proporcionalmente un mayor número de ciclos, como compensación exacta. En efecto, otros dos términos*, que debieran incluirse en la Ec. (13-1), han sido borrados (tiempo de exposición, hr/ciclo, y número de exposiciones ciclos/hora) porque sus unidades se cancelan (excepto durante el periodo de purga del escape, que se discutirá después).

[2] Δt Se puede considerar como la relación AF, cuando menos para los procesos de combustión y expansión.

Independientemente del hecho de que los exponentes y las constantes en las Ecs. (13-1) varían indudablemente del valor de motor a motor y de proceso a proceso, las Ecs. (13-1) tienen significado cualitativo, al interpretar los efectos de la transferencia de calor sobre el funcionamiento del motor.

13-2. El motor hipotético. El proceso de combustión y sus imperfecciones, llegan a afectar seriamente el rendimiento del motor y como consecuencia opacan los efectos de las pérdidas de calor. Por esta razón se ha ideado un *motor hipotético*, con un proceso ideal de combustible es convertido completamente en productos y también porque la elevación de presión de la combustión tiene lugar en la posición óptima del ángulo girado por el cigüeñal, independientemente de la velocidad o de la carga. Se considera que el último enunciado se logra mediante la regulación de la chispa (Art. 4-9). Empero, en el motor hipotético existirán las pérdidas de calor y las pérdidas por fricción. Si las pérdidas de calor son iguales a cero[3] y si se duplica la velocidad del motor hipotético, también se duplicarán el consumo de combustible (kg/hr) y la potencia indicada producida; en forma similar, para velocidad constante, duplicando la carga se duplica el gasto de combustible y la potencia indicada.

13-3. La transmisión de calor y el motor. En un motor, se puede considerar la transmisión de calor durante una carrera o durante un ciclo (kcal) o como una relación (kcal/hr). Los términos *pérdida de calor* y *transferencia de calor*, *porcentaje de pérdida de calor* y *pérdida específica del calor*, se utilizan o quedan implicados, en las siguientes definiciones:

Pérdida de calor y transferencia de calor: proporciones, en Kcal/hr

$$Q(\text{Kcal/hr})$$

Porcentaje de pérdidas de calor: una relación entre las pérdidas de calor y el calor de combustión, del combustible quemado en el mismo intervalo de tiempo.

$$\left(\frac{Q\ \text{kcal/hr}}{m/\text{kg/hr}\ Q_c\ \text{kcal/kg}}\right)$$

[3] O si el porcentaje de pérdidas de calor (Art. 13-3) es constante.

Pérdida específica de calor: una proporción por unidad de potencia desarrollada por el motor; unidades kcal por hp-hr.

$$\left(\frac{Q\ \text{kcal/hr}}{n\ \text{hp}}\right)$$

(también se emplean minutos en lugar de horas). Nótese que las pérdidas específicas de calor se convierten en una proporción pura, si la potencia se expresa en kcal por hora.

En el funcionamiento del motor de émbolo reciprocante, las pérdidas de calor provenientes del fluido utilizado, tienen lugar durante los procesos de compresión, combustión, expansión y escape; solo que en la carrera de admisión la dirección de la transferencia de calor, se invierte, siendo calentada la alimentación fresca, por las paredes calientes de la cámara.

No todas las pérdidas afectarán a la potencia entregada por el motor. Por ejemplo, la pérdida de calor durante el proceso de combustión, repercutirá en una reducción en la potencia; pero la pérdida durante la carrera de escape, representa energía que nunca es disponible para ser utilizada. Considerando que la pérdida de calor durante el proceso de combustión sea un 5% del calor de combustión del combustible y que el rendimiento térmico del motor, sea de 30%. El 5% de pérdidas es aproximadamente igual al 1.5% de reducción en el trabajo (30%) (5%) = 1.5%. Por otra parte, la reducción es una fracción considerable del trabajo total: 1.5% /30% = 5%.

TAMAÑO. Considérense dos motores similares pero de diferentes tamaños (desplazamientos). ¿Cuál será la relación de las pérdidas relativas del calor, cuando las velocidades[4] de funcionamiento sean iguales? Las pérdidas de calor del motor más grande, serán mayores porque en tanto que en ambos, los gases y las superficies tienen características similares, en el mayor se dispone de una área más grande para transferir el calor. Y más importante, el porcentaje de las pérdidas de calor disminuyen al aumentar el tamaño del motor. Al duplicar el área, el volumen o la masa de los gases dentro del cilindro son más del doble.[5] Por ésta razón, con el tamaño del motor, disminuye la relación entre la pérdida de calor y el calor de combustión de la mezcla total, quemada en el mismo intervalo de tiempo: los motores grandes, tendrán mayores rendimientos térmicos que los motores pequeños permaneciendo iguales todas las demás consideraciones.

[4] Promedio de la velocidad del émbolo, para asegurar igualdad en la velocidad de los gases.

[5] Considérese un cubo de lado L; el volumen será L^3 y el área $6L^2$; si el área se duplica el volumen aumentará según el factor $(2)^3/2$.

También será evidente que se reducen las pérdidas de calor, diseñando la cámara de combustión de forma que se tenga una mayor relación de volumen a superficie. Los motores con válvulas en la cabeza generalmente tienen pérdidas de calor, ligeramente inferiores a las que tienen los motores similares, pero de cabeza en L.

VELOCIDAD. Durante las carreras de admisión, compresión y escape la velocidad del gas queda relacionada con la velocidad del émbolo y, por lo tanto, aumenta la transferencia de calor [Kcal/hr, (Btu/hr)] con el aumento en velocidad (exponente 0.8). Sin embargo, la cantidad de mezcla (kg por hr) que pasa por el motor, aumenta directamente con la velocidad (exponente aproximado 1.0) y por ello disminuye ligeramente el porcentaje de pérdidas de calor los aumentos de velocidad.

Cuando tienen lugar la combustión y la expansión, la turbulencia de los gases quemados es afectada notablemente por las tendencias explosivas del proceso de combustión; y esta condición es especialmente cierta cuando aparece la detonación (Tabla 13-1), aun cuando sea leve y no objetable (Art. 9-1). También estarán presentes las pérdidas por radiación. Las pérdidas de calor podrán aumentar a partir de los cambios en velocidad, pero en menor grado que durante la carrera de compresión, en tanto que el porcentaje de pérdidas de calor disminuirá decididamente con el aumento de la velocidad (y esta pérdida es la que primeramente afecta a la potencia entregada por el motor).

El proceso de escape incluye la purga del mismo a través de la válvula del escape a velocidad esencialmente constante y de valor sónico[6] (y supersónico). Debido a la constancia de la velocidad y en consecuencia a la duración constante del tiempo, las pérdidas de calor hacia la válvula y lumbrera será directamente proporcional a la velocidad cíclica, con porcentajes relativamente constantes de las pérdidas de calor (vea la discusión a continuación de la Ec. [13-1*b*]). La conclusión para el resto del proceso del escape, se ha discutido en el primer párrafo.

[6] Nótese que la lumbrera del escape corresponde a un orificio o tobera de flujo. Ya que la caída de presión durante la purga, es considerable, se logra la velocidad crítica (Art. 3-8), y por lo tanto la extensión del tiempo para la purga, tiende a ser constante (y además puede arriba de un número proporcionalmente mayor de grados de giros del cigüeñal, con aumentos de velocidad).

VARIACIONES DE LA CARGA. En el motor ECH, las variaciones en la carga, son acompañadas por variaciones en la densidad de la mezcla combustible-aire y por ello, las pérdidas de calor aumentan con los aumentos en la carga (exponente 0.8). En virtud de que la cantidad de la mezcla varía directamente con la densidad (exponente 1.0), el porcentaje de pérdidas de calor, disminuye ligeramente con los aumentos de la carga (y esta característica podrá cambiar, antes de llegar a la plena carga, debido a la detonación).

El motor EC induce una cantidad constante de aire, e inyecta diferentes (pero pequeñas) cantidades de combustible, en proporción con la carga. La densidad de la mezcla es relativamente constante, por lo cual la pérdida de calor por este factor, es constante. Por otra parte, el cambio en la relación aire-combustible con la carga, va acompañado por cambios correspondientes en las temperaturas medias de la combustión y la expansión. Para cargas ligeras, el promedio de temperaturas es bajo y la pérdida de calor es menor, que cuando el motor está sobrecargado. El efecto neto de ambos factores,

TABLA 13-1. BALANCE DE CALOR EN UN MOTOR CON CABEZA EN L
(1 400 rpm, relación AF 14-2)
(W. Swan-R. Anderson)

	Golpeteo No Audible		Golpeteo Audible	
	Porcentaje del calor de combustión	Porcentaje de la carga de refrigeración	Porcentaje de calor de combustión	Porcentaje de la carga de refrigeración
Localización de las pérdidas de calor				
Lumbrera de escape	7	18	6	14
Cabeza	19	49	22	51
Cilindro	13	33	15	35
	39%	100%	43%	100%
División de la energía suministrada				
Gas del escape	37	.....	32	.....
Fricción	4	.....	5	.....
Potencia al freno	18	.....	16	.....
No medibles*	2	.....	4	.....
	100%		100%	

* Los valores pequeños para los conceptos no medibles son casuales y no infieren precisión.

la densidad y la diferencia de temperaturas, es el aumento de la pérdida de calor con aumentos de la carga. Como la cantidad de combustible se proporciona a la carga, el porcentaje de pérdida de calor tiende ya sea a la constancia o bien disminuye ligeramente.

DISTRIBUCIÓN DE LAS PERDIDAS DE CALOR. Solamente una parte del calor de combustión del combustible, aparece como trabajo mecánico; mientras que el resto es reflejado principalmente por la carga del refrigerante y por la temperatura del gas del escape. La carga del refrigerante es afectada no sólo por la transferencia de calor desde los gases calientes, sino que también, por el trabajo y la fricción del motor. Por ejemplo, el raspado del émbolo y de los anillos del émbolo contra los cilindros, ocasiona que aumenten las cargas por enfriamiento. Como el trabajo por fricción se mide generalmente con el motor en movimiento (Art. 2-5), las pruebas de balance de calor sobre los motores, podrán ser un tanto erróneas porque puede aparecer en los cálculos el mismo concepto, dos veces. En otras palabras, el trabajo de la fricción del motor, es reflejado por aumentos en la carga de refrigeración, de radiación, conducción y temperatura del aceite.

La Tabla 13-1 muestra la distribución de la energía en un motor pequeño (e ineficiente), con ductos divididos para el refrigerante. La pérdida de calor hacia la cabeza del cilindro y a las paredes, aumenta cuando aparece el golpeteo audible, debido a la acción más rápida de rascado de los gases, sobre las paredes de la cámara. Complementando este aumento, nótese la disminución en las pérdidas en el compartimiento de la válvula del escape, lo cual proviene de la temperatura inferior de los gases del escape (véase también la Fig. 9-22).

El efecto de la carga de refrigeración, de elevar la relación de compresión, se ilustra en la Fig. 13-1c. Es evidente una pequeña diferencia en las pérdidas de calor (relación), aun cuando al estudiarlas (Fig. 13-1*d*) se evidencia una notable reducción y esto es debido a la ganancia de la potencia en la flecha, proveniente de los motores de alta compresión.

La pérdida de calor en el refrigerante puede ser reducida[1] notablemente, utilizando bien sea exceso de combustible o agua para que sirva de refrigerante interior (Fig. 9-24). La acción enfriadora proviene no sólo de la acción directa de los calores latente y específico del líquido, sino que también indirectamente reduciendo la detonación que generalmente existe, hasta cierto grado.

[1] Y es interesante notar que en esa forma puede *elevarse* la temperatura del gas del escape porque se desecha menos energía hacia el agua de enfriamiento.

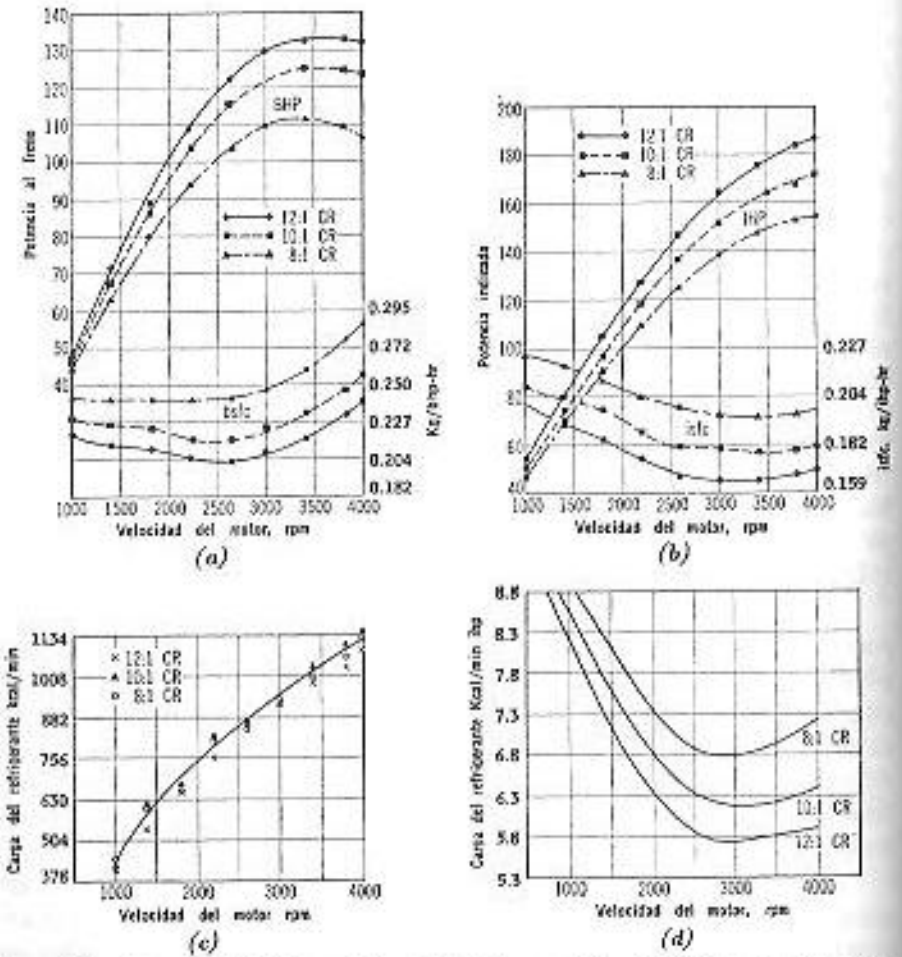


FIG. 13-1. Prueba del Motor Oldsmobile V-8, modificado; hecha con tres relaciones de compresión. Motor de $3\frac{3}{4} \times 3\frac{1}{4}$ plg., 287 plg³. (Tomado de M. Roensch, *SAE Journal*, junio, 1949)

Las pérdidas de calor a través del ciclo, determinadas para un motor particular, aparecen en la Tabla 13-2. Los valores calculados, dependen de varios supuestos hechos por Janeway y deben considerarse como representativos. Los supuestos y las conclusiones hechos en este artículo, difieren de las de Janeway, aun cuando son evidentes las mismas tendencias generales.

Al juzgar los efectos de las pérdidas de calor sobre el funcionamiento del motor, es bueno recordar que la carga de refrigeración

TABLA 13-2. PERDIDAS DE CALOR EN UN MOTOR ECH*

Pérdidas de calor	1 000 rpm		2 000 rpm		2 800 rpm	
	kcal/min	%	kcal/min	%	kcal/min	%
Cantidades medidas						
1. Entrada de calor ...	1343	100	2606	100	3616	100
2. Trabajo producido ..	357	26.6	677	25.9	885	24.5
3. Trabajo de la fricción	59	4.4	170	6.5	284	8.5
4. Trabajo indicado: (2) + (3)	416	31.0	847	32.5	1194	33.0
5. Calor perdido en el refrigerante	542	40.4	874	33.5	1091	30.1
Cantidades calculadas						
6. Calor perdido en la compresión	85	0.6	16	0.6	21	0.6
7. Calor perdido en la combustión	67	5.0	92	3.5	103	2.8
8. Calor perdido en la expansión	279	20.8	431	16.5	526	14.5
9. Calor perdido en el escape	62	4.6	103	3.9	129	3.6
10. Total	416	31.0	642	24.9	779	21.5
11. No consideradas (5)-(10)	126	9.4	132	8.9	312	8.6
12. Calor aproximado sacado por el escape: (1)-(2)-(5)	444	33.0	1055	40.4	1640	45.4

* Tomado de Janeway, Ref. 2. (Relación de compresión = 5.4 : 1, 8 cilindros 8.38 × 10.8 con cabeza en L).

refleja transferencia de calor a partir de todos los procesos y también, los efectos de fricción. Son las pérdidas de calor durante los procesos de compresión, combustión y expansión (y especialmente en los últimos dos procesos), las que afectan el trabajo entregado en la flecha por el motor y su rendimiento térmico. Un resumen de esta sección junto con los comentarios anteriores en mente, muestra que el funcionamiento será afectado en las formas siguientes (especialmente cierto, para los motores hipotéticos):

1. Para los motores ECH y EC con el estrangulador completamente abierto y con velocidad variable.

a. Los porcentajes[8] de pérdidas de calor disminuyen notablemente, con los aumentos de velocidad.

2. En los motores ECH y EC a velocidad constante y carga variable.

a. Los porcentajes de pérdidas de calor disminuyen ligeramente, con los aumentos de la carga.

La detonación cambia estas tendencias notablemente. En el motor ECH el efecto del aumento de velocidad, es el de reducir la detonación y asi, la conclusión 1a. tiende a reforzarse; sin embargo, el efecto del incremento de la carga a velocidad constante, es el de aumentar la detonación y la conclusión 2a., se debilita. En la discusión que sigue, es más común considerar que la detonación es relativamente constante para las condiciones de funcionamiento.

13-4. Alimentación unitaria de aire.[9] El trabajo desarrollado por un motor, depende directamente de la cantidad de energía liberada al quemarse una mezcla de aire y combustible. Puesto que tanto el aire como el combustible son partícipes en el proceso de combustión, es evidente que los dos son igualmente importantes. Sin embargo, el volumen ocupado por un combustible liquido o gaseoso, es solamente una fracción del volumen ocupado por el aire y por esta razón, la inducción del aire presenta el problema mayor. Si el motor no induce la mayor cantidad posible de aire, el trabajo entregado por él será limitado, no importa cuanto combustible sea añadido. Un requisito básico para un motor, es su capacidad para inducir una gran cantidad de aire por unidad de desplazamiento del émbolo. *Al peso del aire atraído al interior del motor en una carrera de admisión, se le llamará la alimentación unitaria de aire.* Dividiendo la alimentación unitaria, entre el peso del aire que llena el volumen de desplazamiento de un cilindro, a la presión y temperatura de admisión, se tiene el rendimiento volumétrico (Art. 2-15).

Considérese que las válvulas de disco y vástago y movimiento vertical, de los motores comunes de émbolo reciprocante, se abren y

[8] En los motores verdaderos, las pérdidas específicas de calor tienden a ser mínimas cerca de la plena carga o plena velocidad (Fig. 13-1d) y luego aumentan ligeramente debido: (*a*) que la combustión no es tan eficiente, cediendo menor potencia en la flecha y (*b*) las pérdidas de calor, medidas en el refrigerante, incluyen todas las pérdidas de calor en el motor y además, una parte de la potencia (hp) perdida en las fricciones.

[9] Esta discusión enfatiza el funcionamiento sin válvula estranguladora sobre la admisión del aire, porque: (1) este es el funcionamiento usual, del encendido por compresión y (2) la cantidad limitadora de aire, se introduce bajo estas condiciones (además, menores cantidades de aire son proporcionadas rápidamente mediante estrangulación, como en el motor encendido por chispa).

cierran mediante un mecanismo de levas. El juego entre la leva, el levanta-válvulas y la válvula, debe desaparecer lentamente y la válvula ser levantada con suavidad al principio, si deben evitarse el ruido y el desgaste. Por las mismas razones la válvula no debe cerrar abruptamente o de lo contrario "rebota" en su asiento. En la Fig. 13-2 se muestran tres puntos diferentes de cierre de la válvula de admisión con un punto común de apertura. En todos los casos, la válvula de admisión principia a abrir antes del punto muerto superior (TDC), de tal forma, que cuando el émbolo desciende en su carrera de admisión el área de apertura de la válvula, no será tan pequeña como para estrangular seriamente el flujo del aire que entra. Esta regulación es conveniente, debido a la lenta proporción de aumento del área de la válvula al comienzo del levantamiento de la leva.

Supóngase primero, que la válvula de admisión cierra en el punto muerto inferior (BDC), por lo tanto, principiará a cerrar mucho antes de dicho punto, puesto que en esa posición ha de llegar lentamente al reposo. Con velocidades lentas del émbolo, la pérdida por estrangulación será pequeña puesto que las velocidades del aire a través del múltiple y la válvula, son bajas y la alimentación unitaria de aire

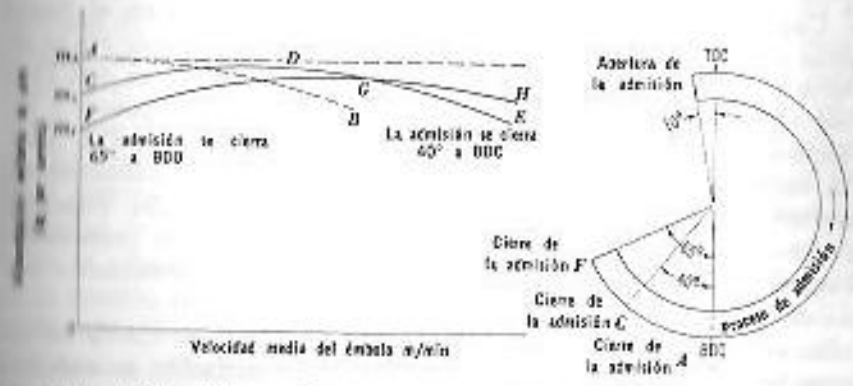


Fig. 13-2. Efecto de la regulación de la válvula sobre la alimentación unitaria de aire. Estrangulación del aire completamente abierta

llega a aproximarse al valor límite, m_t. Esta alimentación de aire, correspondería a llenar el volumen de desplazamiento con aire a la temperatura y presión ambiente; esto es, que el rendimiento volumétrico (Art. 2-15) sería de 100%. Pero en realidad a medida que la velocidad del émbolo aumenta, la del flujo de aire inducido por su movimiento, también aumenta y las pérdidas por estrangulación del

cierre anticipado de la válvula de admisión, serán correspondientemente mayores. Por lo tanto, alimentación unitaria de aire tendrá una característica baja, como *AB* (Fig. 13-2), si la válvula de admisión cierra en el punto muerto inferior (BDC).

Obsérvese que cuando el émbolo llega al punto medio de su recorrido, la velocidad será mayor y la impartida al gas de entrada, también será la máxima. A medida que el émbolo se retarda y llega a su punto de reposo en el punto muerto inferior (BDC), el momentum del gas de entrada, especialmente en las velocidades más altas del motor, continuará alimentando al cilindro aún cuando la velocidad del émbolo se haga cero (en el BDC). Para sacar ventaja de este efecto de inercia de la alimentación, se permite que el cierre de la válvula de admisión se ratarde, hasta 40° después del punto muerto inferior (a BDC). Por otra parte, en la carrera de retorno (compresión), el émbolo sube con baja velocidad del motor y como la válvula de admisión aún está abierta, una parte de la alimentación será rechazada de regreso al múltiple de admisión. Es decir, se tendrá una alimentación unitaria de aire de solo w_E. Sin embargo, a medida que aumenta la velocidad, el aire en el múltiple y el que fluye a través de la lumbrera de admisión, alcanzarán altas velocidades. Cuando el émbolo alcanza su posición de reposo en el punto muerto inferior (BDC) y lentamente principia a regresar en la siguiente carrera, el momentum del aire de entrada no es tan fácil de ser vencido por el émbolo, moviéndose en direción opuesta y así es aspirada una mayor alimentación específica: *C* a *D*, Fig. 13-2. Si la velocidad aumenta continuamente, se alcanza finalmente un punto en el cual la fricción fluida proveniente de la alta velocidad del aire en movimiento, más que compensa la ganancia proveniente del momentum de la alimentación del cilindro y la alimentación unitaria de aire, disminuye: *D* a *E* (Fig. 13-2).

En la misma forma, si la válvula de admisión se cierra en un tiempo posterior *F*, para velocidad cero, la alimentación se reducirá hasta h_F, y el equilibrio o punto máximo *G*, se moverá a una velocidad mayor. Aun cuando *G* será inferior a *D*, se obtendrá una ganancia en altas velocidades, como se muestra por *GH*, situada en su mayor parte arriba de *DE* (Fig. 13-2).

Continuando con el razonamiento anterior, el punto máximo de la alimentación unitaria de aire, puede transferirse a velocidades superiores o inferiores, cambiando ya sea la regulación de la válvula de admisión, o las dimensiones del múltiple y el área de apertura de la válvula; o mediante ambos métodos. Si se aumentan las áreas de

la válvula y el múltiple por ejemplo, con un diámetro mayor, paredes lisas del múltiple y válvulas grandes con lumbreras aerodinámicas; la velocidad para máxima alimentación y por lo mismo, la alimentación unitaria de aire será transferida a una velocidad mayor.

En esta discusión se ha ignorado el proceso del escape, aun cuando en los motores reales, la existencia del gas residual afecta a la alimentación unitaria de aire. Considérese el gas residual en el volumen de compresión, estando a una presión superior a la del múltiple de admisión. Al abrir la válvula de admisión, el gas residual en el volumen de compresión se dilata dentro del múltiple de admisión y luego es succionado al interior del cilindro, a medida que el émbolo desciende en la carrera de admisión. El efecto de la alta presión del gas del escape, es el de reducir la alimentación unitaria del aire. Obsérvese también, que la apertura de la válvula de admisión antes del punto muerto superior TDC, o antes de que cierre la válvula de escape, tiende a reducir la alimentación unitaria de aire, ya que aumenta el flujo de retorno del gas residual al interior del múltiple de admisión. Por otra parte, si la presión del gas del escape es menor que la presión de admisión, será estimulada la inducción de la alimentación de entrada. Este efecto puede provenir del momentum de la columna del gas residual a través del tubo del escape, creando un vacío en la cámara de combustión. Los gases del escape viajan a lo largo del tubo correspondiente a altas velocidades, debido al proceso de purga y debido a la evacuación de la masa del cilindro en la carrera del escape. A medida que el émbolo reposa en el PMS de la carrera del escape, la masa de gas en el sistema residual y la velocidad de esa masa, dan origen a un efecto de momentum que barre la cámara de combustión y reduce su presión. La magnitud de la presión final del escape es controlada: por la longitud del tubo de salida, la velocidad del gas dentro de él, la descarga proveniente de los otros cilindros y la frecuencia de descarga de los gases. Al mismo tiempo, el cierre de la válvula del escape eventualmente ocasiona que se invierta el flujo en el tubo de salida, reflejándose en su interior una onda de presión atrás y adelante. Si esta onda de presión regresa a la lumbrera del escape durante las etapas finales del escape, la presión en el espacio de compresión será mayor que la atmosférica. Por esta razón, el sistema del escape se "afina" cambiando las proporciones de los tubos para obtener funcionamiento óptimo con una velocidad particular y un funcionamiento aceptable, en todas las velocidades. (El sistema de admisión podrá tener ondas

reflejadas de presión provenientes del flujo intermitente, aun cuando el múltiple pequeño, tiende a hacer mínimos tales disturbios).

En seguida considérese la introducción de la mezcla real de combustible-aire dentro del cilindro del motor ECH, con estrangulación completamente abierta. Siendo necesario el calor para vaporizar una porción del combustible, para su buena distribución, la alimentación unitaria de aire disminuirá, porque ha disminuído la densidad del aire y porque el volumen del combustible gasificado, desplaza una parte del aire. La mezcla al entrar al cilindro, también es calentada por contacto con las paredes calientes del mismo y por la mezcla de los gases residuales calientes. El último efecto no es una pérdida de importancia porque la expansión de la mezcla es compensada parcialmente, por la contracción del residuo del escape al enfriarse.

En resumen, la alimentación unitaria de aire y por ello el rendimiento volumétrico, son controlados y afectados:

1. Por el punto de cierre de la válvula de admisión (y el punto de apertura).
2. Por la velocidad del émbolo.
3. Por las áreas de la abertura de la válvula de admisión y del múltiple de admisión.
   a. Por las admisiones de los otros cilindros en el mismo múltiple.
4. Por la presión retrasada del escape.
   a. Por el ajuste de la válvula de escape.
   b. Por los disturbios provenientes de otros cilindros.
   c. Por la longitud del tubo de escape.
5. Por el calentamiento de la alimentación entrante.
   a. En el múltiple.
   b. En el cilindro (por las paredes calientes).
6. Por la presencia del combustible vaporizado.

La lista anterior no implica que todas las variables puedan cambiar individualmente de valor para obtener las características deseadas de la alimentación unitaria. Para un tamaño dado de motor, las áreas de las válvulas y los ductos del múltiple, son influenciadas por el punto de vista de las consideraciones de espacio y esfuerzos mecánico-térmicos, así como por consideraciones de rendimientos volumétricos. Los conductos se trazan para reducir las pérdidas por fricción del fluido y experimentalmente se determina el grado de calentamiento de la alimentación para la buena distribución. Las condiciones que reclaman al traslape de las válvulas pueden ser

modificadas por las necesidades del motor para holgar (Art. 11-1). La presión del escape se reduce a un valor que no ocasione ruido excesivo del escape. La prueba del diseño con un motor experimental, permite que la regulación de las válvulas (y el afinado del escape), se ajuste para funcionamiento óptimo.

13-5. Par de la fricción, potencia de la fricción y rendimiento mecánico. Estando el motor funcionando con el estrangulador completamente abierto, requiere potencia para vencer la fricción mecánica de los cojinetes y para vencer la fricción fluida, asociada con las pérdidas por bombeo (Art. 5-8). La potencia correspondiente a la fricción, aumenta casi con el cuadrado de la velocidad y, por lo mismo, el par de la fricción aumentará también, casi en proporción con la velocidad (Fig. 13-3). En consecuencia, el trabajo y la potencia obtenidos del proceso de combustión, se utilizará en parte, para vencer la fricción en los mecanismos del motor. Las determinaciones de la fricción se hacen generalmente moviendo el motor mediante un dinamómetro (Art. 2-5). En la Fig. 13-3 se muestra la potencia total y también las reduciones por la potencia utilizada en la fricción, obtenidas cuando se desconectan diferentes componentes del motor. La curva más baja representa la potencia consumida por el cigüeñal, el árbol de levas, los botadores, las válvulas, el distribuidor, la bomba del aceite y los engranes para la regulación del encendido (tiempo).

Se ha definido el rendimiento mecánico, como la relación entre la potencia al freno (bhp), y la potencia indicada (ihp) (Art. 2-10). Debido a las características de aumento muy pendientes de la curva de potencia pérdida en la fricción (fhp), el rendimiento mecánico disminuye con el estrangulador totalmente abierto, a medida que aumenta la velocidad, Figs. 13-4 y 14-11. Nótese que el rendimiento mecánico con estrangulación parcial, puede ser de poco valor:

$$\eta_m = \frac{\text{bhp}}{\text{ihp}} = \frac{\text{bhp}}{\text{bhp}+\text{fhp}} = \frac{1}{1+\text{fhp}/\text{bhp}}$$

Cuando se reducen los bhp a velocidad constante, los fhp tienden a ser constantes o disminuyen ligeramente. Como los bhp tienden a cero, la fracción fhp/bhp puede adquirir valores bastante altos y el rendimiento mecánico se hace correspondientemente menor (llegando a ser cero, para el motor sin carga al freno).

13-6. El par y la presión media efectiva. El par de un motor, es su momento de torsión o su capacidad para realizar trabajo. Así, la energía mecánica obtenida en una revolución, es proporcional al

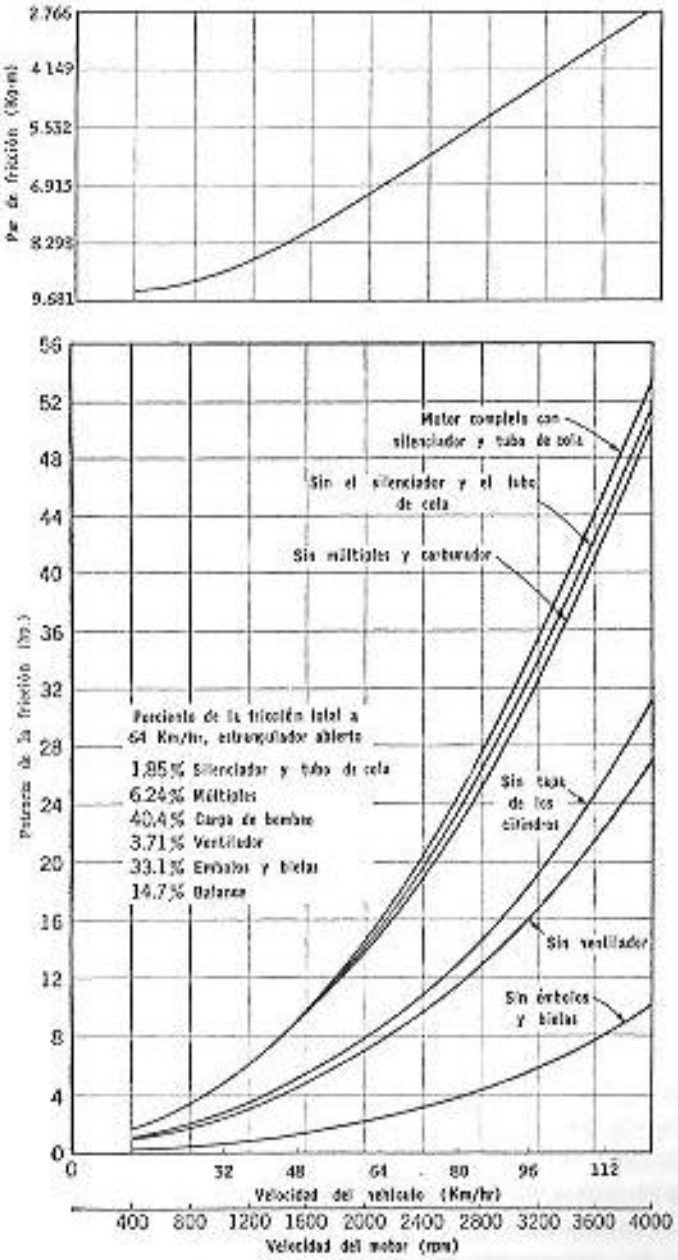


FIG. 13-3. Variaciones de la potencia utilizada en las fricciones y par de la fricción en un motor ECH con velocidad, estando el estrangulador completamente abierto. (Según Youngren, Ref. 1.)

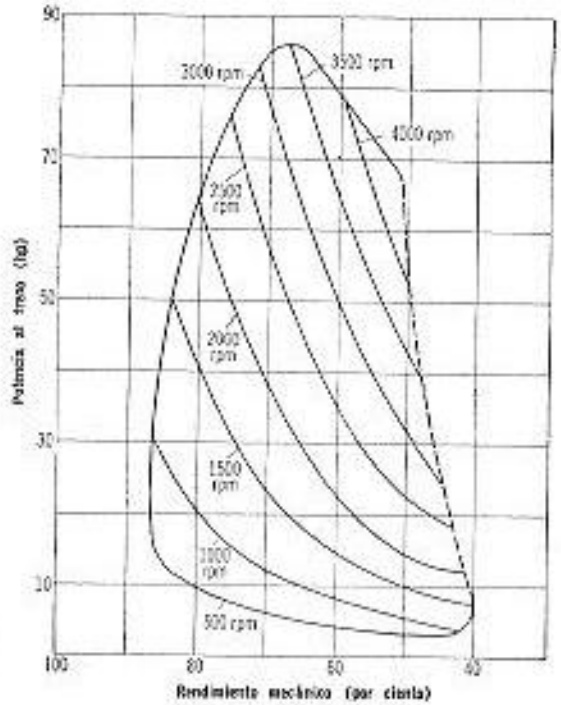


FIG. 13-4. Rendimiento mecánico de un motor automotriz ECH. La línea interrumpida representa las condiciones de carga en el camino. (Tomado de Youngren, Ref. 1.)

par ($W = 2\pi$ par). Para un motor hipotético (Art. 13-2), con pérdidas constantes[10] de calor, el par indicado y la alimentación unitaria serán directamente proporcionales. Puesto que el par y la presión media efectiva son proporcionales para cualquier motor (Art. 2-12), la curva del par también puede servir como la de la presión media efectiva (mep), empleando apropiadamente las ordenadas al doble, como se ilustra en la Fig. 13-5.

Las relaciones en la Fig. 13-5, no dependerán del tipo del motor, excepto que sea ideal. Luego la curva ideal de funcionamiento para el par indicado [y la presión media efectiva indicada (imep)] de un motor EC, *no* es una curva plana sino que debe ser exactamente equivalente a la curva de par ideal para el motor ECH y ambas curvas teóricas, deben mantener relaciones constantes con la curva de la alimentación unitaria.

[10] O bien, con pérdidas de calor igual a cero.

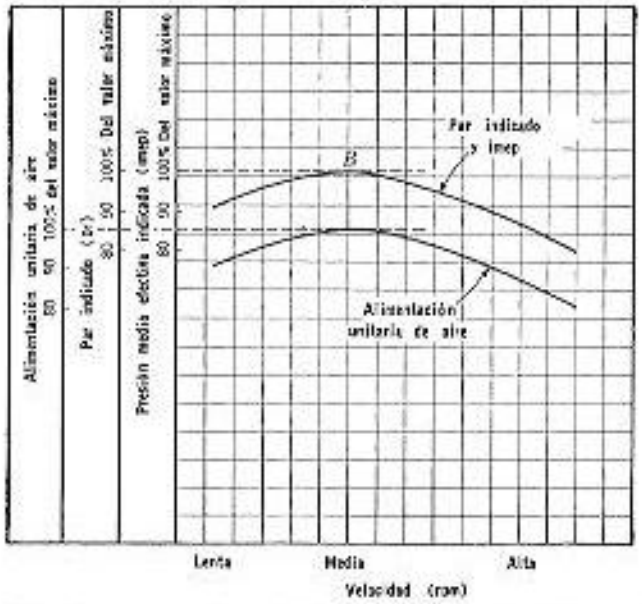


FIG. 13-5. Relaciones entre el par indicado, la imep y la alimentación específica, para un motor hipotético con un porcentaje constante de pérdidas de calor. Estrangulación completamente abierta

Si el par al freno [o presión media efectiva al freno (bmep)] para el motor real, se sobrepusiera sobre la Fig. 13-5, de la Fig. 13-3, se desprende que el par de la fricción ocasionará una divergencia proveniente de la similitud con la curva de la alimentación unitaria de aire a altas velocidades y del Art. 13-3, las pérdidas de calor ocasionarán una divergencia, a bajas velocidades. Prácticamente se puede considerar que el punto del par máximo, ocurre esencialmente a la misma velocidad que para la máxima alimentación unitaria.

Al comparar los pares al freno [o la presión media efectiva al freno (bmep)] para los motores existentes, con la alimentación unitaria, aparecen los resultados como en la Fig. 13-6. Para bajas velocidades, el carburador y el múltiple del motor ECH, no podrán atomizar y distribuir el combustible líquido tan efectivamente como en altas velocidades y además, los porcentajes de las pérdidas de calor serán mayores. Por lo tanto, la curva $B''A''$ del par, para el motor ECH, se inclina más rápidamente con velocidades decreciendo, de lo que se inclina la curva BA de la alimentación unitaria. En este mismo margen de velocidad, el motor EC funciona cerca de su mejor rendimiento, desde los puntos de vista de la inyección y la combustión; puesto que las partículas de combustible disponen de mayor tiempo para encontrar aire. Por ésta razón, la curva $A'B'$ del par para el motor EC, se asemeja a la curva AB de la alimentación unitaria. A medida que aumenta la velocidad, las fallas de la carburación y de lo que pasa en el múltiple, se hacen mínimas y la curva $B''C''$ del par para el motor ECH, sigue más de cerca la curva teórica BC. Esta diverge a alta velocidad, debido al aumento del par de la fricción. Sin embargo, a altas velocidades el motor EC tiene menos tiempo para que el combustible encuentre aire, cayendo más rápido la curva $B'C'$ del par, que la del motor ECH, porque la combustión continúa hasta muy avanzada la carrera de expansión (incluso, usualmente se suministra menos combustible para evitar el humo).

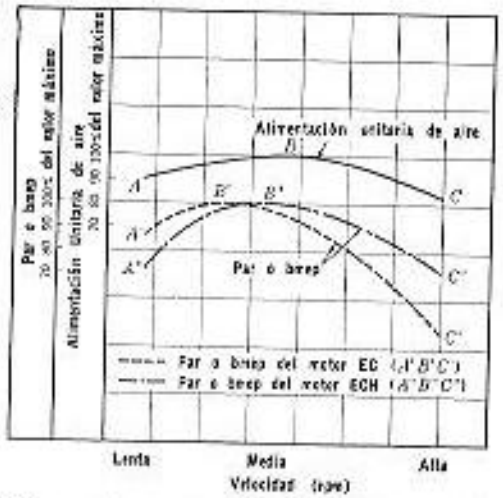


FIG. 13-6. Par al freno y bemp en relación con la carga específica, para motores reales. Estrangulador completamente abierto

En general, en bajas velocidades la curva del par (y la mep) para el motor EC es más plana que para el ECH. En altas velocidades aparece la tendencia opuesta, porque en el motor ECH se utiliza una menor relación AF: en el motor ECH se emplea más combustible por unidad de aire sin peligro de humo, puesto que combustible y aire se mezclan antes de entrar al cilindro.

13-7. Consumo de aire y potencia indicada. Supóngase que la alimentación unitaria de aire con el estrangulador completamente abierto (en kg por carrera), deba multiplicarse por el número de carreras

de admisión, por hora, del motor. El resultado será el *consumo de aire* del motor (en kg/hr). Un motor de baja velocidad tendrá una posición de válvula cerrada anticipada (por ejemplo *C* en la Fig. 13-2) en tanto que un motor de alta velocidad, cerrará sus válvulas de admisión un poco después (por ejemplo *F*, en la Fig. 13-2). Para velocidades arriba del punto *G*, el motor de velocidad baja tendrá un par y mep mayores, así como el consumo de aire, de lo que tenga

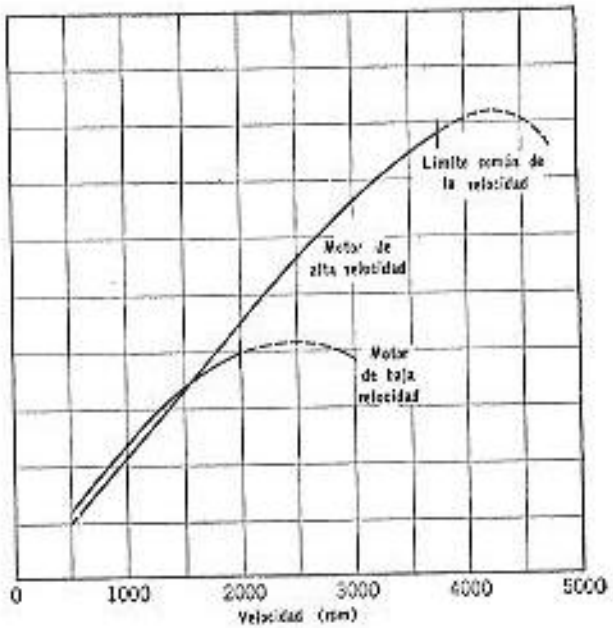


FIG. 13-7. Variaciones del consumo de aire en motores de alta y baja velocidad, con el estrangulador completamente abierto

el motor de alta velocidad; pero después se invertirá esta tendencia. El trazo del consumo de aire contra las rpm, será como el de la Fig. 13-7. En ella, se puede advertir que tanto la velocidad como la alimentación unitaria controlan el consumo de aire y que aquel continúa en ascenso aun cuando la alimentación unitaria de aire haya pasado de su punto máximo. Este aumento en el consumo de aire, es finalmente detenido por un rápido descenso en la alimentación unitaria, pero este punto está más allá del margen de velocidades del motor. Un punto más tardío de cierre de la válvula, aun cuando produzca por ejemplo, una pérdida en el consumo de aire en bajas

velocidades, demora la eventual caída rápida de la alimentación unitaria y, por lo tanto, se logra un mayor consumo de aire[11] en altas velocidades.

Para un motor hipotético, con porcientos constantes de pérdidas de calor, los ihp y el consumo de aire, son directamente proporcionales. Incluso para un motor real, los ihp se pueden considerar (Fig. 13-8), como proporcionales muy aproximadamente al consumo de

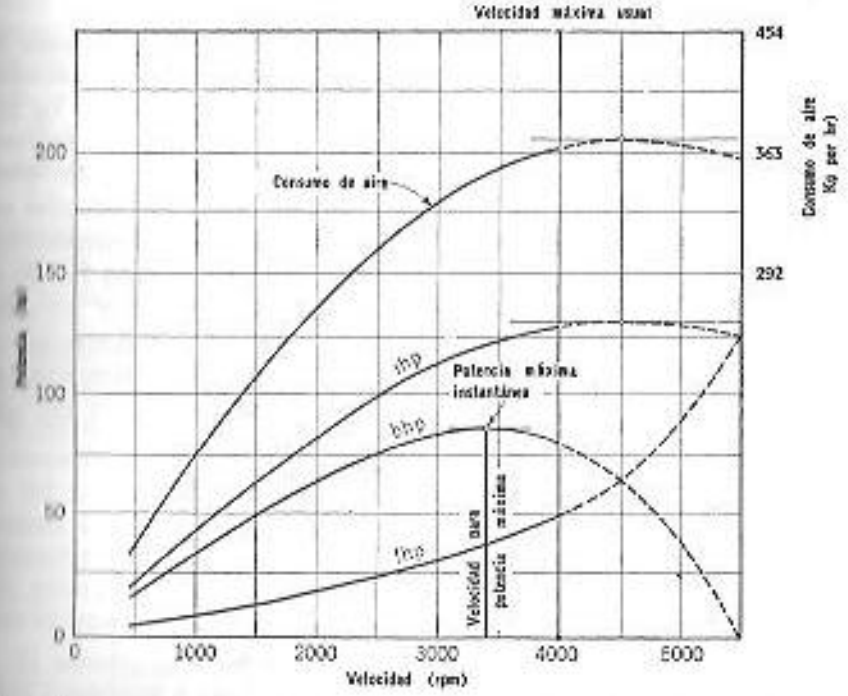


FIG. 13-8. Variaciones de la potencia y del consumo de aire del motor de alta velocidad sin estrangulación. Motor con ciclo de cuatro carreras con 6 cilindros de 8.9 × 10.5 cm

aire. Al medir los fhp (Fig. 13-3) y restarlos[12] de los ihp la diferencia son los bhp que también se han trazado en la Fig. 13-8. Nótese que el aumento de la pendiente de la curva fhp, obliga a que los bhp lleguen a un máximo a velocidades menores que las de los ihp. Prác-

[11] Por supuesto no solamente la regulación de la válvula sino que todos los factores señalados en el Art. 13-4, deberán diseñarse para flujo máximo de aire a altas velocidades, si el objetivo es: las altas velocidades.

[12] O los ihp se pueden multiplicar por el rendimiento mecánico para encontrar los bhp.

ticamente se suspenden las pruebas un poco después de alcanzar el "punto máximo" y, por lo tanto, no se logra el punto de ihp máximos (ni la velocidad es para consumo máximo de aire). Los motores automotrices se nominan usualmente a potencia máxima, en tanto que otros motores que funcionan continuamente, se nominan a bajas velocidades y también a menor potencia en la flecha, de lo que son sus valores máximos. Nótese que la "velocidad de escape" ocurre cuando la potencia al freno (bhp) llega a cero (a 5 500 rpm para el motor de la Fig. 13-8).

13-8. Consumo específico de combustible. Por cada kilogramo de aire inducido en el motor, debe añadirse una cantidad proporcional de combustible. Por lo tanto, el consumo de combustible en kg por hora, es proporcional al consumo de aire y para un motor hipotético con un porcentaje constante de pérdidas de calor, será proporcional a la potencia indicada (ihp). Para este motor ideal, el consumo específico indicado de combustible (isfc) será constante, independientemente de la velocidad, como queda ilustrado por la línea *FG* de la Fig. 13-9. Sin embargo el porcentaje de pérdidas de calor para los dos motores ECH y EC disminuyen apreciablemente con aumentos de la velocidad (Art. 13-3). Cuando esta correlación cuantitativa se aplica a la línea *FG* en la Fig. 13-9, se obtiene una curva *DE* que

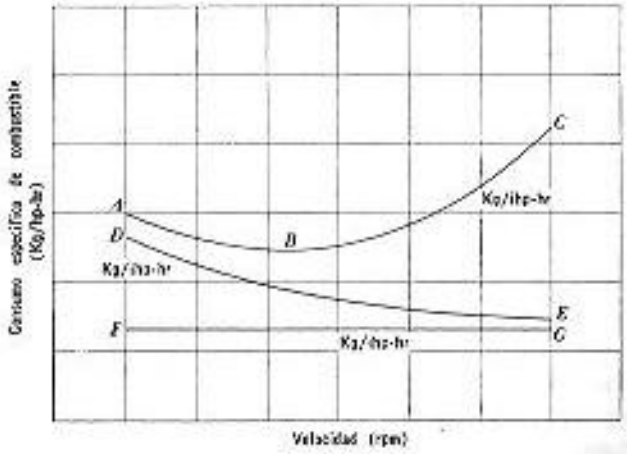


FIG. 13-9. Consumo específico de combustible sin estrangulación para el motor hipotético. *FG* Pérdidas de calor igual a cero o bien un porcentaje constante; *DE* porciento decreciente de la pérdida de calor, con la velocidad; *ABC* porcentaje decreciente de las pérdidas de calor y el rendimiento mecánico, con la velocidad

cae a valores menores en altas velocidades. Las pruebas hechas en motores reales confirman esta tendencia para el consumo específico indicado de combustible (isfc) (Fig. 13-1*b*) (aun cuando los datos son para pérdidas totales de calor y el proceso de combustión probablemente fue afectado por la velocidad).

El rendimiento mecánico, funcionando con el estrangulador completamente abierto, disminuye con la velocidad (Fig. 13-4). Si el consumo específico indicado, de combustible (*DE* en la Fig. 13-9) se divide entre el rendimiento mecánico, se obtiene el consumo específico al freno de combustible (bsfc) (*ABC* en la Fig. 13-9). Nótese que las tendencias de la pérdida de calor y del rendimiento mecánico, se oponen una a la otra y por ello el consumo específico al freno, de combustible (bsfc) es un poco plano en bajas velocidades. Esta conclusión se verifica en los motores reales (Figs. 13-1*a* y 14-11).

Por lo tanto, se ha demostrado que la fhp es el factor de significación para el aumento del consumo de combustible a altas velocidades, en tanto que las pérdidas de calor, son el factor de significación en bajas velocidades.

En los motores presentes el consumo específico de combustible es influenciado por el proceso real de combustión, que no deja de ser afectado por la velocidad. Luego si la Fig. 13-9 se fuera a adaptar a motores reales, el razonamiento para la Fig. 13-6 se aplicaría directamente. El motor EC mientras produzca valores inferiores que los del motor ECH debido a sus mayores relaciones de expansión, tenderá a encontrar más y más dificultad para que el combustible encuentre aire en las altas velocidades. Por esta razón, la curva del bsfc para el motor EC se quiebra hacia arriba con más rapidez que para el motor ECH a altas velocidades.

El aspecto general del consumo específico de combustible a velocidad constante y carga variable, se deduce de la prueba de velocidad variable. Considérese la Fig. 13-10. El motor ECH funciona a 3 000 rpm y sin estrangulación tendrá un consumo específico de combustible correspondiente al punto *A*. Si la carga del freno se redujera y la velocidad se mantiene constante, la potencia de la fricción permanecerá esencialmente constante (de otro modo aumentaría por el estrangulamiento) y el rendimiento mecánico disminuirá (Fig. 13-4). Por esta razón aumenta el bsfc (*AB*). Pero luego, el carburador automáticamente pasa a una mezcla pobre, mediante su acción economizadora (Art. 11-1) y por ello disminuye ligeramente el bsfc (*BC*) a medida que se reduce la carga, otra vez. A partir de este punto la relación aire-combustible permanece esencialmente

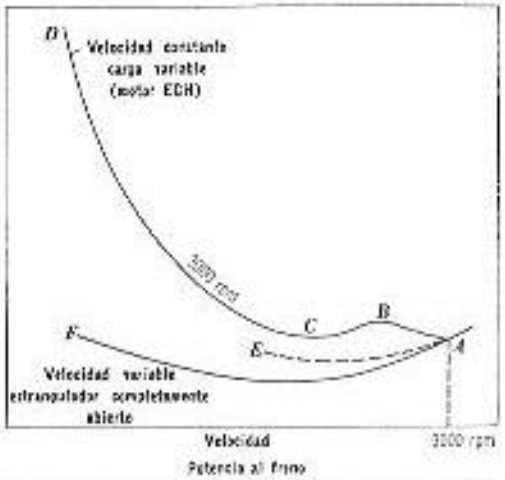


FIG. 13-10. Consumo específico de combustible, con velocidades constante y variable

constante[11] y en consecuencia el bsfc aumenta continuamente con los aumentos de la carga (*CD*) debido al rápido descenso en el rendimiento mecánico. Nótese que la magnitud de la "joroba" *ABC* depende de la acción del economizador en el carburador (y la joroba no se enfatizó en los últimos dibujos).

Si el punto *A*, fuera el de economía sin estrangulación para el motor *EC*, reduciendo la carga, directamente daría un aumento en la relación aire-combustible, puesto que será inyectado menos combustible. En este ejemplo el bsfc disminuye un tanto antes de que el efecto del rendimiento mecánico ocasione un incremento general con disminución en la carga (*AE*). La razón para esta disminución inicial, se explica más detalladamente en los párrafos siguientes.

Cuando el consumo específico de combustible, al freno, para los motores ECH y EC, se compara en las pruebas de velocidad constante, los resultados aparecerán como en la Fig. 13-11 (ignorando la joroba en la Fig. 13-10). En este caso ambas curvas alcanzarán valores infinitos cuando los bhp lleguen a ser cero (rendimiento mecánico cero). Con cargas ligeramente arriba de cero, la curva ECH tiende a ser mayor que la EC debido a las mayores pérdidas por bombeo y por las menores relaciones aire-combustible. Las pérdidas por bombeo mayores, provienen de que la estrangulación se utiliza como el medio para controlar la potencia en la flecha del motor ECH. La menor relación aire-combustible es necesaria, ya que la propa-

[11] Hasta que el chorro de holgar entra a funcionar Fig. 11-1, si lo hace.

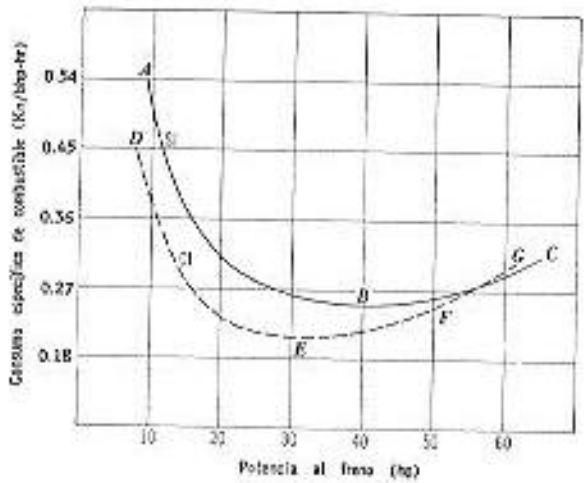


FIG. 13-11. Consumo específico de combustible de los motores existentes ECH y EC a velocidad constante

gación de la llama con cargas pequeñas requieren una mezcla rica (Art. 11-1). En el motor EC, la relación aire-combustible es un poco mayor y la combustión puede ser muy completa (sin embargo, véase el Art. 15-9). Más aún, el motor EC no utiliza un proceso de estrangulación en el suministro de aire para controlar a la carga. Por estas razones el motor EC exhibe mejores características con carga parcial, que las del motor ECH.

El consumo específico de combustible en el motor EC es menor que en el del ECH no sólo por las razones dadas arriba sino también por la mayor relación de expansión que experimenta el motor EC. Esta ventaja continúa con cargas en aumento hasta que se tienen cargas pesadas. Entonces el motor ECH enriquece la mezcla para obtener potencia máxima y por ello aumenta el consumo específico de combustible. El motor EC en este margen, encuentra dificultades porque el exceso de aire disminuye y el proceso de combustión continúa, dentro de la carrera de expansión en su búsqueda por oxígeno. De hecho si la carga continúa hasta un máximo absoluto, el escape del motor EC se hará de un color negro objetable y el consumo específico de combustible será mayor, que para el motor ECH. Sin embargo, las pruebas en el motor EC, se interrumpen antes de alcanzar este punto.

13-9. Regulación de las válvulas. La correcta regulación de las válvulas de admisión y de escape y el proporcionamiento correcto

de las áreas de apertura de las válvulas, permiten que el motor aspire aire eficientemente en el margen deseado de velocidades. Las relaciones entre las posiciones de apertura y cierre de las válvulas con respecto a las posiciones del émbolo, se indica mediante diagramas circulares como se ven en la Fig. 13-12. En un ciclo de cuatro carreras, Fig. 13-12*a*, la válvula de admisión principia a abrir antes del TDC con objeto de que la válvula esté suficientemente abierta cerca del comienzo de la carrera de admisión. Esta regulación reduce el trabajo negativo con el estrangulador totalmente abierto puesto que CD, Fig. 5-10, tenderá a la presión atmosférica. La válvula de admisión permanece abierta durante la primera

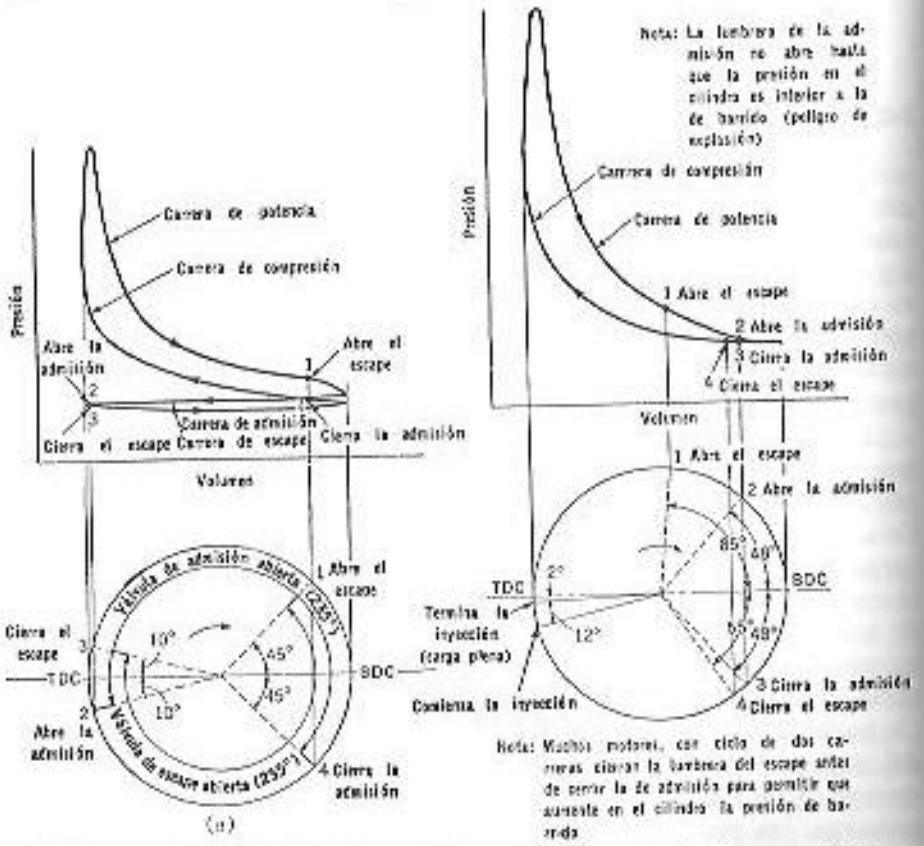


FIG. 13-12. Diagrama de regulación de las válvulas en relación con el diagrama presión-volumen. (*a*) regulación de las válvulas para un ciclo de 4 carreras; (*b*) regulación de las válvulas para ciclo de 2 carreras. (Datos para el ciclo de dos carreras del motor diesel GM de la Fig. 1-5)

parte de la carrera de compresión para aumentar la alimentación en el cilindro en las altas velocidades (Art. 13-4) y también para reducir la relación de compresión en bajas velocidades, como un recurso para evitar el golpeteo en el motor ECH (véase además el Art. 6-7). En forma semejante la válvula del escape abre antes de que termine la carrera de potencia y cierra después que el proceso de admisión ha principiado. La apertura temprana asegura que la presión en el cilindro se aproxime a la atmosférica antes de que el émbolo comience la carrera del escape. Mediante esta regulación, se experimenta una pérdida de una parte de la energía de expansión de los gases en la carrera de potencia, pero esto es más que compensado por la disminución en la cantidad de trabajo que necesita realizar el motor en la carrera de escape (Art. 5-8). Ya se advierte que la ganancia corresponde al funcionamiento con el estrangulador completamente abierto y a plena velocidad; para velocidades menores, la apertura temprana de la válvula del escape, es decididamente una pérdida. Por lo tanto, la elevación de la velocidad de diseño del motor, estará acompañada por la apertura temprana de la válvula del escape (así como el cierre tardío de la válvula de admisión). Un recurso alternativo, será el de aumentar el tamaño de las válvulas del escape y de la lumbrera, pero esto comúnmente es imposible por falta de espacio e indeseable, puesto que las válvulas de gran tamaño estarán más calientes.

Nótese que ambas válvulas pueden abrir al final de la carrera del escape, que también es el comienzo de la carrera de admisión y por lo tanto las válvulas quedarán *traslapadas*. El grado de traslape aumenta cuando la potencia máxima, a altas velocidades, es lo deseable porque entonces se fomenta el proceso de barrido (Art. 13-4). Por otra parte, las válvulas traslapadas no son conducentes en el funcionamiento con carga parcial (Art. 11-1).

El motor de dos carreras de la Fig. 1-4 debe tener una regulación de sus válvulas relativamente inflexibles si se le compara con el motor de la Fig. 1-5. En ambos motores el proceso de admisión es controlado enteramente por el movimiento del émbolo que tapa o descubre las lumbreras de admisión. La regulación de las válvulas para el motor EC General Motors de la Fig. 1-5, se ilustra en la Fig. 13-12*b*. Un ventilador para el barrido completa el proceso del escape, suministrando aire fresco para empujar hacia afuera del cilindro a los gases del escape, aun cuando parte de este aire se pierde en este proceso (y no así el combustible).

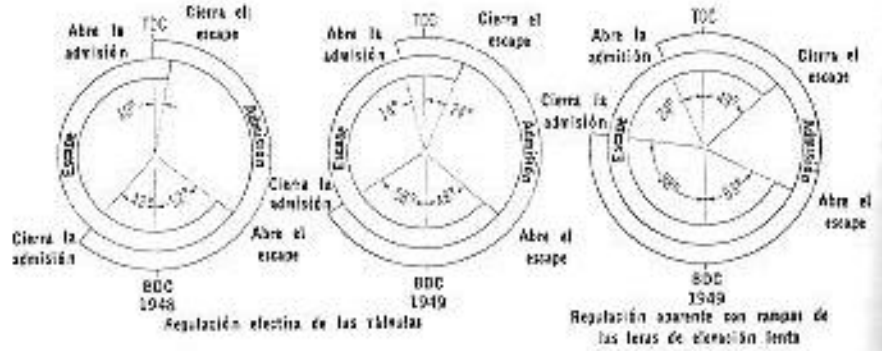


FIG. 13-13. Diagramas de regulación de las válvulas para un motor Cadillac. (Cortesía de H. F. Barr *General Motors Corp.*)

En la Fig. 13-13 se ilustran los cambios en la regulación de las válvulas, hechos en el motor Cadillac. El modelo 1949 tiene una velocidad máxima de 3 500 rpm que es varios cientos de rpm mayor que el modelo 1948. Sin embargo, el aumento en el consumo de aire a altas velocidades, fue el resultado principal del rediseño del motor, lo que permite:[14]

1. Menor restricción al flujo del aire cambiando de un motor en L a uno con válvulas sobre la cabeza.
2. Cerrar la válvula de admisión ligeramente, después de lo que se hacía antes y también con más traslape.
3. Regular los sistemas de escape y admisión.

Nótese el diagrama evidente de la regulación, que ilustra la elevación lenta de las rampas de las levas. Las rampas permiten que el juego entre la válvula y el botador, sea absorbido con un mínimo de ruido en la válvula y en el botador.

13-10. La relación de reducción de los engranes. En la mayoría de los casos, el motor de combustión tiene una transmisión de engranes (reducción), para entregar su potencia a menores velocidades que las del propio motor. En virtud de que los motores automotrices son un ejemplo importante, la Fig. 13-14 se ha elaborado para dos condiciones diferentes de la carga y para dos relaciones diferentes de reducción por engranes, pero para el mismo motor. En la curva *A* se suministra la potencia máxima del motor a 3 400 rpm cuando la velocidad del vehículo es de más o menos 72 km/hr y en la curva

[14] H. F. Barr y E. N. Cole, "The New Cadillac Engine", *Trans. SAE* julio, 1949, Pág. 444.

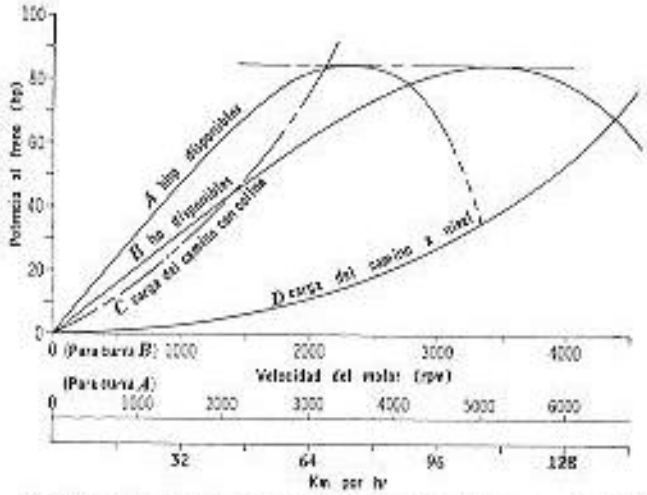


FIG. 13-14. El efecto de la relación de engranes sobre las velocidades del motor y del vehículo

B, la misma potencia máxima se suministra a una velocidad del vehículo, alrededor de 109 km/hr. La diferencia proviene del empleo de dos relaciones diferentes de los engranes, entre el motor y las ruedas motrices (o puede considerarse que la curva *B* se obtiene por el empleo de una sobremarcha, o relación de aumento de los engranes). La carga en carretera, depende de la pendiente del camino, el viento y la resistencia del aire y la resistencia a rodar del vehículo y varía con la velocidad (un poco más del cuadrado de la velocidad).

Nótese que para la carga del camino representada por la curva *D* (que para un nivel es camino de superficie áspera), el mismo motor permitirá una velocidad tope ya sea de 107 km/hr o de 138 km/hr, dependiendo de la relación de los engranes. Más importante, véase que por ejemplo a 64 km/hr el motor de la curva *A* tiene en reserva una cantidad mayor de potencia que el de la curva *B*. En otras palabras, el motor con la relación de engranes correspondiente a *A*, funcionará en una posición de menor estrangulamiento y requerirá más combustible que si la relación fuera la de *B*. Considérese que la carga *D* en carretera, requiere de 12 bhp a 64 km/hr y que esta potencia sea desarrollada [15] por el motor, a una velocidad de 2 000 rpm para la relación *B* y a 3 000 rpm para la

[15] En este caso la transmisión de la potencia se considera hecha sin pérdidas y por ello la potencia del motor y la de las ruedas traseras es igual.

relación *A*. La Fig. 13-15 muestra que el consumo específico de combustible para ambas velocidades, es de 0.31 kg por bhp-hr y 0.43 kg por bhp-hr o una diferencia de 40 expresada en porcientos con respecto al valor inferior. El mismo porcentaje existirá también, entre la diferencia relativa de los km por lt, para este caso un tanto extremo.

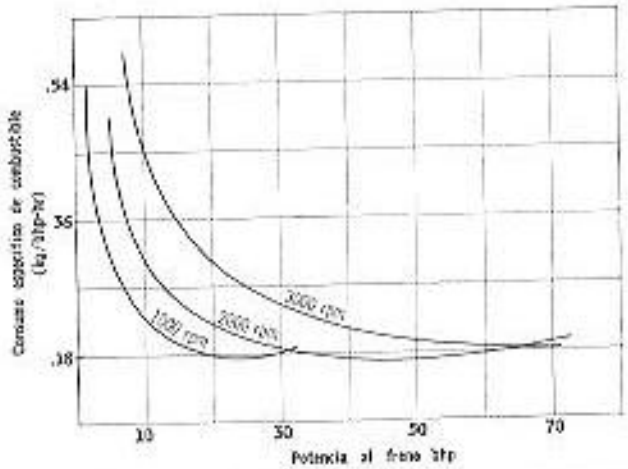


FIG. 13-15. Economía de combustible funcionando con estrangulación parcial para el motor de la Fig. 13-14

Por otra parte, la relación *A* puede probar que es más conveniente bajo ciertas condiciones de funcionamiento. Nótese que si las cargas en la carretera son grandes, como las representadas por la curva *C*, la velocidad máxima con la relación *B* es de sólo 45 km/hr comparada con los 61 km/hr de la relación *A* [con el engrane de alta velocidad (directa)].

PROBLEMAS

1. ¿Qué potencia en HP se requiere para vencer la resistencia a la fricción de los émbolos y bielas, a 4 000 rpm para el motor de la Fig. 13-3?

2. Arriba de 48 km/hr, ¿cuál es la relación entre la potencia al freno (bhp) y la velocidad, para el motor de la Fig. 13-3?

3. Puesto que la fricción se convierte en una elevación de la temperatura del refrigerante, decir cuáles son los refrigerantes en el motor o en los alrededores, que reflejan solamente a las pérdidas por fricción en la Fig. 13-3.

4. Consultar alguno de los textos de referencia, sobre la transferencia de calor y considerar cuál ecuación, si es que hay alguna, se puede aplicar a la transferencia de calor en los motores.

5. Generalmente se considera que el porcentaje de calor transferido de los motores, varía inversamente con el diámetro del cilindro. ¿Qué limitaciones se le pueden hacer a este postulado?

6. ¿Qué suposición deberá hacerse respecto a los efectos de la velocidad sobre la transferencia de calor, en el proceso de compresión, que aparece en la Tabla 13-2?

7. En la mayoría de los casos, la temperatura de la mezcla que entra, en los motores ECH, disminuye con la velocidad. Explicar esto. (¿La temperatura de la zona caliente es constante?)

8. Explicar por qué razón la turbulencia primaria (admisión o compresión) no es el principal factor de la velocidad de la transferencia de calor, durante los procesos de combustión y expansión.

9. Explicar por qué razón es relativamente constante el porcentaje de pérdida de calor, para el proceso de escape.

10. ¿Qué factor se podrá emplear para convertir la pérdida específica de calor, en una simple relación?

11. Discutir las condiciones bajo las cuales las pérdidas específicas de calor y el porcentaje de pérdida del mismo, diferirán sólo por un factor constante para una prueba hecha en un motor ECH, a velocidad constante.

12. Para los datos de la Fig. 13-1 y con relación de compresión de 8, construir una gráfica de la carga de enfriamiento en kcal por min-bhp, contra la velocidad. ¿Qué porcentaje del combustible se disipa en la carga de enfriamiento, en las condiciones mínimas de su propia gráfica? [Supóngase que el calor de combustión del combustible es de 5 040 kcal/kg (poder calorífico)].

13. Para los datos del Problema 12 y considerando 3 000 rpm, determinar las kcal por min-bhp suministradas al motor por el combustible y también la cantidad rechazada, como calor hacia el refrigerante, como trabajo útil. ¿Qué sucede con el resto de la energía? (Supóngase que la carga de enfriamiento sea independiente de la potencia perdida en las fricciones).

14. Para los datos de la Fig. 13-1, hacer un balance de calor contra rpm para una relación de compresión de 8:1.

15. Justificar cada postulado en el resumen del final del Art. 13-3.

16. Supóngase que dos motores con carreras de 10.16 y 40.64 cm respectivamente, tienen la regulación C de las válvulas como en la Fig. 13-2. Reconstruir los datos de la alimentación unitaria de aire para estos dos motores, con la excepción de que se tomen las rpm como abscisas. [Supóngase que la velocidad más alta del émbolo (el promedio), en la Fig. 13-2, es de 1 219.2 m/min].

17. ¿Qué efecto tendrá sobre el golpeteo en un motor EC, el cierre tardío de la válvula de admisión? Hágase hincapié en que el golpeteo disminuye con aumentos de la velocidad.

18. Supóngase que la relación AF es químicamente correcta, teniendo octano como combustible. Si se vaporiza en su totalidad el combustible, ¿cuál será aproximadamente la pérdida del rendimiento volumétrico con respecto al rendimiento con solamente aire?

19. Los datos en la Fig. 13-7 corresponden a motores con ciclo de cuatro carreras y con ocho cilindros. Trazar las curvas de la alimentación unitaria de aire, contra las rpm.

20. Construir solamente una curva para el par al freno y para la presión media efectiva al freno, para el motor de la Fig. 13-6 utilizando apropiadamente, el doble de las ordenadas.

21. Supóngase que las características de suministro (Fig. 12-8) para una bomba de inyección, se elevan con la velocidad. (En otras palabras, no es constante la alimentación *específica* y más bien aumenta con la velocidad). La bomba se ajusta para proporcionar la cantidad correcta de combustible, para una buena combustión y potencia máxima con la mínima velocidad del motor; que cuenta con válvulas de admisión de cierre tardío. Hacer un diagrama de la curva probable del par y explicarla.

22. Repetir el Prob. 21, solamente que suponiendo (*a*) que la característica del suministro es constante (*b*) que las características de suministro declinan, ¿Cuáles serán las características óptimas de suministro?

23. ¿Qué significado se le puede atribuír, si es que hay alguno, al punto de intersección de las curvas de la potencia utilizada en las fricciones (fhp) y la potencia al freno (bhp), de la Fig. 13.8?

24. Explicar por qué razón el punto del consumo máximo de aire, se tiene, generalmente, con velocidades superiores a las que puede tener el motor.

25. Deducir en la misma forma que para la Fig. 13-9, el consumo específico de combustible, al freno para un motor hipotético con pérdidas por fricción y pérdidas de calor.

26. Explicar cómo y por qué la curva del consumo específico de combustible, al freno (bsfc) puede ser relativamente plana a baja velocidad y con el estrangulador completamente abierto. ¿Es esto cierto para motores ECH o para motores EC?

27. Calcular el rendimiento mecánico para el motor de la Fig. 13.8, a diferentes velocidades.

28. Supóngase que en la prueba de velocidad constante del motor ECH de la Fig. 13-10 (*a*) permanece constante la relación AF en el carburador a medida que se cierra el estrangulador y (*b*) la relación AF del carburador se eleva casi inmediatamente a la zona de economía a medida que el estrangulador se cierra. Trazar las curvas probables del consumo específico de combustible, al freno.

29. ¿Por qué razón en la Fig. 13-10, el punto *F* es inferior al punto *D*?

30. ¿Cuál será el efecto sobre las curvas del consumo específico de combustible al freno de la Fig. 13-11 si se les convierte para leer en lt por bhp/hr? El motor ECH utiliza gasolina con peso específico de 0.73 g/cm³ y el motor EC utiliza aceite combustible de 0.87 g/cm³.

31. Repetir el trazo de la Fig. 13-12*a*, pero para el motor holgando.

32. ¿Cuáles serán las dificultades mecánicas encontradas al diseñar un árbol de levas que permita puntos variables de cierre de la admisión y de apertura del escape?

33. Calcular la carga del camino en hp para un vehículo con una área proyectada de 1.66 m² y peso de 1 816 kg cuando viaja con una velocidad de 96 km/hr sobre un camino a nivel. De la Ref. 9 para V en km/hr,

$$\text{resistencia a la rodadura} = (0.253\ V + 23.70)\ \text{kg/ton}$$

$$K = \text{coeficiente de resistencia del aire} = 0.00194\ \frac{\text{kg/hr}^2}{\text{m}^2\ \text{km}^2}$$

en la que resistencia del aire $= F = .454\ KAV^2$ kg

34. Repetir el Prob. 33, pero suponiendo condiciones aerodinámicas ideales, en las que $K = 0.00066$ y una carga del viento de 32 km/hr sobre una pendiente de 4% (variación de la elevación en m por 100 m).

35. Repetir el problema del Art. 13-10, pero supóngase que la potencia en las ruedas es de solamente el 90% de la potencia del motor, en tanto que los accesorios (generador, etc.) consumen el otro 10%.

REFERENCIAS

1. Youngren, H. T. "Engineering for Better Fuel Economy", *SAE Journal*, Vol. 49, Núm. 10 (octubre, 1941), Pág. 432.
2. Janeway, R. N. "Quantitative Analysis of Heat Transfer in Engines", *SAE Journal*, Vol. 43, Núm. 3 (septiembre, 1938), Pág. 371.
3. Barr, H. F., y Cole, E. N. "The New Cadillac Engine", *Trans. SAE*, Vol. 3 (julio, 1949), Pág. 444.
4. James W. S. "Some Factors in Gasoline Economy". *Trans. SAE* Vol. 3. (julio, 1949), Pág. 516.
5. Roensch, M. M. "Thermal Efficiency and Mechanical Losses of Automotive Engines", *SAE Journal*, Vol. 51, No. 6 (junio, 1949), Pág. 17.
6. Eppes, J. Livengood, J. C., y Taylor, C. F. *The Effect of Changing the Ratio of Exhaust Valve Flow Capacity to Inlet Valve Flow Capacity in Volumetric Efficiency and Output of a Single Cylinder Engine*. NACA TN 1365, octubre 1947.
7. Livengood, J. C., y Eppes, J. *The Effect of Changing Manifold Pressure, Exhaust Pressure and Valve Timing on the Air Capacity and Output of a Four-Stroke Engine*. NACA TN 1366, diciembre, 1947.
8. Tsung-chi Tsu. *Theory of the Inlet and Exhaust Processes of Internal Combustion Engines*. NACA TN 1466, enero, 1949.
9. Conrad, L. E., y Dawley, E. R. *Atmospheric Resistance of Motor Vehicles*. Kansas State Bulletin, No. 33, enero, 1936.

CAPITULO 14

MOTORES ENCENDIDOS POR CHISPA

Una gran mayoría de los motores de émbolo, de movimiento alternativo, emplean el encendido por chispa para iniciar el proceso de combustión. El control de la combustión, una vez iniciada la llama, es efectuado por los contornos de la cámara de combustión. En este capítulo serán remarcadas las funciones de dicha cámara junto con un estudio del sistema del encendido.

El motor ECH, con gasolina como combustible, es principalmente un motor de alta velocidad con cilindro pequeño, debido a las limitaciones del golpeteo impuestas por el combustible. Tales motores encuentran su mayor aplicación en el campo de la transportación, en donde el poco peso es esencial. En el campo de la generación de potencia, se encuentran ocasionalmente los motores de alimentación estratificada de tamaño mediano (alrededor de 15.24 cm de diámetro), así como más grandes (arriba de 15.24 cm), de baja velocidad quemando gas.

14-1. Combustión en una cámara cerrada. El objeto de la cámara cerrada es el de quemar rápida y suavemente el combustible, teniendo siempre controlada la presión. El criterio para diseñar el motor ECH es:

1. La más alta presión posible, al comienzo de la expansión, pero sin interferir sobre la carrera de compresión.
2. Eliminación de vibraciones de los miembros del motor (sacudidas Art. 5-7).
3. Ausencia de golpeteo objetable.
4. No debe haber restricción sobre la entrada de aire, impuesta por la cámara, durante el proceso de admisión.
5. Pérdidas de calor hacia el agente refrigerante, lo más pequeñas posible.

En el motor ECH la llama comienza en la bujía e incendia una masa extremadamente pequeña de la alimentación. A medida que la llama se extiende desde el punto de encendido, según una superficie esférica o semiesférica, el área del frente de la llama se hace más grande y una mayor masa de la alimentación es quema-

da por cada incremento adicional de movimiento de la llama. Considérese la Fig. 14-1. En el primer centímetro de movimiento de la llama, el volumen quemado queda contenido en una semiesfera de 2 cm de diámetro o sean $\frac{2}{3}\pi$ cm³, según se muestra en (*a*); en

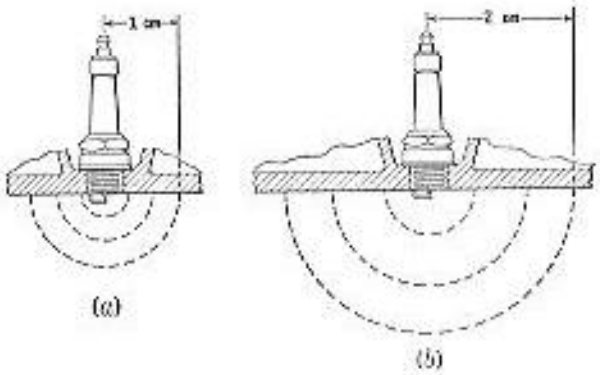


FIG. 14-1. Areas del frente de la llama

el segundo centímetro de recorrido de la llama, el volumen quemado queda contenido en una semiesfera con volumen de $\frac{16}{3}\pi$ cm³ como se indica en (*b*). El aumento en volumen consumido por la llama en el segundo centímetro de recorrido, es siete veces el volumen consumido en el primer centímetro; sin embargo, el recorrido de la llama sólo se ha duplicado. Esta acción multiplicadora continúa hasta que los límites de la cámara confinan al frente de la llama.

Más aún, la densidad de la mezcla en el frente de la llama aumenta continuamente a medida que aumenta su recorrido. Al unirse el combustible y el aire, aumenta la temperatura por la liberación de la energía química. El aumento de temperatura ocasiona que los productos quemados se dilaten y, por ello, compriman la mezcla no quemada. En la Fig. 14-2*a* se considera que la cámara de combustión es de un volumen total constante y que dividiéndola en cuatro partes iguales, cada una contiene la misma masa de la mezcla. Si la mezcla de la sección 1 se quema cediendo sus productos, la dilatación de la sección 1 comprime a la mezcla en las otras secciones, como se ve en la Fig. 14-2*b*. En seguida sea la mezcla de la sección 2 la que se queme; la dilatación de los gases comprimirá aún más la mezcla no quemada en 3 y 4, así como a la primera porción quemada de la sección 1. Si se imagina una llama barriendo la cámara de la Fig. 14-2, se notará que cada capa sucesiva de mezcla que se va a quemar, tendrá una mayor densidad que la capa quemada inmediatamente antes. Por esta razón, la llama de la Fig. 14-1 no sólo quemará un volumen mayor de mezcla a medida que aumente el radio del frente de la llama, sino que también aumenta la masa de la mezcla consumida por el frente de ella. Para el frente plano de la llama de la Fig. 14-2, el volumen de la mezcla quemada en cada incremento es esencialmente constante, pero la masa de la mezcla durante ese incremento aumenta con la distancia recorrida por la llama.

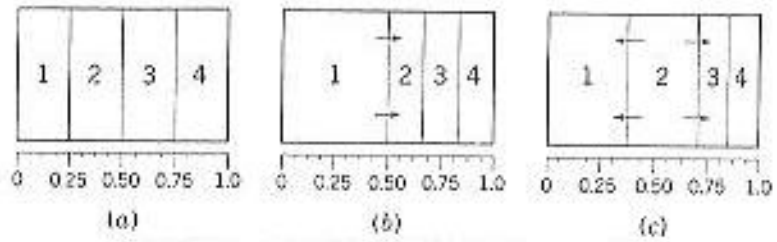


FIG. 14-2. Dilatación de la mezcla quemada

Puesto que la densidad de la mezcla no quemada depende de la compresión y siendo ésta inevitable, no importa cuál sea la forma de la cámara, existe una relación entre el volumen y la masa quemados. Las relaciones para la combustión a volumen constante, calculadas por diferentes investigadores considerando varios supues-

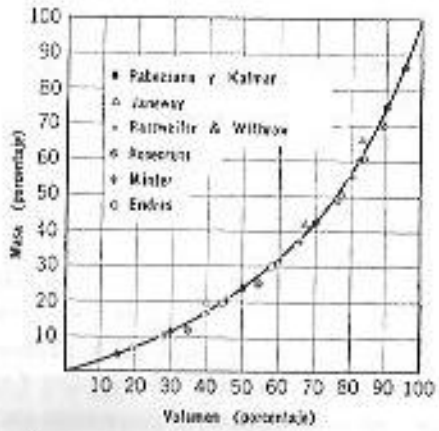


FIG. 14-3. Relación entre la masa y el volumen de la alimentación quemada (Tomado de Rabezzana, Kalmar y Candelise "Gasoline Engine Combustion" *Automotive and Aviation Industries*, Nov. 15, 1939)

tos, como las condiciones iniciales y las pérdidas de calor, no varían grandemente unas de otras, como se ilustra en la Fig. 14-3. Esta figura muestra que cuando la llama ha llenado el 50% de la cámara, solamente un 25% de la masa de la mezcla se ha quemado; pero cuando se ha inflamado el 75% del volumen de la cámara, se quema alrededor del 50% de la masa. En virtud de que la elevación de la presión es referida directamente a la energía liberada por la combustión, es de esperar que la elevación de la presión y la masa quemada sean casi proporcionales; una conclusión confirmada por la Fig. 14-4.

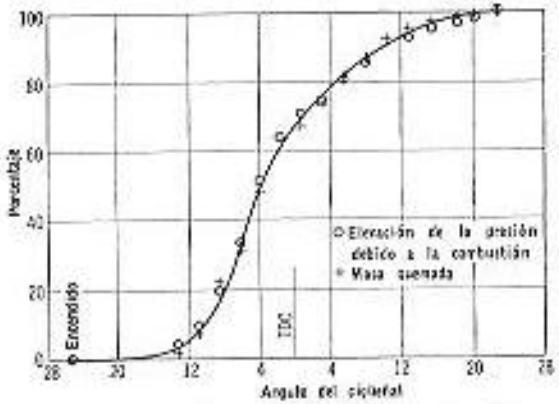


FIG. 14-4. Relaciones entre la elevación de la presión de la combustión y la masa quemada. (Tomado de L. Withrow y C. M. Rassweiler, *General Motors, Corp.*)

Con las relaciones de las Figs. 14-1 a 14-4 en mente, considérese la forma o arreglo del volumen de la cámara de combustión. La cámara se podrá desarrollar, por ejemplo, como un cilindro o como un cono, como se ve en la Fig. 14-5, colocando la bujía en una de tantas posiciones.[1] El frente inicial de la llama para el cilindro o para el cono con encendido en la base, será casi igual (no así el porcentaje del volumen[2] inflamado) y esta igualdad subsistirá, hasta que el frente de la llama toque a las paredes curvas de la cámara. Después de conseguida esta condición, el cilindro irá teniendo incrementos de volumen esencialmente constantes (así como porcentajes del volumen) por cada incremento constante en el recorrido de la

[1] Adaptado de la Ref. 2.

[2] Considérese que la cámara en la Fig. 14-5 está a escala; entonces, el volumen total del cilindro será mayor que el de los conos.

llama, mientras que el cono quemará volúmenes más pequeños (y progresivamente, menores porcentajes de volumen) de la mezcla. Si el cono tiene el encendido en el vértice, las condiciones del volumen cambian radicalmente como lo indica la Fig. 14-5a.

Al transferir estas conclusiones a la masa como base y por ende a una base de elevación de la presión (mediante la Fig. 14-4), se deriva un diagrama de masa quemada o elevación de la presión, contra recorrido de la llama, Fig. 14-5b. Este diagrama podrá transformarse a otro de presión-tiempo si la velocidad de la llama fuera conocida, o bien, supuesta (Fig. 4-3). Se insiste en que cuando aparece la chispa, la velocidad inicial de la llama es baja, motivada en parte por la poca turbulencia de la mezcla cerca de las paredes de la cámara donde necesariamente queda localizada la bujía. Una vez iniciada la velocidad de la llama, aumentará hasta un máximo dictado por la turbulencia. Nótese que la velocidad de la llama está formada por dos componentes: una velocidad de reacción, o velocidad de la reacción química y una velocidad de dilatación, resultante de la expansión de la mezcla quemada. A medida que la llama alcanza las paredes de la cámara, donde la turbulencia es baja, disminuye su velocidad hasta que se alcanza la velocidad límite (la velocidad de reacción) en la pared (puesto que la expansión de la mezcla quemada, hacia el exterior se hace cero). El efecto de estos cambios en la velocidad, conducen a ampliar los diagramas de la Fig. 14-5 trazados contra el tiempo, al comienzo y fin del incendio. Cuando se visualiza este realineamiento, la conclusión evidente es que la cámara debiera hacerse más parecida al cono que a cualquier otra forma, teniendo el

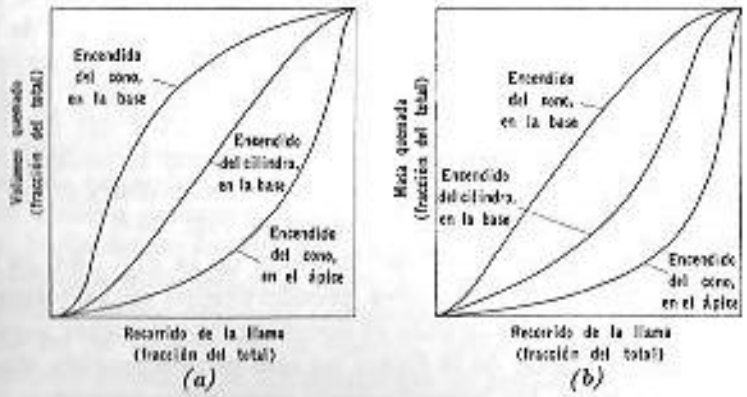


FIG. 14-5. Volumen y masa quemada contra recorrido de la llama en tres bombas de combustión. (Según Minter, Ref. 2; no enteramente a escala)

encendido en la base, porque en ese caso las porciones inicial y final implicarían poca elevación de la presión. Por lo tanto, la elevación de la presión al comienzo de la combustión que aparece en la carrera de compresión será pequeña y el trabajo negativo será mínimo. El gas final o sean los extremos de la masa gaseosa, que son la porción que puede golpetear, también es pequeña y, en consecuencia, el golpeteo se reduce a un mínimo.

Estas conclusiones tentativas, se basan en una combustión a volumen constante y en que en el motor real, la mezcla que se quema primero es comprimida y luego dilatada por el émbolo en movimiento. Por otra parte, la información cuantitativa ganada a partir de un análisis simple del volumen, ayuda en el diseño de la verdadera cámara de combustión porque se visualiza mejor el problema y su solución. El refinamiento inevitable de cualquier método de diseño proviene de los resultados de las pruebas experimentales con el continuo desarrollo a través de muchos años.

14-2. Distribución del volumen. Se ha demostrado que las características de elevación de la presión en la cámara de volumen constante dependen de:

1. El área de la mezcla en la superficie del frente de la llama.
2. La densidad de la mezcla en el frente de la llama.
3. La velocidad de la llama.

Un método para encontrar la distribución del volumen, es haciendo un vaciado en yeso o en cera de la cámara de combustión.[3] Luego, una herramienta hace cortes con movimiento esférico en el yeso comenzando en la posición propuesta para la bujía. A medida que se hace cada corte se registra el volumen removido de yeso, junto con el incremento de trabajo del cortador (igual al incremento de recorrido de la llama). Con estos datos se traza el diagrama volumen-distribución, semejante al de la Fig. 14-6. Se determina la proporción del cambio de volumen, con respecto al recorrido de la llama, midiendo la pendiente de la curva volumen-distribución. Esta curva de relaciones también se traza en la Fig. 14-6.

La curva de la distribución del volumen de la Fig. 14-6 es factible de ser trasladada a una curva presión-tiempo en la forma descrita en el Art. 14-1, aun cuando es necesario hacer varias suposiciones, ya que la velocidad de la llama no sólo es desconocida sino que también es variable. Un procedimiento semejante permitirá que la

[3] Método de la Ref. 3.

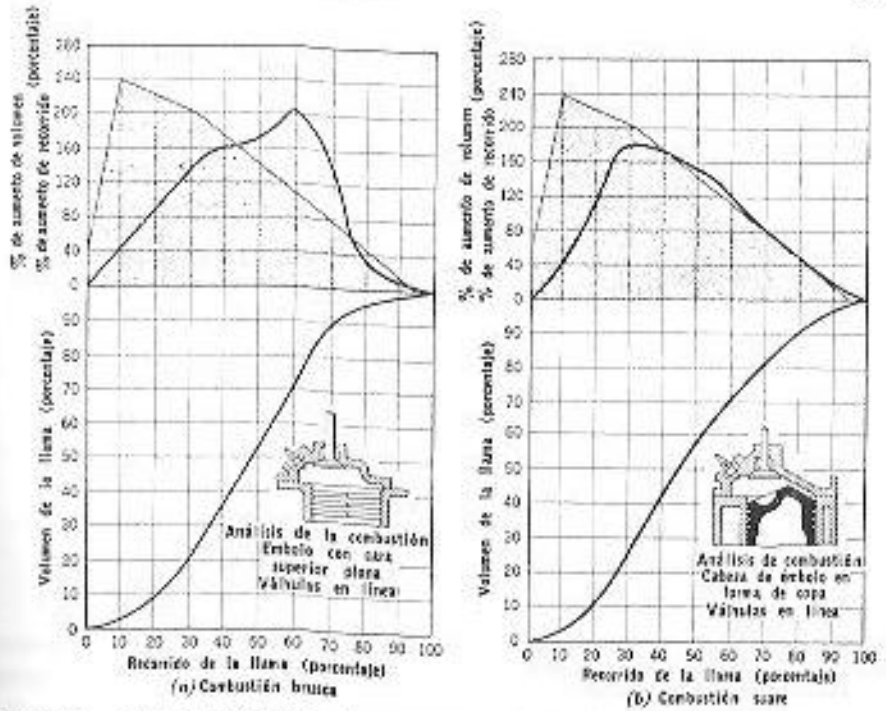


Fig. 14-6. Curvas de distribución-volumen y de proporción. (Tomado de Taub, Ref. 3.)

curva de la Fig. 14-6 sea interpretada como curva de *presión* proporción. Sin embargo, tales datos calculados solamente alterarán la escala de las ordenadas y las abscisas y, por lo tanto, ¿por qué complicar el problema? Con este razonamiento Taub[4] asignó límites arbitrarios a la curva volumen-proporción (el área sombreada en la Fig. 14-6), que permitan grandes proporciones de volumen al comienzo de la combustión (cuando la densidad de la mezcla es pequeña) y progresivamente menores proporciones cerca del final de la combustión (cuando la densidad de la mezcla es elevada). La prueba de este método empírico se muestra en la Fig. 14-6. El motor de la Fig. 14-6*a* decisivamente vibraba (Art. 5-7), en tanto que el de la Fig. 14-6*b* era tranquilo y la curva de proporciones del último motor se acercó al límite empírico (sombreado). Análogamente, un ligero cambio en el diseño de la cámara puede ocasionar, más bien, desviaciones drásticas de los diagramas de proporciones como se ilustra en la Fig. 14-7.

[4] Ref. 3.

La distribución del volumen no representa el cuadro completo, puesto que se tiene el movimiento del émbolo y las velocidades variables de la llama; además, las cámaras de combustión modernas son el resultado más de desarrollo que de diseño. Sin embargo, es conve-

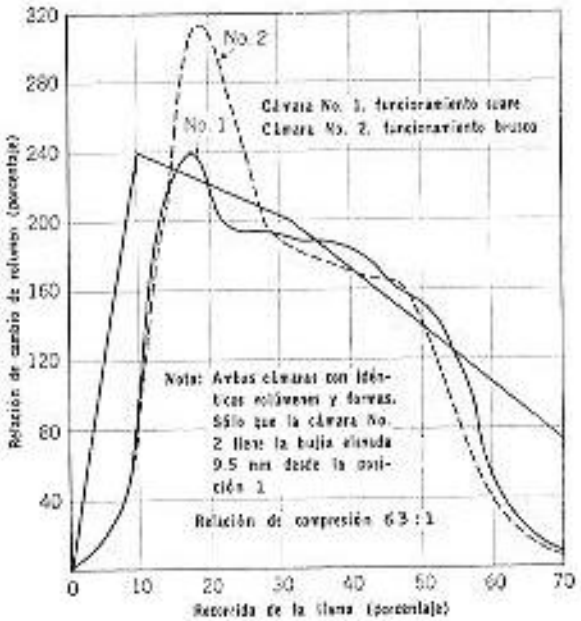


FIG. 14-7. Efecto de la colocación de la bujía sobre la curva de proporción. (Tomado de J. Aske, "Iron and Copper Bonded in Composite Cylinder Heads", *Automotive and Aviation Industries*, Nov. 30, 1935.)

niente notar que las consideraciones en el diseño de la cámara, no dependen directamente de la naturaleza del combustible que puede ser gas o gasolina vaporizada o aceite combustible vaporizado, sino solamente del principio de un frente de la llama, continuo, autodilatable.

14-3. Cámaras de combustión, ECH. A pesar de la falta de un patrón conveniente para las sacudidas del motor (Art. 5-7), las cámaras de combustión comerciales para motores automotrices no sobrealimentados, siguen más o menos un diseño general inventado por Ricardo.[1] En la Fig. 14-5 se muestra un modelo antiguo de la cámara de turbulencia de Ricardo, que cumple con los siguientes objetivos.

[1] Ref. 1.

1. Obtener una gran turbulencia en la carrera de compresión con objeto de:
   a. Aumentar la rapidez de la combustión.
   b. Asegurar una mezcla más homogénea, restregando las capas de gases estancados adheridos a las paredes de la cámara.
2. Reducir la detonación mediante:
   a. Disminución de la longitud efectiva del recorrido de la llama (haciendo que el émbolo se acerque más a la cabeza). Adviértase que el gas atrapado entre la cabeza y el émbolo (*a*) tendrá menor masa y por ello poco impacto, si ocurre la detonación; (*b*) tenderá a enfriarse debido a la gran superficie que lo rodea, o bien, porque queda expuesto a las reacciones de las paredes (Art. 4-17).
   b. Colocación de la bujía en una región central para reducir la longitud del recorrido de la llama.

Las modificaciones del diseño de Ricardo, se usan en todos los motores con cabeza en L y se sigue el mismo principio esencialmente en los motores con válvulas en la cabeza y cabeza en F (Figs. 1-10, 1-11, 9-4, 9-5, 14-9 y 14-10). Todos los motores ECH

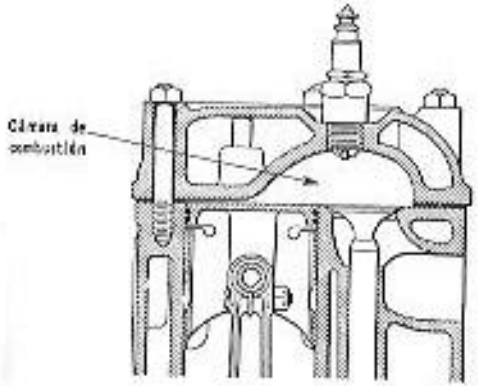
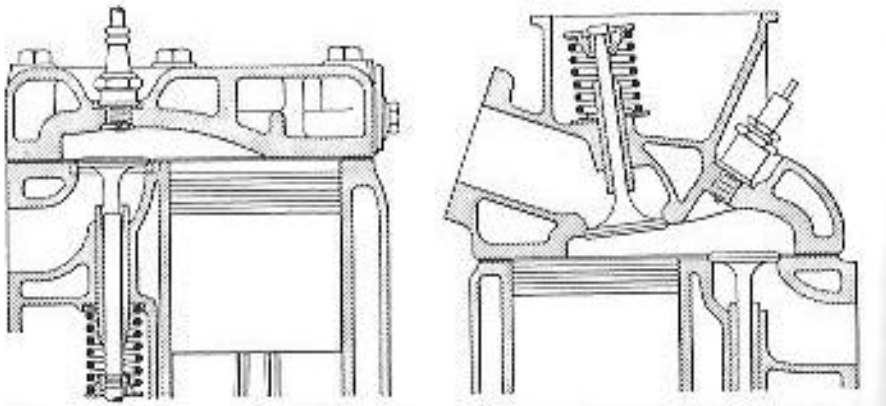


FIG. 14-8. Cámara de combustión Ricardo

de gran potencia y todos los EC, utilizan válvulas en la cabeza. La tendencia en vehículos automotrices también va en esa dirección a medida que aumentan las relaciones de compresión. El motor



(a) Diseño Chrysler para camión. La bujía queda cerca de la válvula de admisión. (b) Diseño de cabeza en F utilizado por Rolls-Royce en el motor Bentley.

FIG. 14-9. Cabezas de motor en L y en F. (Tomado en Colwell y Taub, Ref. 6.)

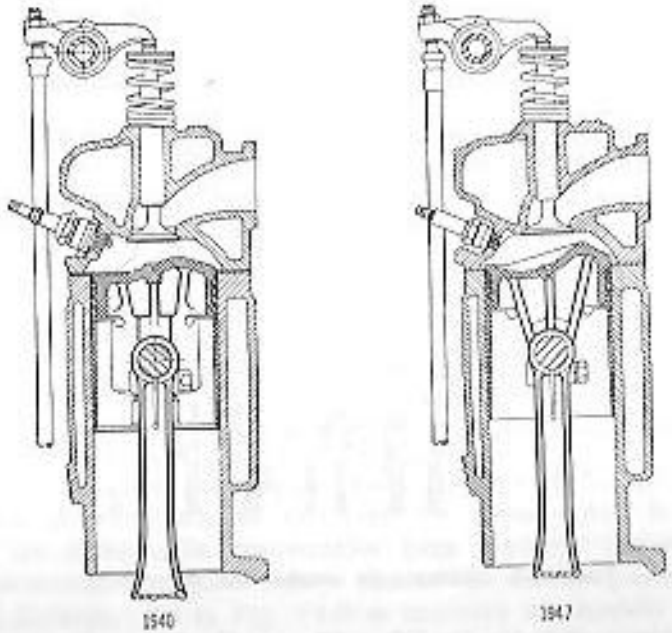


FIG. 14-10. Cámara de combustión Buick. (Cortesía de la *Buick Division, General Motors Corp.*)

con válvulas en la cabeza se considera superior al motor de cabeza en L *para altas relaciones de compresión* por las siguientes razones:[a]

1. Pérdidas de bombeo bajas; mejor respiración del motor por tener conductos más directos y lumbreras y válvulas más grandes.
2. Menor distancia de recorrido de la llama y, por lo tanto, mayor independencia del golpeteo.
3. Menor fuerza sobre las tuercas de la cabeza y, por ello, menor posibilidad de fugas. Nótese que el área proyectada de la cámara de combustión del motor de cabeza en L, es inevitablemente mayor que la del motor con válvulas en la cabeza.
4. Remoción de la válvula del escape, que es la más caliente, de la culata a la cabeza, confinando así las fallas de calor en la cabeza.
5. La relación superficie-volumen es menor y, por ello, las pérdidas de calor son menores.
6. Fácil de moldear y fundir.

Por otra parte, la cabeza en L, lleva un mecanismo para las válvulas, más simple y silencioso; no habiendo diferencia en su comportamiento para relaciones de compresión bajas (por ejemplo, relaciones de 7:1 o menores). Véase que es enteramente posible que la relación de compresión no llegue a adquirir ningún aumento debido a que:

1. Los combustibles de alto octano son relativamente costosos y aun cuando aumentan los kilómetros por litro, disminuyen los kilómetros por peso.
2. Las relaciones de compresión altas, exigen mayor rigidez de la estructura para soportar presiones del orden de 70 kg/cm^2; mejores anillos para émbolo, con objeto de evitar las fugas de presión hacia el cárter; mejores bujías y sistemas de encendido y mejores cojinetes.

La cabeza en F ha adquirido popularidad, porque es adaptable a las altas relaciones de compresión y permite una válvula de mayor tamaño, para dimensiones dadas de la cámara, así como el empleo de cabezas de aluminio. En la Fig. 14-9*b* se nota la válvula de admisión de gran tamaño, colocada en la cabeza, directamente sobre el émbolo y la válvula del escape en la culata.

[a] Consenso de opiniones reportadas en la Ref. 6.

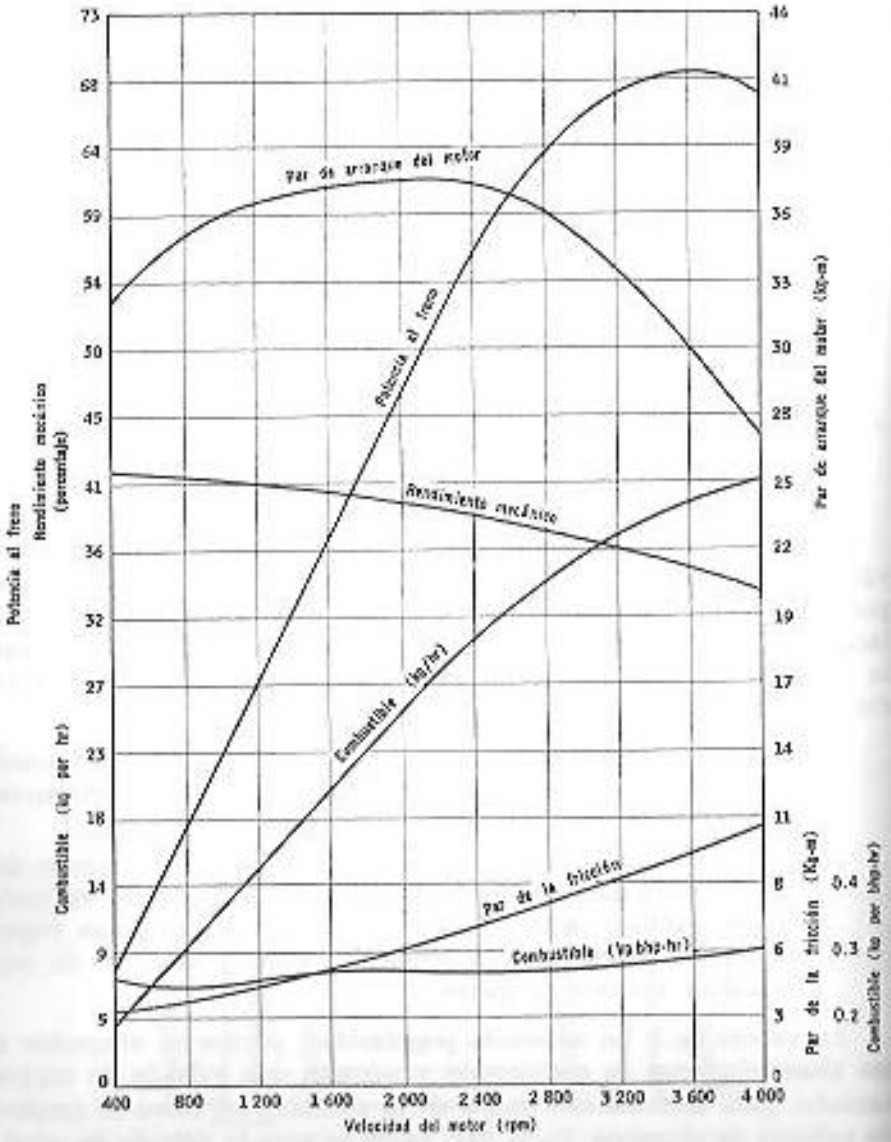


FIG. 14-11. Curvas de rendimiento para el motor Buick 1947. Ocho cilindros de $3^{7}/_{16}$ plg $\times$ $4^{5}/_{16}$ plg; 320 plg³; relación de compresión 7 : 1. (Cortesía de la *Buick Division, General Motors Corp.*)

Al diseñar el motor y la cámara de combustión se requieren conductos grandes y sin obstrucciones para el agua en todos los puntos en derredor del cilindro, de las bujías, de los asientos de las válvulas, de las lumbreras de admisión y escape, así como de las paredes de la cámara de combustión. Tales conductos permiten que el agua se mueva con velocidad conveniente para facilitar la transferencia de calor, en lugar de que se estanque. El grueso de las paredes debe ser uniforme si las expansiones van a ser uniformes y se trata de evitar zonas muy calientes.

Las bujías se localizan generalmente cerca de la válvula de escape, puesto que el área de la válvula estará caliente y puede tener lugar el encendido por superficie (Art. 4-11). Por otra parte, una colocación cercana a la válvula de admisión ocasiona que se tenga una mezcla pobre, al trabajar con estrangulación parcial. Las bujías pueden ser de 14 mm o preferiblemente de 18 mm (recomendación de la Champion Spark Plug Company), con enfriamiento adecuado en derredor de la porción roscada y el asiento de la junta. Una ligera cavidad en la bujía, aumenta grandemente la vida de los electrodos y disminuye las fallas.

En la Fig. 13-1 se ilustra el rendimiento máximo de los motores ECH para relaciones de compresión altas y en la Fig. 14-11 para los motores automotrices modernos. La tendencia hacia las altas relaciones de compresión darán resultados semejantes a los mostrados en la Fig. 14-12.

En el motor sobrealimentado, el control de la combustión mediante la forma de la cámara, se subordina al control de los esfuerzos. Tales motores generalmente fallan por esfuerzos térmicos y, por ello, es conveniente la simetría para tener dilataciones térmicas iguales; además, son de desear áreas pequeñas para contener la cámara de combustión caliente. Por estas razones, las cámaras de combustión de los motores de gran potencia, sobrealimentados, son esencialmente hemisféricas (relaciones bajas de superficie-volumen) y simétricas, con dos bujías para el encendido colocadas en extremos opuestos de la cámara (Fig. 1-12). El control de la detonación es proporcionado más por la selección de combustibles de alto octano, que por el diseño de la cámara; sin embargo, las bujías dobles reducen el tiempo de la combustión y evitan así el golpeteo. Las curvas de rendimiento para este tipo de motores, se encuentran en el Cap. 17.

14-4. Motores de gas. Los motores que funcionan con gas se dividen en dos grupos principales: (1) motores pequeños de alta ve-

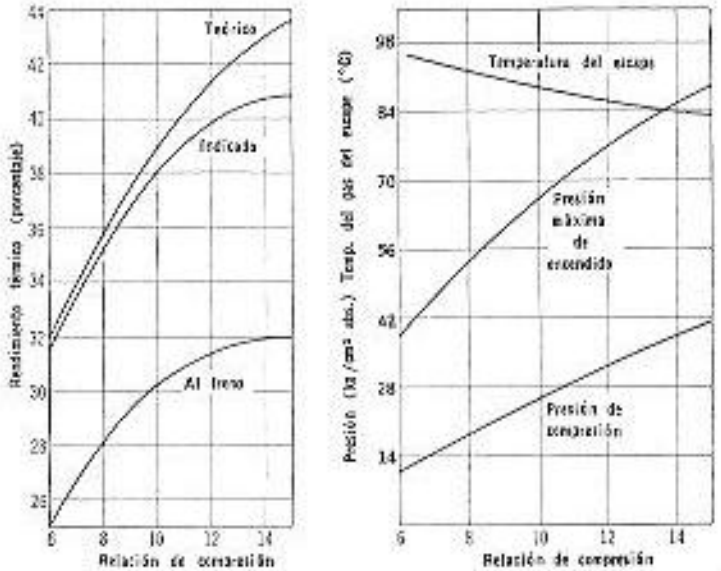


FIG. 14-12. Rendimientos térmicos, presiones de compresión y encendido y temperaturas de los gases del escape para un motor experimental monocilíndrico. Rendimiento térmico teórico para ciclo normal de aire con $n = 1.21$. (Tomado en C. F. Kettering, *Trans. SAE*, Oct. 1947)

locidad con gas "embotellado" como combustible: (2) motores grandes de baja velocidad con gas natural, como combustible (y ocasionalmente gas de aguas negras y de alto horno Tabla 8-14).

El propano y el butano se obtienen como subproductos de las gasolinas naturales en las plantas y refinerías de aceite y el costo es, usualmente, de 10 a 13 centavos por litro menos que la gasolina. Como estos combustibles en las condiciones atmosféricas, son normalmente gases, se les licua y mantiene a presión en un recipiente. En los vehículos utilizados para la transportación, el gas embotellado se transporta como depósito suplementario, luego se lleva por tuberías a un cambiador de calor conectado al refrigerante del motor. Se reduce la presión del gas y el efecto del enfriamiento es nulificado por el calor absorbido por el agua de enfriamiento del motor. El gas seco resultante, se envía luego al carburador que comúnmente es una simple válvula mezcladora con un medidor de venturi. El gas entra a la corriente de aire a través de una tobera o a través de aberturas en el venturi, en tanto que la cantidad de mezcla que entra al motor se controla mediante un estrangulador.

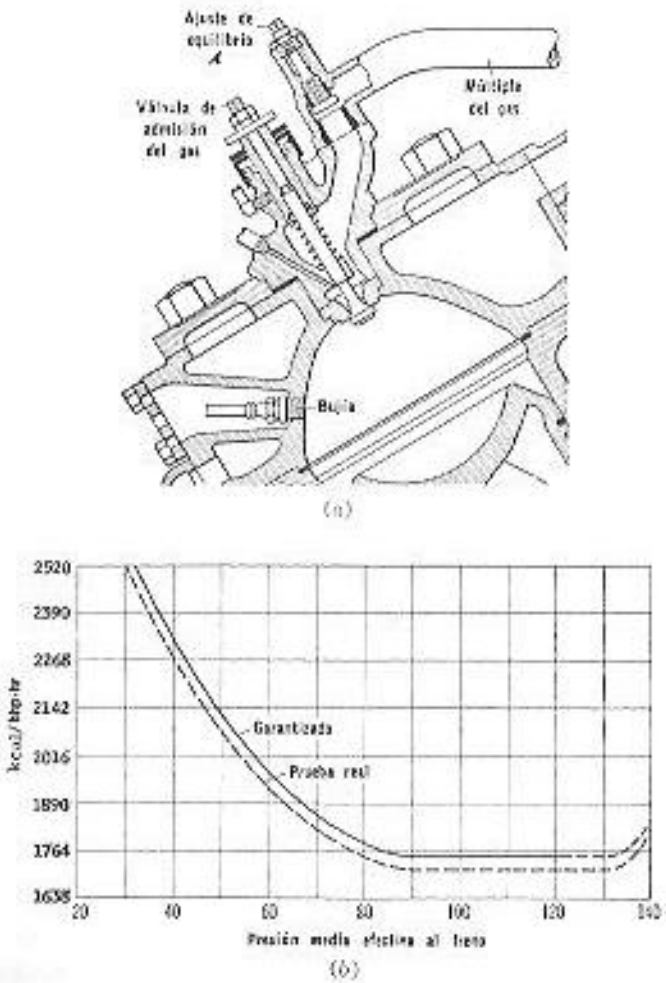


FIG. 14-13. (*a*) Corte transversal de un motor de gas ciclo de dos carreras, ECH; (*b*) Consumo de combustible de un motor de gas, ECH turbo alimentado. Tomando como base el poder calorífico inferior del combustible. (Cortesía de la *Cooper-Bessemer Corp.*)

El volumen del gas desplaza al aire en el motor y así el rendimiento volumétrico de éste será menor (de 3 a 5%), al compararlo con un motor que utiliza gasolina (líquido) como combustible. Esta disminución es compensada parcialmente, removiendo las zonas calientes puesto que el combustible siempre está en el estado de vapor. El combustible gaseoso, seco, evita la dilución del aceite lubricante

en el cárter y reduce la formación de carbón en el motor. Se pueden tener relaciones de compresión altas (7 a 9.1) porque los números octano del propano y del butano son elevados (Tabla 8-6). Los motores de este tipo se obtienen, usualmente, modificando el sistema de carburación de un motor normal de gasolina, de cuatro carreras, siendo semejantes los problemas de diseño y rendimiento, en ambos tipos de motores.

Los motores de gran tamaño, baja velocidad alimentados con gas, trabajan en cualquiera de los dos ciclos de dos o de cuatro carreras, siendo el combustible usualmente gas natural. Tales motores tienen relaciones de compresión bajas (8.75 kg/cm^2), para evitar el golpeteo que es fomentado por los largos recorridos de la llama, inherentes a los cilindros de gran diametro y a las bajas velocidades (Art. 9-2). Aun cuando deberá estar presente una mezcla combustible, si ha de propagarse la llama a través de la cámara de combustión, puede ser que el motor de gas no mantenga una relación constante combustible-aire, independientemente de la carga. Por el contrario, las cargas pequeñas son movidas con altas relaciones aire-combustible y la mezcla se va enriqueciendo progresivamente a medida que aumenta la carga. Con este método se presentan las fallas de encendido y rendimientos pobres en las cargas ligeras. Tales cargas se pueden evitar, o bien, si es necesario manejarlas, incluir algún medio para estrangular el aire de admisión, igual que en el motor convencional ECH.

La cámara de combustión y la válvula del gas de un motor de dos carreras, se ilustra en la Fig. 14-13*a*. Después que el émbolo ha cerrado las lumbreras de admisión y escape, el gas es admitido a través de la válvula central de admisión, la que es abierta por un mecanismo de balancín (no mostrado). La cantidad de gas que entra al cilindro se controla mediante la regulación, hecha con un gobernador, sobre la presión del gas en el múltiple. El ajuste *A*, impone una restricción al flujo del gas y, en consecuencia, sirve como un medio simple para balancearlo y, por lo tanto, para balancear la carga de cilindro a cilindro. En estos motores no se estrangula el aire y las cargas desde 20 a 100% (de lo nominado) se podrán manejar sin fallas en el encendido.

Aun cuando los cilindros con diámetros grandes y las bajas velocidades contribuyen materialmente al golpeteo de la combustión, el problema se ha evitado en los motores de gas, empleando relaciones de compresión bajas y combustibles con cifras octano con equivalencias altas. En muchas localidades, el gas natural que es principalmente metano, es el más barato de todos los combustibles (Fig. 15-28). El metano también tiene una alta relación de compresión crítica (Tabla 8-6). Los experimentos que se están haciendo actualmente, muestran que las relaciones de compresión y las presiones en el motor de gas pueden ser elevadas materialmente, con la consiguiente ganancia en el rendimiento térmico. El personal de Cooper-Bessemer está experimentando con presiones de compresión de 17.5 kg/cm^2, en motores de dos carreras; 28-31.5 kg/cm^2, en motores de cuatro carreras y tan altas como 42 kg/cm^2, en sus motores sobrealimentados, de cuatro carreras. Estas presiones excepcionales se logran sin golpeteo, empleando relaciones combustible-aire pobres, que tienen periodos grandes de demora del encendido (Fig. 9-7). Como las mezclas pobres son difíciles de encender, se requieren bujías especiales con grandes claros entre electrodos y elevados voltajes para el arco. El rendimiento del motor sobrealimentado, se ilustra en la Fig. 14-13*b* y se compara muy favorablemente con el del motor diesel (Cap. 15).

14-5. Motores de alimentación estratificada. El objetivo de la inyección de combustible en el motor ECH, se divide en dos aplicaciones importantes: la inyección durante la carrera de admisión (Art. 12-12) y la inyección durante la carrera de compresión. En la primera aplicación, la inyección del combustible sirve como sustituto del carburador, como un medio para introducir combustible al motor durante el periodo de inducción del aire. En la segunda aplicación, el combustible es inyectado directamente dentro de la cámara de combustión mediante una tobera colocada en la cámara.

La alimentación combustible-aire en el motor Otto, en el momento de la combustión, es esencialmente una mezcla homogénea y vaporizada de gasolina y aire. Si la distribución del combustible no es uniforme dentro de la cámara, estarán presentes zonas con relaciones AF variables. Una mezcla tal, se denomina *alimentación estratificada*. En la alimentación estratificada, la relación AF en un punto de la cámara puede ser 16 a 1; en tanto que en otro punto de la cámara, quizá haya solamente aire, en una forma semejante a la del motor EC. Sin embargo, la alimentación estratificada del motor EC, debe ser encendida por una bujía y la llama debe viajar a dondequiera que esté presente una mezcla combustible.

El objeto del motor ECH de alimentación estratificada, es el de evitar el golpeteo y, por lo tanto, permitir el empleo, bien sea de altas relaciones de compresión o de combustibles de grado bajo (o

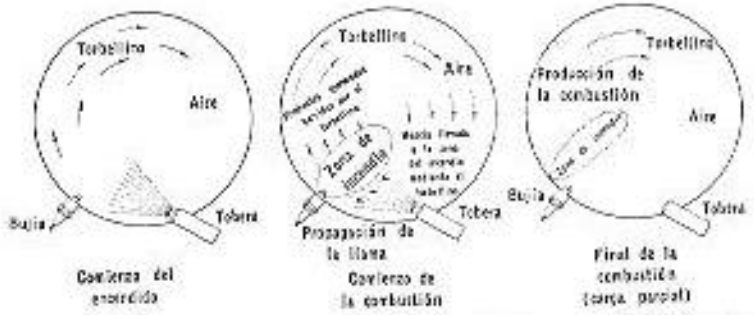


FIG. 14-14. Concepción idealizada de la combustión con alimentación estratificada. (Según Barber, Malin y Mikita, Ref. 7)

ambas consideraciones). La alimentación estratificada, elimina el golpeteo porque los extremos de la masa gaseosa no necesitan ser una mezcla combustible y, además, es poco el tiempo de permanencia (calentamiento) del combustible, porque la inyección comienza ya avanzada la carrera de compresión.

Se puede visualizar el principio de la alimentación estratificada, suponiendo un movimiento circular del aire en el cilindro durante la carrera de compresión, como se ve en la Fig. 14-14. Más o menos a los 50 grados antes del punto muerto superior (*b*TDC), se hace que la tobera comience a inyectar combustible, tangencialmente dentro de la corriente de aire y continúa la inyección, por ejemplo, durante 50 grados de giro del cigüeñal (a plena carga). Al mismo tiempo, una bujía colocada en dirección del flujo, a partir de la tobera, lanza el arco después de iniciada la inyección (por ejemplo, 30 grados *b*TDC), cuando la mezcla inicial de combustible-aire es arremolinada por la turbulencia (remolino de aire) después de la bujía. En este caso, la llama será iniciada y propagada principalmente en dirección opuesta al remolino, con el establecimiento de zonas incendiándose. El combustible líquido que abandona a la tobera, será atomizado, vaporizado, mezclado con el aire y luego quemado; estableciendo así las fronteras más bajas de la zona. Los productos de la combustión serán sacados de la zona del incendio y lanzados en derredor de la cámara de combustión. En esta forma, la mezcla combustible-aire será quemada directamente después que el combustible entra a la cámara y sin esperar a que viaje una llama hasta la posición de la mezcla, en la cámara de combustión.

Nótese que no es necesario estrangular el aire de entrada, como un medio para controlar la relación combustible-aire, porque con

cargas parciales, disminuye la duración de la inyección y, por lo tanto, para la combustión se utiliza sólo una parte del aire en la cámara (como en la Fig. 14-14).

El desarrollo de un motor con alimentación estratificada, introduce un problema nuevo, que es el de coordinar la inyección del combustible con el diseño y la turbulencia de la cámara de combustión. Esta coordinación no sólo es difícil de lograr, sino que parece un tanto improbable que un diseño opere satisfactoriamente dentro de límites amplios de cargas y velocidades. La tobera no sólo puede proporcionar buena atomización, sino que además una distribución selectiva: se puede originar una área de combustión localizada y desarrollarse a partir de la posición de la bujía. Más aún, la tobera y la turbulencia pueden seguir en alguna forma los principios dictados por la distribución del volumen si la elevación de la presión debe ocurrir durante los ángulos de giro del cigüeñal, más ventajosos. Parece ser muy improbable que el proceso ilustrado en la Fig. 14-14 dé, por sí mismo, tales características óptimas de elevación de la presión.

Las pruebas[1] hechas en motores de alimentación estratificada, muestran que el golpeteo se elimina haciendo lento el proceso de combustión y logrando temperaturas y presiones máximas de poco valor. Cuando se mejoran la atomización y la distribución, la falla del motor Otto —el golpeteo— acompaña al mejoramiento. Por lo tanto, si se adelanta el comienzo de la inyección a posiciones más anteriores durante el ciclo, se aumenta la potencia producida y la economía del combustible, pero también se aumenta la tendencia al golpeteo. En particular:

1. Una alimentación estratificada, obtenida al inyectar combustible ya avanzada la carrera de compresión, hará que disminuya la detonación con cualquier relación de compresión y de combustible-aire.
2. Los combustibles de bajo octano, se utilizan con relaciones de compresión altas.
3. El consumo específico indicado de combustible (isfc) es elevado y la potencia es menor para la misma relación de compresión, comparada con el motor Otto (y el motor Otto requiere un combustible que no golpetee censurablemente).

[1] R. G. Cunningham, M. S. Thesis, Northwestern University, 1947.

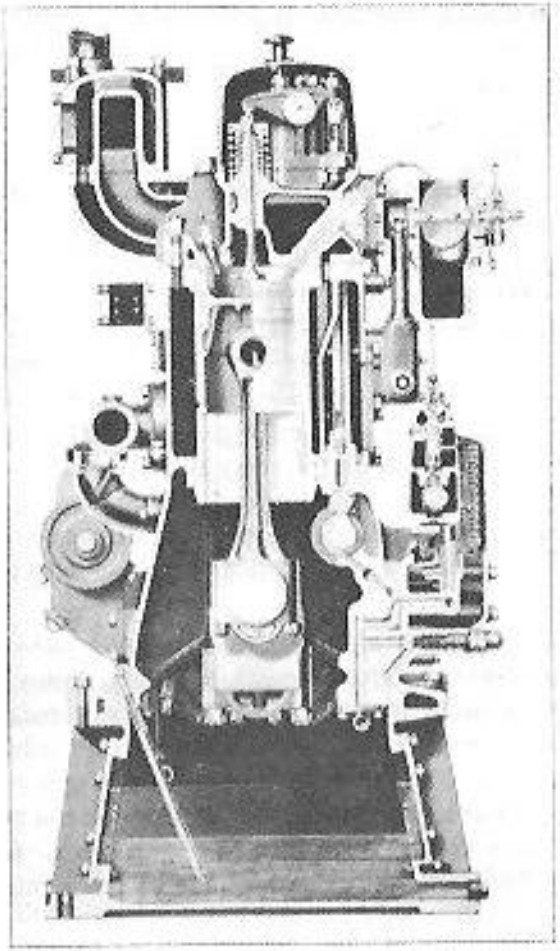


FIG. 14-15. Motor Waukesha Hesselman. (Cortesía de *Waukesha Motor Co.*)

4. La principal ventaja proviene de la adaptabilidad al combustible; el mismo motor puede quemar diferentes combustibles: aceite combustible, keroseno o gasolina.
5. Las pérdidas por combustión ineficiente son casi dominadas o igualadas, por la ganancia proveniente del funcionamiento con altas relaciones de expansión.
6. Se consigue el control de la carga sin estrangular el aire, puesto que la combustión se localiza. Esto aumenta la economía en funcionamiento con cargas parciales.

7. Las relaciones combustible-aire que en total son pobres, en las cargas parciales dan por resultado un consumo satisfactorio de combustible y constituyen un acercamiento al rendimiento del ciclo ideal de aire normal.

Es enteramente posible para un motor con alimentación estratificada, que funcione más económicamente cuando se compara teniendo por base el costo por unidad de potencia, puesto que utiliza los combustibles más baratos. Esta ventaja del costo aumenta, trabajando con cargas parciales. Si la comparación se hace con un motor EC, desaparece la ventaja de los costos de operación, pero se tienen otras ventajas. Luego, el costo inicial de un motor de alimentación estratificada será menor que el de un motor EC, ya que experimenta bajas presiones. Más importante, el motor de alimentación estratificada utiliza varios combustibles —aceite combustible o gasolina —en tanto que los otros motores son más particulares, puesto que con ciertos combustibles puede aparecer el golpeteo, un proceso destructivo.

El motor Hesselman se puede llamar de alimentación estratificada. Utiliza una relación de compresión de 5 o 6 a 1 (Figs. 14-15 y 14-16), siendo esta una relación elevada, si se considera el tamaño del cilindro. En la carrera de compresión del motor y con el estrangulador abierto, principia la inyección del combustible a 55 grados *b*TDC y termina a 26 grados *b*TDC, teniendo la chispa a 16 grados *b*TDC. Emergen de la tobera dos nieblas de combustible, dirigidas a un ángulo de 30 grados a cada lado de la línea central del cilindro. Una niebla se dirige contra el remolino de aire y la otra junto con el remolino. No todo el combustible es vaporizado en el instante del encendido y, por lo tanto, la combustión va aconteciendo gradualmente, sin golpeteo. En general, el motor parece ser hábil para soportar de una a dos relaciones de compresión más que un motor equivalente de carburador.

Con cargas parciales, la cantidad de aire que entra a la cámara, se restringe mediante el estrangulador y habrá una reducción correspondiente de la cantidad de combustible inyectado con objeto de mantener una relación combustible-aire de aproximadamente 15 a 1 (un arreglo ligeramente diferente del descrito antes). La bomba de inyección se regula para finalizar la inyección en la misma posición del émbolo, independientemente de la carga (Fig. 12-6*b*).

Las curvas de rendimiento para el motor Hesselman, se ilustran en la Fig. 14-16. El consumo de combustible es del mismo orden

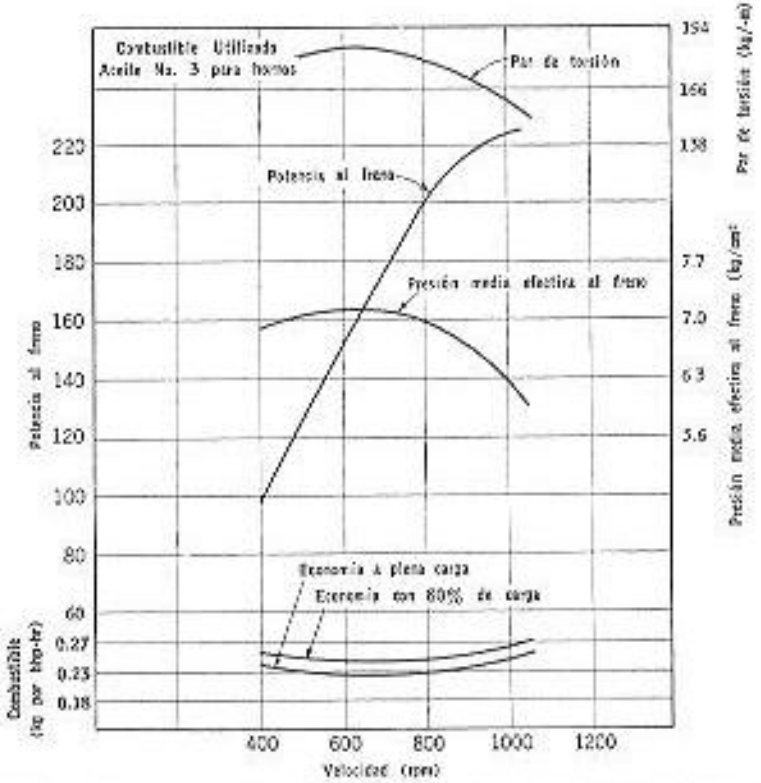


FIG. 14-16. Curvas de rendimiento del motor Waukesha Hesselman. Seis cilindros 18 × 22 cm. (Cortesía de *Waukesha Motor Co.*)

que para otros motores ECH, sólo que en él se logra con combustible barato. Un motor EC dará mejor rendimiento, pero solamente teniendo altas presiones.

14-6. Sistemas de encendido con acumulador. Los componentes del sistema usual de encendido, ilustrado en la Fig. 1-13, constan de un acumulador, la bobina, los platinos, el condensador, el distribuidor y las bujías. El distribuidor del encendido Fig. 14-17, contiene los platinos, el condensador, el avance centrífugo y el rotor; en un motor de cuatro carreras, todo el conjunto es movido por el árbol de levas a un medio de la velocidad del motor.

La bobina consiste en una cubierta impermeable, conteniendo un devanado primario con aproximadamente 200 vueltas de alambre de cobre No. 20, montadas sobre un núcleo de hierro. Sobre el primario se monta un devanado secundario con aproximadamente 18 000

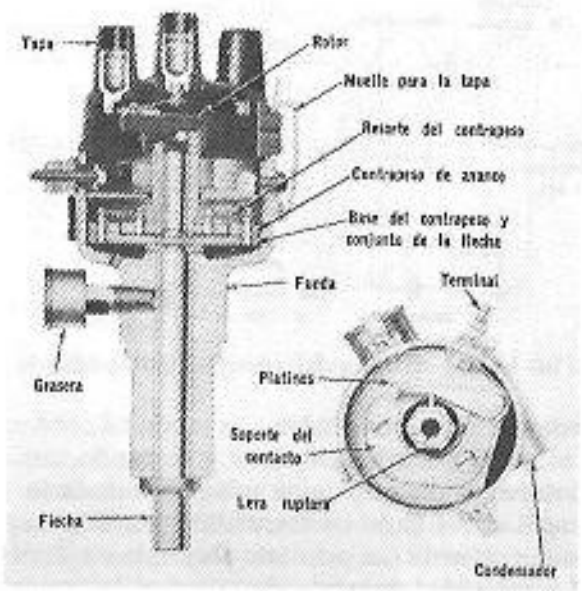


FIG. 14-17. Distribuidor del encendido. (Cortesía de la *Delco-Remy Division, General Motors Corp.*)

vueltas de alambre de cobre No. 38, siendo aislada cada capa de la anterior mediante una tira de papel encerado para evitar los arcos eléctricos. En lugar de las cuatro terminales eléctricas que debiera haber, solamente son visibles tres por emplearse una unión común para los terminales que van a tierra.

El diagrama del alambrado del sistema de encendido, aparece como el de la Fig. 14-18. Al cerrarse los platinos fluye una corriente por el devanado primario *P*, creando un campo magnético en torno de la bobina. Al crecer este campo magnético, corta al devanado primario e induce en él una fuerza contraelectromotriz que se opone a la corriente del acumulador y, en consecuencia, él mismo demora el proceso de crecimiento del campo. También se induce un voltaje en el devanado secundario, pero el potencial es usualmente muy bajo para producir un arco en la bujía, debido al movimiento relativamente lento del flujo magnético (sin embargo, véase el Art. 14-8).

Cuando la leva sobre la flecha del distribuidor abre los platinos, desaparece el campo magnético en torno de la bobina. La corriente resultante, inducida en el primario, fluye en la misma dirección que

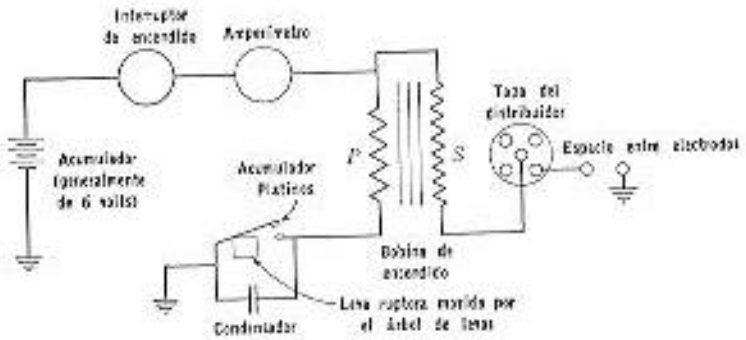


FIG. 14-18. Sistema del encendido, simplificado

la corriente original del acumulador, cargando al condensador* (Fig. 14-18). Con el campo desvaneciéndose y cortando también al devanado secundario, se induce un alto voltaje secundario. La disminución en la densidad del flujo es mantenida por la descarga del condensador, con la corriente del primario fluyendo en dirección opuesta (negativa). La velocidad máxima de colapso del campo magnético y el número de espiras en el devanado secundario, determinan el voltaje máximo que se puede inducir, llegando a alcanzar valores de 10 000 a 20 000 v. Sin embargo, la resistencia del espacio entre electrodos generalmente se rompe con potenciales menores a 10 000 v por lo cual se dispone de un margen de seguridad (por ejemplo, para el caso en que el espacio entre electrodos sea anormalmente grande).

La acción del condensador se ilustra en la Fig. 14-19. Al ponerse en contacto los platinos, aumenta lentamente el flujo del campo (AB) (voltaje constante en el primario del acumulador, por ejemplo, de 6 v y corriente primario, alrededor de 4 amp). Al abrir los platinos disminuye la intensidad del campo, en tanto que el condensador se carga (BC), y continúa disminuyendo notablemente, mientras el condensador se descarga (CD). En el circuito resonante fluirá una corriente oscilante ($BCDE$, etc.) con una frecuencia alrededor de 3 000* ciclos por segundo (básicamente, una onda senoidal). En la bujía aparece comúnmente el arco, entre B y C antes de que la relación de cambio del flujo sea un máximo (C), con objeto de tener

* Sin condensador, la corriente inducida establece un arco a través de los platinos al separarse y la energía almacenada en el campo magnético, se consume en el arco. El condensador suministra un lugar para que fluya la corriente y luego la regresa hacia la bobina, pero en dirección opuesta. En esta forma se establece una corriente oscilante de alta frecuencia y, por ello, la relación de cambio del flujo es elevada.

* Datos, por cortesía de H. Hartzell, Delco-Remy Division, G. M. Corp.

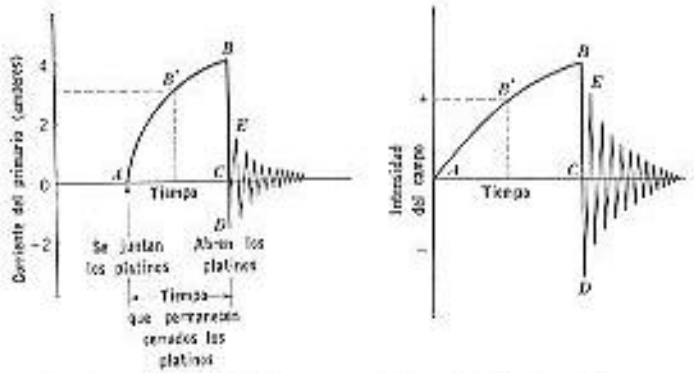


FIG. 14-19. Cambios del flujo magnético en la bobina del encendido

un margen de seguridad en el voltaje para emergencias. Adviértase que el voltaje inducido en el devanado primario no quedará limitado al voltaje del acumulador, pues igual que el del secundario, queda determinado por el número de vueltas del alambre y por la rapidez de cambio del flujo magnético del campo. El voltaje inducido en el primario es del orden de los 150 v (para las relaciones de los devanados mencionados previamente, se inducirá en el secundario un potencial máximo de alrededor de $90 \times 150 = 13\,500$ v). Sin embargo, a medida que el potencial aumenta entre el espacio entre los electrodos, se rompe la resistencia del aire o de la mezcla con voltajes próximos a los 8 000 volts y al establecerse el arco, disminuye el potencial en algunos cientos de volts. La rotura de la resistencia entre electrodos tiene lugar aproximadamente 0.0001 seg después de abiertos los platinos y representan un atraso de 2 grados de giro del cigüeñal con velocidad del motor de 3 600 rpm. La duración del arco es del orden de 0.001 seg o 22 grados de giro del cigüeñal para 4 000 rpm.

El sistema de encendido se regula para asegurar que cuando uno de los cilindros esté cerca del punto muerto superior (TDC), en la carrera de compresión, los platinos estén a punto de separarse. El rotor estará indicando al terminal que conecta a la bujía del cilindro que corresponda encender. Las otras bujías estarán conectadas a la tapa del distribuidor, siguiendo la misma progresión que la del orden de encendido. (Esta posición aproximada, se ajusta mejor en el camino, haciendo girar el distribuidor unos cuantos grados y acelerando después desde la baja velocidad. El arco es correcto, cuando aparece un golpeteo leve).

Los platinos son accionados a la velocidad del árbol de levas y, en consecuencia, se separarán e inducirán un arco, tantas veces durante dos revoluciones del cigüeñal como lóbulos tenga la leva. Nótese que la intensidad del flujo del campo, depende del tiempo en que permanezcan cerrados los platinos así como del voltaje del acumulador. Como este último es constante, el tiempo para establecer el flujo del campo disminuye directamente con la velocidad. Por lo tanto, si la variación del flujo *ABCD* (Fig. 14-19), corresponde a una velocidad de 2 000 rpm, se dispondrá de una intensidad de campo de solamente *B'* para una velocidad de 4 000 rpm. Por esta razón, es impráctico tener más de ocho lóbulos en la leva. La intensidad de campo se aumenta notablemente, mediante el empleo de pequeñas separaciones de los platinos (y, por ello, los platinos permanecen en contacto durante un periodo de tiempo grande).

El instante del ciclo en el que debe tener lugar el arco, debe regularse para asegurar máximo rendimiento del motor con diferentes velocidades y cargas. Esta regulación se lleva a efecto, por lo general, en forma automática por dos medios: *un avance de vacío* y *un avance centrífugo*. Es necesario el avance de vacío sobre la regulación del arco, porque las mezclas pobres en el rango económico (Fig. 11-1), requieren un ajuste adelantado del arco, en comparación con lo que debe ser para las mezclas a plena carga (que se queman más rápidas). El avance centrífugo es necesario para compensar los aumentos de la velocidad del motor, porque la velocidad inicial de la llama es relativamente constante, puesto que la bujía está próxima a las paredes de la cámara. En consecuencia, el primer progreso de la llama tiende a ocurrir en un tiempo constante; que es un número de grados de giro del cigüeñal en aumento, cuando aumenta la velocidad del motor. (El periodo principal de la combustión tiende hacia un número constante de grados de giro del cigüeñal, una vez que la llama se ha establecido firmemente, puesto que la turbulencia aumenta directamente con la velocidad Art. 4-9).

El avance de la velocidad se obtiene conectando la leva de los platinos a un contrapeso, en la forma ilustrada en la Fig. 14-20*a*. A medida que la velocidad del motor aumenta, el movimiento de los pesos, ocasionado por la fuerza centrífuga, avanza la posición angular de la leva en relación con la flecha motriz. En esta nueva posición, los platinos abren en un tiempo más temprano que antes y por ello queda avanzado el arco.

La regulación del retardador de carga (o avance de vacío se obtiene uniendo toda la placa de los platinos a un diafragma

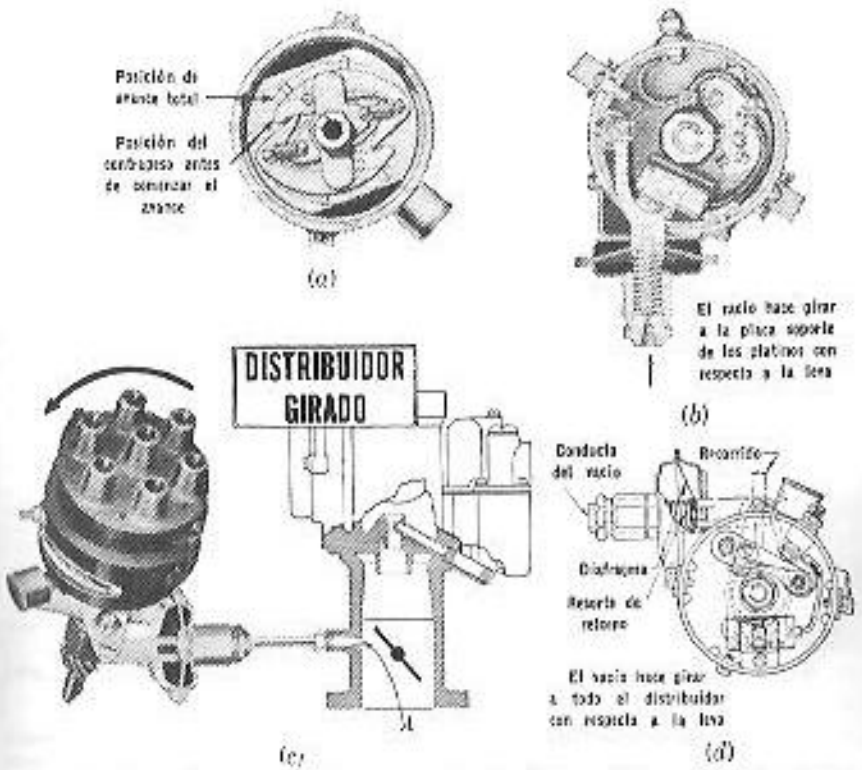


Fig. 14-20. Mecanismos para el avance de la chispa. (Cortesía de la *Delco-Remy Division, General Motors Corp.*)

mantenido en la posición completamente retardada mediante un resorte (Fig. 14-20). El otro lado del diafragma es accionado mediante la presión del múltiple contra la resistencia del resorte. Con cargas parciales, el alto vacío en el múltiple avanza la chispa por arriba y abajo del avance centrífugo (o dicho de otro modo, a plena carga el mecanismo de vacío retarda la chispa). La mayoría de los motores requieren una chispa retardada con objeto de lograr una baja velocidad para holgar. Para proveer esta regulación, la admisión *A*, de la Fig. 14-20c, pasa al interior de una área de gran presión cuando el estrangulador está completamente cerrado y, por lo tanto, los platinos están en la posición de completo retardo. La regulación de la chispa conseguida mediante los avances centrífugo y de vacío, se ilustran en la Fig. 14-21*b* y el economizador de combustible con estrangulación parcial (carga en carretera) se ilustra en la Fig. 14-21*a*.

14-7. Encendido mediante magneto. El sistema de encendido mediante bobina y distribuidor, requiere un acumulador para su funcionamiento; mientras que para algunas otras aplicaciones es deseable un sistema más compacto. Por ello, los motores de aviación y equipos agrícolas, utilizan magnetos para generar y distribuir los altos potenciales requeridos por las bujías. Los elementos del sistema de magneto se muestran en la Fig. 14-22. En este ejemplo, el conjunto consiste de un magneto de cuatro polos *A*, dos zapatas polares

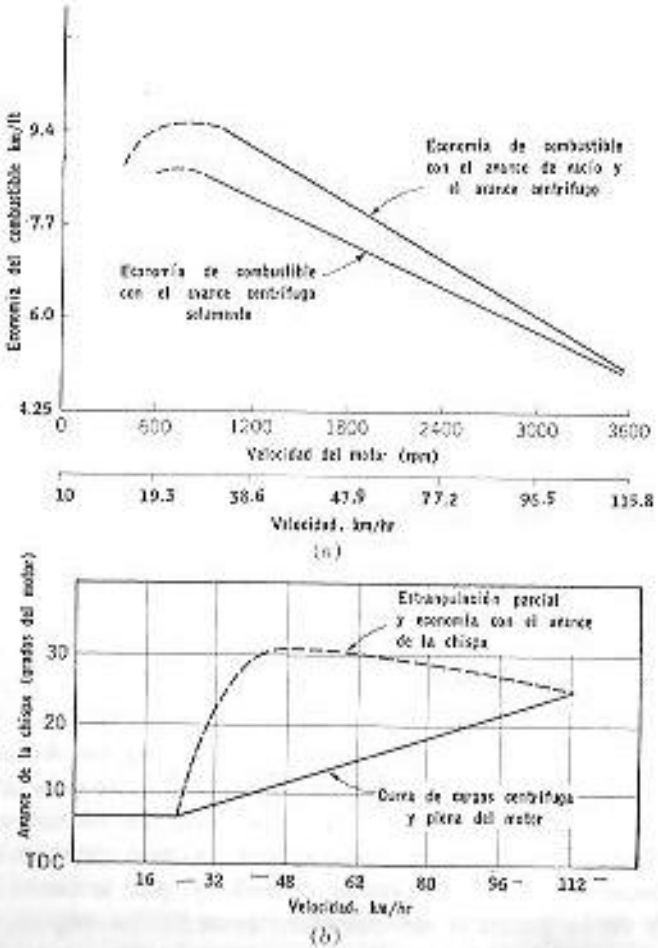


FIG. 14-21. Efectos de los avances de la chispa, centrífugo y de vacío sobre el rendimiento del motor. (Cortesía de la *Delco-Remy Division, General Motors Corp.*)

B, una bobina *C* (que contiene ambos devanados primario y secundario), mecanismo de contacto, condensador y bloque de distribución. Cuando los polos norte y sur del magneto están en línea con las zapatas polares, se establece la máxima densidad de flujo en la bobina. Cuando los magnetos son accionados por el motor, el flujo del campo en la bobina va alternando su intensidad a medida que cambia la polaridad en las zapatas polares. Por lo tanto, se inducirá una corriente en el devanado primario (y también en el secundario), con

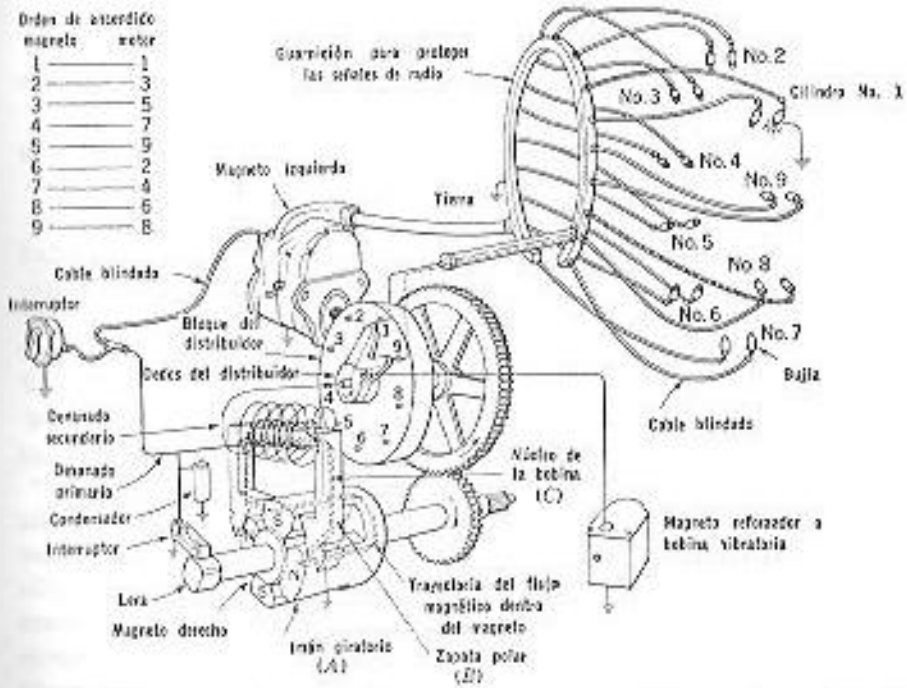


FIG. 14-22. Sistema de encendido con dos magnetos. (Cortesía de la *Scintilla Magneto Division, Bendix Aviation Corp.*)

el campo magnético producido por esta corriente opuesta al de las barras de magneto. El flujo del campo resultante tendrá valores alternativos, pero las inversiones no serán lo suficientemente rápidas para inducir el alto potencial necesario para romper la resistencia entre terminales de la bujía. En un instante en que la corriente del primario está cerca de su máximo, se abren los platinos mediante la

leva y el condensador[10] cargándose y descargándose, produce un cambio rápido en la densidad del flujo que promueve la existencia de un circuito resonante de alta frecuencia. Esta acción induce, a su vez, un alto voltaje en el devanado secundario.

El voltaje primario inducido por el magneto, depende de la velocidad de rotación de la armadura, y, algunas veces, se tienen fallas al arrancar el motor porque la velocidad de arranque es baja. Un método para aliviar esta tendencia se muestra en la Fig. 14-22. Se conecta a un dedo del distribuidor un magneto auxiliar movido a mano mediante manivela, el dedo está retrasado en su posición con respecto al dedo normal. El magneto auxiliar proporciona una buena chispa para el arranque, siendo proporcionada en una posición del cigüeñal, más atrasado de lo normal. Esta chispa atrasada previene la reacción "patada" o inversión de movimiento del motor.

Adviértase que el motor puede ser parado, poniendo a tierra la corriente del primario mediante el interruptor de encendido.

Una de las ventajas del magneto es que el voltaje primario inducido aumenta con la velocidad de giro y, por lo tanto, la intensidad del flujo resultante aumenta con la velocidad del motor. En el sistema de encendido con acumulador se tienen las características opuestas, puesto que el voltaje del acumulador es constante y la corriente del primario fluye solamente cuando los platinos están cerrados (*AB* contra *AB'* en la Fig. 14-19). Por esta razón, son preferibles los magnetos para acelerar a los motores hasta velocidades superiores a las 4 000 rpm.

El sistema de encendido de bajo voltaje es un nuevo desarrollo que parece particularmente deseable en motores de aviación. Este sistema se logra a partir del magneto usual, sustituyendo la escobilla del dedo del distribuidor y cambiando el devanado secundario para limitar el voltaje correspondiente a menores valores (más o menos 350 volts[11]). El bajo potencial inducido, fluye del distribuidor hacia la bujía, la cual contiene un transformador elevador para obtener el alto potencial, necesario para romper el espacio entre electrodos. En esta forma, los altos voltajes son conducidos solamente en pequeñas distancias, reduciéndose notablemente las fugas de corriente en la altura (debidas a la baja densidad del aire ambiente), los cortocircuitos por agua-humedad, así como las interferencias de radio provenientes de los arcos.

[10] La acción del condensador se ha explicado con más detalle en el Art. 14-6.
[11] Ref. 9.

14-8. Las bujías y el encendido.[12] La función de la bujía es la de conducir el alto potencial desde el sistema de encendido a la cámara de combustión, permitiendo luego su descarga a través del espacio entre electrodos. Para realizar estos dos cometidos, se construye la bujía como se ilustra en la Fig. 14-23.

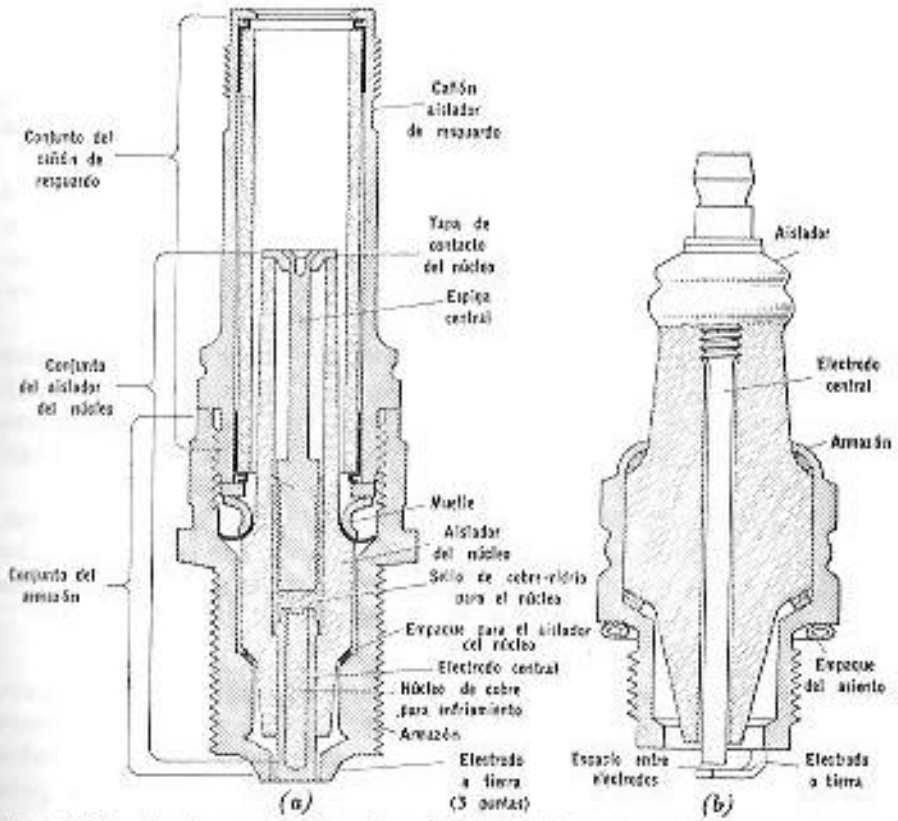


FIG. 14-23. Secciones transversales de las bujías. (a) Bujía blindada para avión; (b) Bujía tipo automotriz

El material del electrodo deberá permitir la formación de un arco con voltajes bajos y constantes; deberá tener buena conductividad térmica y soportar altas temperaturas, gases corrosivos y descargas erosivas de la corriente. Estos requisitos se satisfacen utilizando platino o, más comúnmente, aleaciones de níquel, cromo, bario. El

[12] Refs. 10 y 11.

problema de establecer el arco a traves de los electrodos es afectado por los siguientes factores:

1. La longitud del espacio entre electrodos: a mayor espacio, será necesario mayor voltaje[12] de perforación.
2. La geometría del espacio: los electrodos muy ahusados (pequeños), requieren menores voltajes de perforación.
3. La temperatura de los electrodos y la de la mezcla combustible-aire, confinada: las altas temperaturas permiten bajos voltajes de ruptura.
4. La densidad de la mezcla: una gran densidad (aberturas, considerables del estrangulador) requieren altos voltajes de ruptura.[13]
5. La resistencia del aislamiento a las fugas: el carbón y el óxido metálico forman capas electroconductoras sobre el aislador, que a su vez forman derivaciones en el devanado secundario, reduciendo el voltaje máximo que debe llegar al espacio entre electrodos (Art. 14-19).
6. La proporción de aumento del voltaje, entre el espacio entre electrodos: si el sistema de encendido eleva el voltaje según una proporción rápida (alta frecuencia), disminuye el efecto de las fugas y se dispondrá de un mayor voltaje para la chispa (Art. 14-9).
7. La presencia de gas ionizado entre el espacio entre electrodos.
8. La relación aire-combustible que determina las propiedades eléctricas de la mezcla: las mezclas pobres requieren mayores voltajes de ruptura que las mezclas ricas.
9. El material del electrodo.

Debido al gran número de variables, es difícil valorizar una alteración en uno de los factores; generalmente están presentes las variaciones no conocidas de otras variables (por ello, un espacio entre electrodos muy aumentado, por ejemplo, puede no requerir alto voltaje para romper su resistencia).

Sin embargo, no sólo es necesario tener un arco o chispa en el motor sino que ese arco encienda la mezcla. Un buen encendido depende de las variables enumeradas anteriormente, así como de las siguientes:

1. Deberá disponerse de una mezcla combustible entre los electrodos. Por esta razón, es conveniente colocar la bujía cerca

[12] Ley de Paschen: $V = Cpd$ en la que C es una constante dada para una sustancia del electrodo y una forma del mismo, p es la densidad del material y d es el espacio entre electrodos.

de la válvula de admisión, aun cuando esto se opone a la necesidad de colocarla cerca de la válvula caliente del escape, para evitar el golpeteo.
2. Un gran espacio entre electrodos aumenta la probabilidad del encendido regular, especialmente con cargas parciales al presentarse la estratificación por dilución de los gases del escape (Fig. 14-24).
3. La alta densidad de la mezcla permite que sea liberada una mayor cantidad de energía y aumenta la probabilidad del encendido.
4. Se consigue un encendido mejor, con mezclas ligeramente ricas, puesto que se obtiene mayor liberación de energía (Art. 4-19).

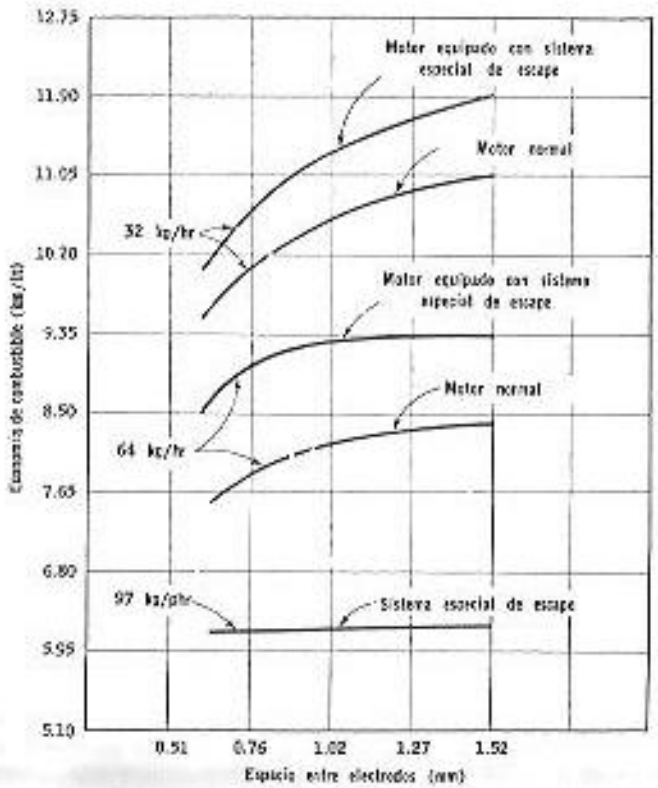


Fig. 14-24. Efecto del espacio entre electrodos sobre el rendimiento por kilómetro. (Tomado de H. T. Youngren "Engineering for Better Fuel Economy", *SAE Journal*, Oct., 1941)

5. La posición de la bujía y la posición de los electrodos, con respecto a las condiciones del flujo en la cámara.

Adviértase que estas variables están relacionadas unas con otras y también en conflicto con los factores básicos para establecer el arco.

El encendido de mezclas pobres y mezclas diluidas por los gases del escape, es facilitado mediante bujías con gran espacio entre electrodos (Fig. 14-24), aun cuando en la práctica se le agrega una carga adicional a la bobina en las condiciones de estrangulador abierto porque entonces se necesitan voltajes más altos para que salte el chispazo. En los motores automotrices, con sistema de encendido con acumulador, los espacios entre electrodos han ido aumentando desde 0.508 hasta 1.016 mm. En los motores para aviones las fugas del potencial a grandes alturas, debidas a la atmósfera enrarecida junto con las grandes densidades dentro del motor motivadas por la sobrealimentación, requieren espacios menores del orden de 0.3048 mm. Las bujías para aviones utilizan varios electrodos a tierra (Fig. 14-23*a*) para disminuir el crecimiento del espacio entre electrodos provenientes de la acción erosiva del arco. El arco deberá brincar hacia uno de los electrodos a tierra y, a medida que aparece el desgaste, cambia a una trayectoria más fácil, utilizando el terminal a tierra con menor resistencia para el arco.

El aislamiento debe tener una alta resistencia eléctrica, no ser quebradizo tanto para impactos térmicos como eléctricos, ser un buen conductor térmico y ser químicamente inerte a los gases de la combustión. Antiguamente se utilizaba porcelana y mica, siendo la práctica actual la de utilizar óxidos de aluminio y silicio. El aislador se satina con una película de sílice, exceptuando la región cercana al extremo del electrodo, para resistir la adherencia del carbón y en el exterior, para resistir la acumulación de polvo y humedad que facilitan los cortocircuitos. El extremo del electrodo no se satina porque la sílice reacciona con el plomo a altas temperaturas, formando una película con alta conductividad eléctrica que pondría en cortocircuito a la bujía, en tanto que la alúmina es relativamente inerte.

La temperatura del aislador es controlada principalmente por:

1. La temperatura de la combustión.
2. La frecuencia de la combustión (rpm).
3. La distancia o longitud de la trayectoria del refrigerante.
4. La conductividad térmica del material.
5. El espesor del material.

El problema es doblemente intenso para servicio automotriz, puesto que la bujía es requerida, para que el motor huelgue, así como para que tenga alto rendimiento a plena carga y alta velocidad en carretera. Si se diseña la bujía para trabajar caliente, con objeto de que se quemen el carbón y otros depósitos: a bajas velocidades probablemente alcance altas temperaturas[14] (arriba de 816°C), y ocasione el preencendido a altas velocidades. Es obvio el compromiso para asegurar un rendimiento aceptable en ambos extremos.

También se sobrecalentará la bujía, si hay fugas entre el electrodo central y el aislador o en torno de la cubierta, o en la junta de la cabeza del motor. Las fugas permiten a los gases calientes escurrirse dentro o alrededor de la bujía y esta acción de calentamiento es acompañada por residuos que la ponen en cortocircuito.

Las bujías se construyen de diferentes longitudes para la trayectoria del calor, como se ve en la Fig. 14-25 para complementar las condiciones previstas de funcionamiento. Así una bujía fría, conduce al exterior más rápidamente

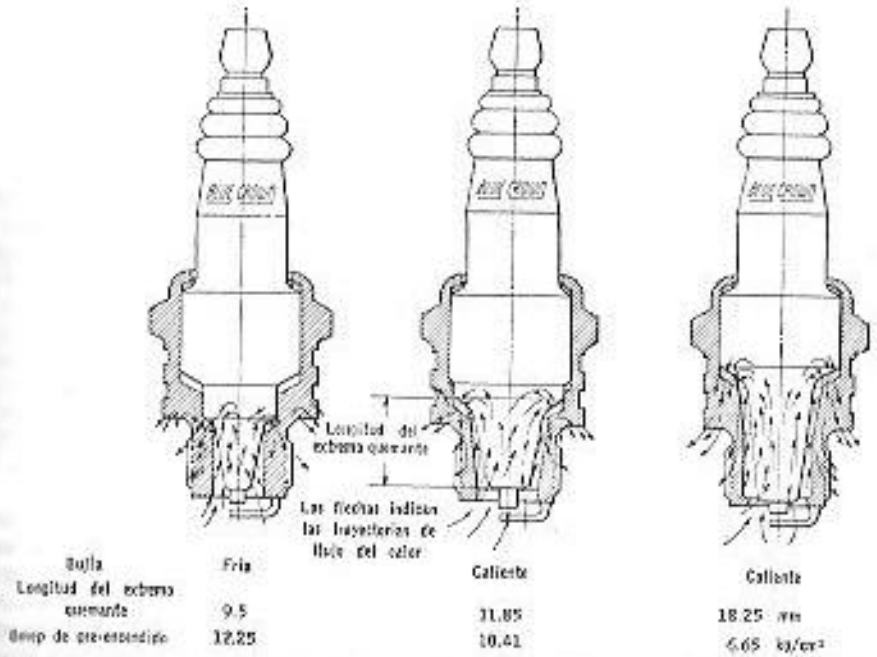


FIG. 14-25. Trayectorias del calor en las bujías. (Cortesía de la *Motormaster Company*)

el calor y permite grandes cargas y velocidades, sin peligro del preencendido. Las bujías para los motores de alimentación estratificada, se diseñan para trabajar calientes.

Los depósitos sobre las bujías son óxidos de sílice (arena) y otros minerales que entran al motor en forma de polvo; los materiales carbonosos provienen de la combustión del combustible y del aceite lubricante, óxidos metálicos, clo-

[14] Nótese que las temperaturas consignadas para las bujías son temperaturas medias, puesto que el proceso del motor es cíclico. A 100 bmep, el extremo de la bujía tendría en promedio unos 538°C y a 220 bmep 816°C.

ruros, bromuros y sulfuros, de la combustión de los aditivos en el combustible y en el aceite lubricante, así como de las impurezas (moho, goma, azufre, etc.) en el combustible (Fig. 9-20). La presencia de tales materiales sobre la bujía, disminuye la resistencia del aislamiento, y, por ello, las cargas eléctricas se fugan y eluden al espacio entre electrodos. Muchas de estas sustancias tienen temperaturas de fusión inferiores a las de funcionamiento de la bujía y, por lo tanto, son eliminadas durante el funcionamiento normal del motor (Tabla 9-6).

El aspecto de la bujía refleja en buena medida las condiciones de funcionamiento.[13] Las fallas de encendido a baja velocidad (funcionamiento a bajas temperaturas) se reflejan usualmente por el carbón negro, presente en el aislamiento. Esta situación puede provenir, bien sea de una bujía fría que promueve la condensación o de un espacio entre electrodos muy pequeños que promueve la falla del encendido con el enfriamiento consiguiente. Un depósito de carbón negro opaco, proviene de la combustión incompleta del combustible y es necesaria una temperatura de unos 343°C para quitarlo. Se tiene un depósito de carbón duro brillante, cuando pasa exceso de aceite por los anillos del émbolo y se quema en la cámara de combustión. Este carbón duro, requiere temperaturas mayores (535°C) para evitar su depósito.

La falla del encendido en altas velocidades (altas temperaturas de funcionamiento) puede provenir de depósitos de plomo sobre la bujía y el aislador; de espacios muy grandes entre electrodos; de platinos defectuosos y de que esos platinos abran demasiado. Se puede formar un satinado de silicato de plomo que pondrá en circuito corto a la bujía al trabajar a altas temperaturas; incluso permitirán un funcionamiento aceptable a bajas temperaturas, porque la conductividad del satinado aumenta con la temperatura. Una bujía en estas condiciones, es difícil de detectar en el banco de pruebas a la temperatura ambiente. En casos extremos, el espacio mismo entre electrodos estará puenteado o parcialmente puenteado por depósitos de plomo. En el último caso habrá un chispazo cuando los platinos hagan contacto (así como cuando se separen) y podrá tenerse un encendido anticipado.

El funcionamiento satisfactorio es indicado por la tersura del extremo del aislador, con una coloración café claro sin carbón impregnado o evidencias de recubrimientos gruesos y con los electrodos limpios, con coloración gris. El funcionamiento en extremo caliente queda evidenciado por el aspecto blanco, limpio con despostilladuras o ampollas en el aislador; si se utiliza TEL en el combustible, el aislador se cubrirá con una capa café, gris o negra y los electrodos mostrarán una fuerte erosión o aspecto de quemados (cuando trabajan muy calientes).

Al probar las bujías, poca confianza se puede tener en el aparato usual de pruebas, con su voltaje de chispazo desconocido. Si se supone que la bujía falla en el encendido, limpiando con una lima las superficies de los electrodos y reajustando el espacio entre ellos, generalmente se restablece el rendimiento original. Aun así, puede seguir la bujía manifestándose defectuosa, sugiriéndose que se pruebe en un motor monocilíndrico preferiblemente para ver si se presenta la falla de encendido o pérdidas de potencia (y en esta forma justificar la bondad de la prueba de banco).

[13] Se considera que el motor y sus componentes, diferentes del sistema de encendido, están en buenas condiciones.

14-8. Otros aspectos del encendido. Aun cuando no se muestra en el diagrama de la Fig. 14-18, el circuito secundario contiene capacidad eléctrica, proveniente de la longitud y configuración geométrica de los conductores de alta tensión. Este efecto de capacidad ocasiona curiosas descargas[16] de alta frecuencia (alrededor de 30 megaciclos) y altas corrientes (20-200 amp), en la primera parte del arco en el espacio entre electrodos, llamada la componente de capacidad del arco. La componente de capacidad, aun cuando de corta duración (menos de 0.0001 seg), es la responsable de gran parte de la erosión del electrodo, puesto que la corriente es elevada. Esto se elimina efectivamente, mediante el empleo de una resistencia de 10 000 ohms que se coloca en el electrodo central de la bujía. Esta gran resistencia, junto con la pequeña capacitancia, cambia radicalmente las características iniciales de resonancia del circuito secundario y, por ello, reduce la componente de capacidad, de alta frecuencia, de alta corriente. Este cambio, tiene poco o ningún efecto sobre la permanencia de la componente inductiva de baja frecuencia y poca corriente del arco que se produce por la acción mutua de las bobinas del primario y del secundario. Aun cuando la bujía con resistencia dispondrá de menos energía para el arco [debido a las pérdidas en la resistencia (I^2R)] muy poco o ningún efecto repercute sobre el encendido. Esto probablemente sea cierto porque una bujía sin resistencia consume una parte de la energía, esencialmente en la componente de capacidad (capacitancia), que se ha supuesto no ser tan esencial para un buen encendido. Se hace posible el espacio entre electrodos suficientemente amplio, inherente a la bujía con resistencia por la baja erosión entre electrodos. En consecuencia, una bujía sin resistencia experimentará un mayor crecimiento del espacio entre electrodos, que una bujía con resistencia como consecuencia de que la componente de capacidad que es destructiva, estará presente en el arco. Si la bujía sin resistencia se calibra para un espacio entre electrodos de 0.635 mm y la bujía con resistencia para uno de 0.889 mm ambas bujías sufrirán una erosión hasta 1.016 mm en 16 000 km de funcionamiento.[17]

Hartzell[18] sugiere que moviendo la bobina de encendido desde la parte de atrás del motor hacia el centro y utilizando cables cortos para las bujías, se puede reducir la capacidad secundaria desde 75 mmf hasta 30 mmf y todavía aumentar el voltaje disponible en la bujía en un 20%. Surge este aumento de voltaje porque la resistencia del aislamiento de la bujía no es infinito. Considérese que el efecto de capacidad en el secundario, absorba energía momentáneamente, por lo tanto, aumentará el tiempo para que el voltaje alcance su valor máximo. Pero durante el tiempo de la elevación del voltaje, aun con lo pequeño que pueda ser, podrá escapar la carga desde la bujía semisucia y así el voltaje secundario nunca llegará al valor del arco de la bujía. Las fallas de encendido con el consiguiente aumento en los depósitos, pronto arruinarán por completo a la bujía. Inversamente, los sistemas con baja capacidad en el secundario, pueden hacer funcionar a bujías que en otra forma aparecen defectuosas (Fig. 14-26).

[16] Véase el Art. 4-19; datos por cortesía de H. Hartzell, Delco-Remy Division of General Motors.

[17] C. Cipriani y L. Middleton *SAE, Journal*, Oct., 1948, Pág. 47.

[18] Ref. 8.

En los motores aéreos los cables de las bujías son largos, con mucho aislamiento y blindados. La capacidad de tales alambres puede llegar a 250 mmf[9] por cuya razón y por la del Art. 14-7, el sistema de encendido de bajo potencial resulta doblemente importante.

Con el advenimiento de las altas relaciones de compresión (y funcionamiento a altas velocidades), las reservas del voltaje secundario (que se mantienen sobre el mínimo requerido para romper el espacio entre electrodos) son algo pequeñas para el sistema de 6 volts. Si la resistencia de la bujía es pequeña como consecuencia de los depósitos, serán inevitables las fallas de encendido y suciedad. Por esta razón, es recomendable el sistema de 12 volts (y con respecto al sistema de 6 volts, se dispondrá de aproximadamente un 50% de más energía). En la Fig. 14-26 se muestran los voltajes disponibles

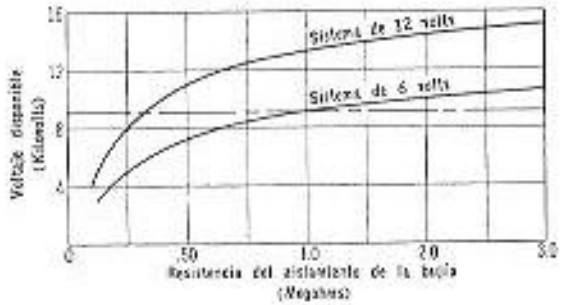


FIG. 14-26. Efecto del voltaje primario sobre el voltaje disponible en la bujía, con diferentes resistencias. (De Hartzell, Ref. 8.)

en la bujía para los sistemas de 6 y 12 volts. Adviértase que si se requieren 9 kv para romper el espacio entre electrodos, el sistema de 6 volts podrá suministrar ese voltaje, solamente si la resistencia de la bujía es mayor de 1 megohm; el sistema de 12 volts hará trabajar a la bujía con una resistencia de solamente 0.3 megohm.

PROBLEMAS

1. Considérese una bomba cilíndrica con longitud de 10.16 cm y radio de 2.54 cm. Supóngase que el encendido tiene lugar en un punto del centro de una de las bases y se difunde según superficies esféricas con centro en el punto de encendido. Trazar una gráfica del volumen quemado, contra el desplazamiento (en porcentaje). Después que el radio del frente de la llama haya excedido de 2.54 cm calcular el volumen quemado como la suma de un cilindro y un segmento de esfera. El porciento de traslado de la llama, está basado en la distancia desde la fuente del encendido a la esquina del cilindro.

[Volumen del segmento de esfera $= \pi h^2 (r - \frac{h}{3})$.]

[9] Ref. 9.

2. Cambiar el diagrama del Prob. 1, a masa quemada contra recorrido de la llama (porcentaje) mediante la Fig. 14-3.

3. Cambiar el diagrama del Prob. 2, a uno de presión-tiempo utilizando los datos de la Fig. 4-3 para una velocidad de 900 rpm supóngase que el 5% del recorrido final requiere 0.003 seg.

4. Taub le asigna a las curvas de distribución de volumen un factor arbitrario de aspereza que puede definirse como:

$K = R^2V$
R = relación del cambio de volumen con el recorrido de la llama
V = volumen quemado, en porcentaje

Determinar el factor de aspereza para la cámara (*a*) de la Fig. 14-6.

Resp. $K = 290$

5. ¿Cuáles tres factores determinan principalmente la elevación de la presión en la cámara de combustión?

6. Explicar por qué razón debe avanzarse el arco de la bujía, con los aumentos de la velocidad del motor.

7. Discutir todos los efectos que pueda tener la cabeza tipo Ricardo sobre el proceso de combustión. ¿Cuál será el efecto sobre la velocidad de la llama en el recinto estrecho?

8. ¿Por qué es superior la cabeza F que la cabeza L en altas relaciones de compresión? ¿Qué ventajas posee con respecto a la cabeza I en cuanto a la selección del material? Discútalo.

9. Discutir por qué razón las fugas de gas alrededor de la cabeza son más difíciles de controlar en el motor de cabeza hacia abajo que en el de cabeza hacia arriba.

10. Discutir algunas de las posibles posiciones de la bujía en la cámara de combustión.

11. ¿Cuál es el próposito del motor de carga estratificada?

12. Deducir la curva probable de la distribución de volumen para la imagen idealizada de la Fig. 14-14.

13. ¿En qué forma difiere el motor Hesselman del motor ideal de alimentación estratificada?

14. ¿Trabajará el sistema de encendido sin condensador? Explicarlo.

15. Hacer hincapié en las principales discusiones sobre la carburación y el ajuste de las válvulas y explicar por qué razón la mayoría de los motores huelgan con la chispa retardada.

16. Explicar por qué razón un sistema de encendido mediante acumulador proporciona un voltaje secundario máximo, menor a altas velocidades.

17. ¿Por qué razón los motores automotrices utilizan dos mecanismos de avance de la chispa?

18. Diseñar un avance de vacío que pueda compensar a los cambios de velocidad (considerar la carburación).

19. Discutir la regulación del encendido de un vehículo automotriz.

20. Si un motor de aviación sobrealimentado, aumenta el espacio entre electrodos de la bujía sin malos efectos ¿qué sucede con la economía del combustible? (Estudiar con mucho cuidado la Fig. 14-24).

21. ¿Cuál es la ventaja principal de un magneto?

22. ¿Por qué es conveniente el alambrado de bajo potencial en un motor de aviación?

23. ¿A qué velocidad con respecto al motor, deberá girar el magneto de la Fig. 14-22?

24. La reserva de voltaje en la bujía y a 1 500 rpm en un motor, es esencialmente la misma que a 3 000 rpm. Explicarlo. (La reserva de voltaje es la diferencia entre el valor de ruptura del espacio entre electrodos y el valor máximo obtenible del secundario). (Considerar la característica de la alimentación unitaria de aire y también la tendencia de la temperatura).

25. Explicar el empleo de bujías calientes y bujías frías.

26. Explicar por qué razón se emplean algunas veces los electrodos con conexiones múltiples a tierra.

27. Explicar por qué razón y cómo se puede encontrar bióxido de silice en la cámara de combustión, aun cuando la bujía no contenga silice (suponiendo).

28. Supóngase que la temperatura de una bujía varíe con las condiciones de la carga, desde 343°C a 816°C. Después de consultar la Tabla 9-6, discutir sobre qué recubrimientos podrán aparecer sobre la bujía a diferentes niveles térmicos.

29. Un motor funciona holgando durante media hora y luego falla en su encendido. Explicar en qué forma (casi inmediatamente) se remedia la falla.

30. Haciendo sus propias suposiciones calcular el peso de TEL quemado en el vehículo de su propiedad, en un año.

31. ¿Cuántos lobulos deberá haber en el distribuidor de un motor de cuatro cilindros y cuatro carreras?

32. ¿Por qué razón se utilizan bujías pequeñas (10 mm) en algunos vehículos?

33. ¿Es posible que una bujía pase todos los experimentos estáticos de prueba a la temperatura ambiente y luego falle, no trabajando correctamente en el motor? (Discutirlo).

34. ¿Cuál es el próposito de la resistencia de la bujía?

35. ¿Por qué razón podrá aparecer en el futuro el sistema de encendido de 12 volts? ¿Es conveniente en la actualidad? Discutirlo.

REFERENCIAS

1. Ricardo, H. *The High Speed Internal Combustion Engine.* (Glasgow: Blackie & Son, Ltd.
2. Minter, C. C. "Flame Movement and Pressure Development in Gasoline Engines", *SAE Journal*, Vol. 6, Núm. 3 (marzo, 1935), Pág. 89.
3. Taub, A. "Method and Machine for Avoiding Combustion Chamber Calculations", *SAE Journal*, Vol. 36, Núm. 4 (abril, 1935), Pág. 159.
4. Janeway, R. N. "Combustion Control by Cylinder Head Design", *SAE Journal*, Vol. 24, Núm. 5, (mayo, 1929), Pág. 498.
5. Rassweiler, G. M., Withrow, L., y Cornelius, W. "Engine Combustion and Pressure Development", *SAE Journal*, Vol. 46, Núm. 1 (enero, 1940), Pág. 25.
6. Colwell, A. T., y Taub A. "Trend in Combustion Chambers and Fuel Systems", *Trans SAE*, Vol. 1, Núm. 3 (julio, 1947), Pág. 345.

FACULTAD DE INGENIERIA BIBLIOTECA CENTRAL OBERA

7. Barber, E., Malin, J., y Mikita, J. "Elimination of Combustion Knock", *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 241 (abril, 1946), Pág. 275.
8. Hartzell, H. L. "Post-War Automotive Practices on Ignition Performance", *SAE Journal*, Vol. 53, Núm. 7 (julio, 1945), Pág. 426.
9. Rudd, J. K. "Low Tension Ignition", SAE, Aero Meeting, Los Angeles, octubre 3, 1946.
10. Bychinsky, W. A. "Factors Affecting Functioning of Spark Plugs", *Trans. SAE*, Vol. 2, Núm. 2 (abril, 1948), Pág. 255.
11. Rabezzana, H. and Kalmar, S. "Benefits from Longer Gaps in Spark Plugs", *Automotive Industries*, Vol. 76, Núm. 7 (febrero 13, 1937), Pág. 222.

CAPITULO 15

MOTORES ENCENDIDOS POR COMPRESION

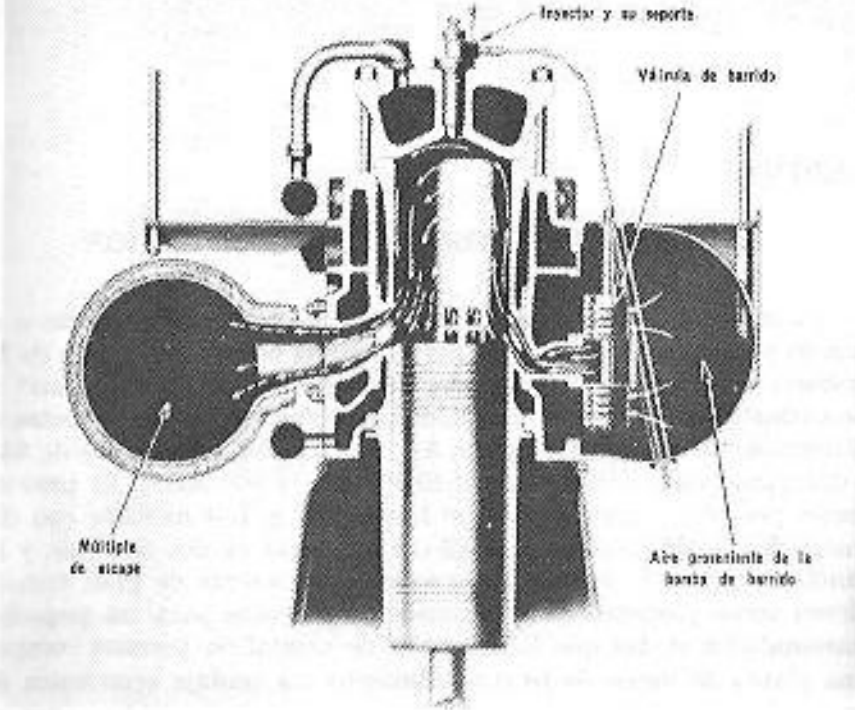
La importancia del motor encendido por compresión proviene de que su rendimiento térmico es mayor que el de cualquier otro de los motores comerciales, originadores de movimiento. En este país* se han construido motores encendidos por compresión, con émbolos de diámetros que van de 7.62 cm a 81.28 cm y con velocidades de 84 a 4 000 rpm produciendo desde 3 BHP hasta 8 500 BHP.[1] El peso del motor por bhp varía de 1.362 g[2] hasta 170 g. Los motores con diámetro de cilindro arriba de 58.42 cm son todos de dos carreras, y los tamaños menores, de cuatro carreras. Los motores de gran tamaño sirven como productores no costosos de potencia para las pequeñas comunidades en las que la inversión de capital no permite comprar una planta de vapor de bajo rendimiento. La ventaja económica del motor de encendido por compresión prevalece para muchas comunidades que requieren menos de 10 000 kw [sin embargo, cuando hay disponible gran capital para inversiones, se puede construír una planta de vapor con un rendimiento aceptable, que se complementa con el bajo costo del combustible (carbón), para producir energía a un costo menor que el de la planta diesel]. En tanto que el motor diesel tiene dificultades en algunas localidades para competir con las plantas hidroeléctricas, o bien, con las térmicas, todavia no se tiene una forma de llevar una línea de transmisión a un barco.[3] El motor EC es preferible al motor ECH para aplicaciones marinas, puesto que se reducen grandemente los peligros de incendios y es la planta favorita para barcos tanque de tamaño intermedio y pequeño (arriba de 8 500 hp). (El barco alemán *Ersatz Preuseen* tenía diez y seis motores diesel de 3 120 hp de dos carreras con una capacidad normal de 50 000 hp). En los últimos años, el motor EC ha reemplazado ampliamente a los motores ECH y de vapor, en los equipos pesados de

* E.U.N.A. (N. del T.)

[1] En Europa se han construido motores tan grandes como para producir 22 500 bhp.

[2] Motor Packard para aviación. Sin embargo, en el laboratorio se han desarrollado motores que pesan .7718 g por bhp.

[3] Parafraseando lo dicho por R. L. Boyer. Ref. 1.



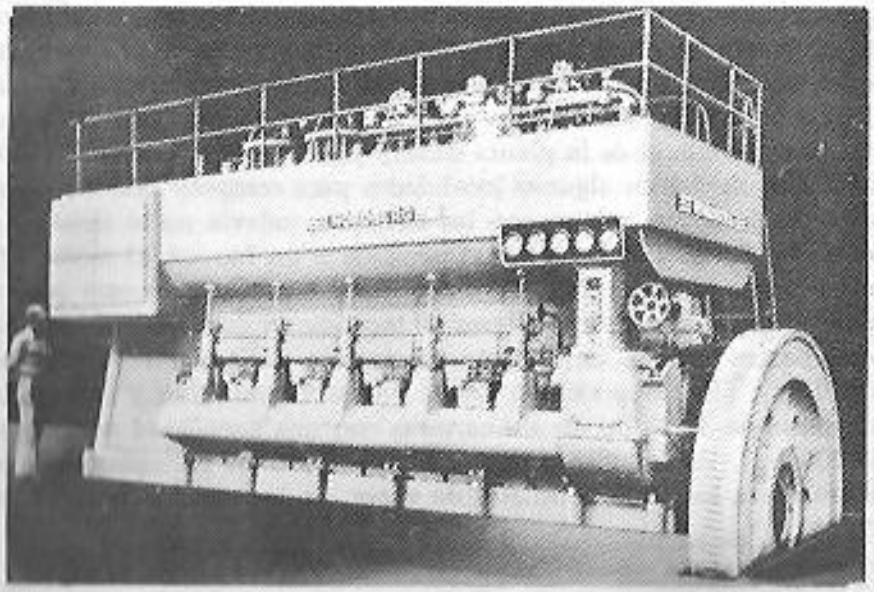


FIG. 15-1. Motor Nordberg diesel ciclo de dos carreras 54.6 cm × 73.66 cm 8 cilindros; 2 000 bhp; 225 rpm. (Cortesía de *Nordberg Manufacturing Company*)

transportación en los cuales el costo por kilómetro es de importancia (camiones, autobuses y ferrocarriles).

Los diversos tipos de motores EC en el mercado, no son radicalmente diferentes unos de otros, con la posible excepción del diseño de la cámara de combustión y del equipo de inyección. Por lo tanto, el estudio de los diferentes motores en este capítulo, girará principalmente en torno del diseño de la cámara de combustión, por lo que influencia a la combustión.

El proceso de inyección en el motor principia antes del punto muerto superior y continúa por 30 grados de giro del cigüeñal, en los motores grandes, y aproximadamente 20 grados, en los pequeños de alta velocidad. Es difícil establecer valores exactos porque los distintos diseñadores tienen objetivos diferentes[1] y además, la duración de la inyección es influenciada por múltiples factores (Art. 12-16) (no siendo desusual una duración de 1.5 veces la predicha). En general se puede establecer que un comienzo anticipado del proceso de inyección, aumenta tanto a la presión máxima, como al rendimiento térmico, ya que la combustión tiende a efectuarse más a volumen constante que a presión constante (Art. 6-4). La duración de la inyección también influencia a ambos factores. En consecuencia, el motor moderno EC, trabaja muy semejante al ciclo Otto, aun cuando la combustión se efectúa por auto encendido.

También es difícil determinar de los datos publicados, la cantidad de exceso de aire, puesto que no se reporta la cantidad de humo en los gases del escape. Parece ser que los motores grandes, de baja velocidad, disponen de un 50% más de aire que el teoricamente necesario a plena carga, mientras que los motores pequeños, de alta velocidad, reducen ese margen hasta más o menos un 15%.[2]

15-1. Cámaras abiertas. Casi todos los motores diesel grandes (con diámetro de cilindro, arriba de 20.32 cm) y muchos de los motores pequeños, utilizan una cámara de *inyección directa*, llamada más correctamente, *cámara abierta o simple*. En este diseño, el combustible se inyecta directamente dentro de la cámara de combustión.

[1] Es de interés, un relato hecho por el Sr. Santchi, de la Nordberg Manufacturing Company, quien trabajó con el Dr. Diesel. Quienes probaron el motor del Dr. Diesel, encontraron que avanzando el principio de la inyección, mejoraba decisivamente el consumo de combustible aun cuando aumentaba la presión máxima. El Dr. Diesel, prohibió dicho ajuste, limitando la presión máxima a valores de 1.75-3.5 kg/cm², por arriba de la presión de compresión (Fig. 5-11c). Por lo tanto, asalta la duda: ¿Temía el Dr. Diesel que las altas presiones ocasionaran un aumento en el servicio de conservación del motor, o era el orgullo de su nuevo ciclo de sucesos, que lo impulsaban a favorecer decididamente el ajuste tardío de la inyección?

[2] Y también se hacen afirmaciones sobre un 5% con carga máxima, aun cuando el color del escape es indudablemente malo.

la cual queda formada en parte por el émbolo. En la Fig. 15-1, se ilustra un motor grande de baja velocidad; en la Fig. 15-5 uno pequeño de velocidad media y en las Figs. 15-3 y 15-6, motores pequeños de alta velocidad.

En el motor de cámara abierta, la responsabilidad para buscar y encontrar el aire, descansa principalmente en el equipo de inyección. Por cuya razón, la tobera se localiza en el centro de la cámara

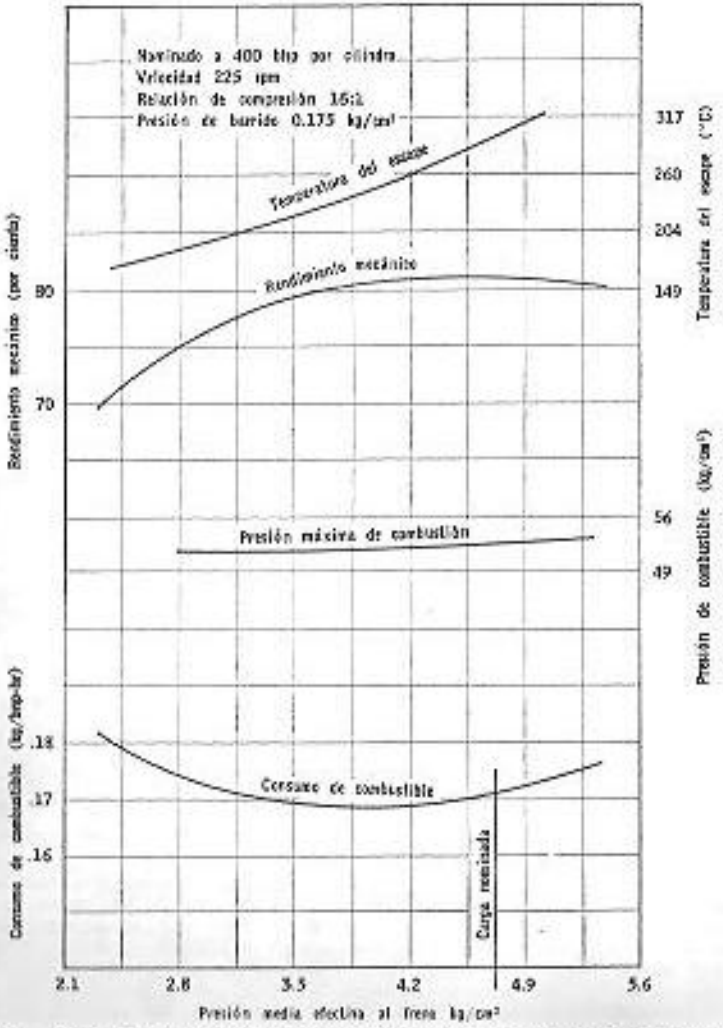


FIG. 15-2. Datos de la prueba del motor Nordberg diesel, ciclo de dos carreras, con inyección sólida cilindro de 54.61 × 73.66 cm (21½ × 29 pg). (Cortesía de *Nordberg Manufacturing Company*)

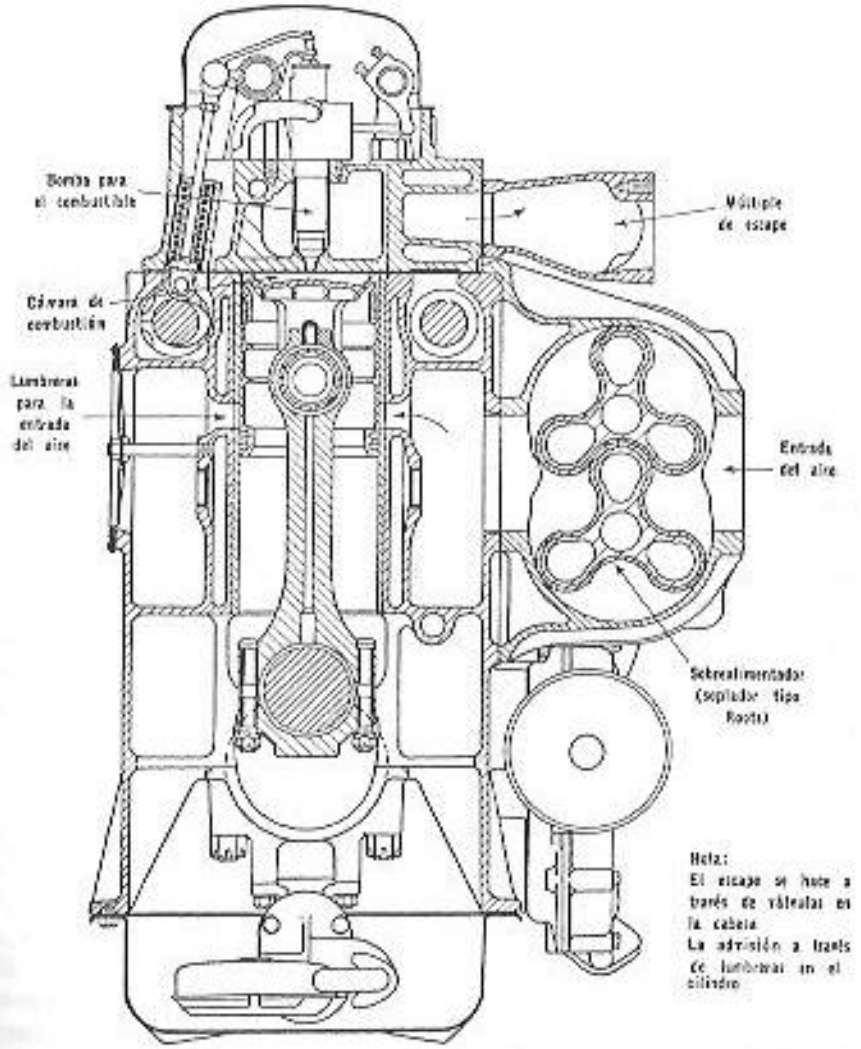


FIG. 15-3. Motor diesel General Motors ciclo de dos carreras. Seis cilindros de 11.43 × 12.70 cm; bmep 5.81 kg/cm de 160 a 1 800 rpm con volumen de desplazamiento de 6 970 cm³; relación de compresión 16 : 1; peso 726.4 kg

y con cuatro o más orificios, cada chorro o niebla de combustible, contribuye a obtener un modelo de atomización (Figs. 15-1, 15-3 y 15-6). En algunos motores, se emplean dos toberas colocadas en extremos opuestos de la cámara. Estas toberas se dirigen, ya sea diametralmente a lo largo de la cámara (Fig. 15-5), o bien, tangencial-

mente dentro del cilindro. La turbulencia o movimiento del aire en el cilindro, no distorsiona grandemente la dirección del atomizado, pero tiende a desalojar a las partículas de combustible del núcleo y a sacarlas del chorro. Esta acción es fomentada por el movimiento de rotación del aire que pasa, en la mayoría de los casos, a través del atomizado (Figs. 4-10 y 15-6). Los orificios en la tobera se colocan de tal manera que la forma del atomizado alcance la cámara de combustión, sin pegarse sobre las paredes o sobre el émbolo. Así en la Fig. 15-5 será conveniente tener, a partir de la tobera, un atomizado de forma de abanico de poca altura. El atomizado o niebla contendrá una mezcla de gotitas de diferentes tamaños, para obtener diferentes grados de penetración, junto con la vaporización gradual, con objeto de encontrar la mayor cantidad de aire sin que se formen mezclas riquísimas en la proximidad de la tobera.

Sin parte del movimiento del aire en la cámara, el motor de cámara abierta podrá fallar, cuando más, en utilizar el aire inducido al cilindro. La turbulencia principal se consigue mediante el correcto diseño de las lumbreras de admisión, o de las válvulas de admisión. Las lumbreras de admisión son estrechas con respecto a su profundidad y con los ejes dirigidos de 15 a 60 grados desde una dirección radial, con objeto de guiar y crear un torbellino rotatorio en el aire que entra al cilindro[4] (Figs. 15-3 y 15-5). Para el barrido cruzado (Fig. 15-1) las lumbreras de admisión quedan inclinadas hacia arriba, de 45 a 60 grados, a menos que se utilicen deflectores en el émbolo para evitar acortamientos del recorrido del aire, hacia las lumbreras de escape. En los motores con ciclo de cuatro carreras, el aire de admisión entra por una válvula en la cabeza (Fig. 15-6). La válvula y el ducto se diseñan para facilitar la entrada tangencial del aire, o bien, se puede emplear una válvula de admisión con mortaja (Fig. 15-6) para ayudar en la formación del torbellino rotatorio. El movimiento rotatorio del aire persiste durante la carrera de compresión porque el émbolo simplemente reduce la longitud del recinto de confinamiento en donde están girando los gases. Esta turbulencia puede ser reforzada, por la forma del émbolo y la cámara. En la Fig. 15-6 a medida que el émbolo se acerca al punto muerto superior, (TDC) el aire atrapado entre el émbolo y la tapa, es forzado radialmente hacia adentro y aumenta apreciablemente la velocidad[5]

[4] La referencia 4 explica la construcción con excelentes detalles. Todos los datos presentes y futuros provienen de esta fuente.

[5] Ref. 3, los experimentos muestran que la velocidad rotatoria en la cámara de combustión de la Fig. 15-6 es a la velocidad rotatoria en el cilindro como la relación de los dos diámetros.

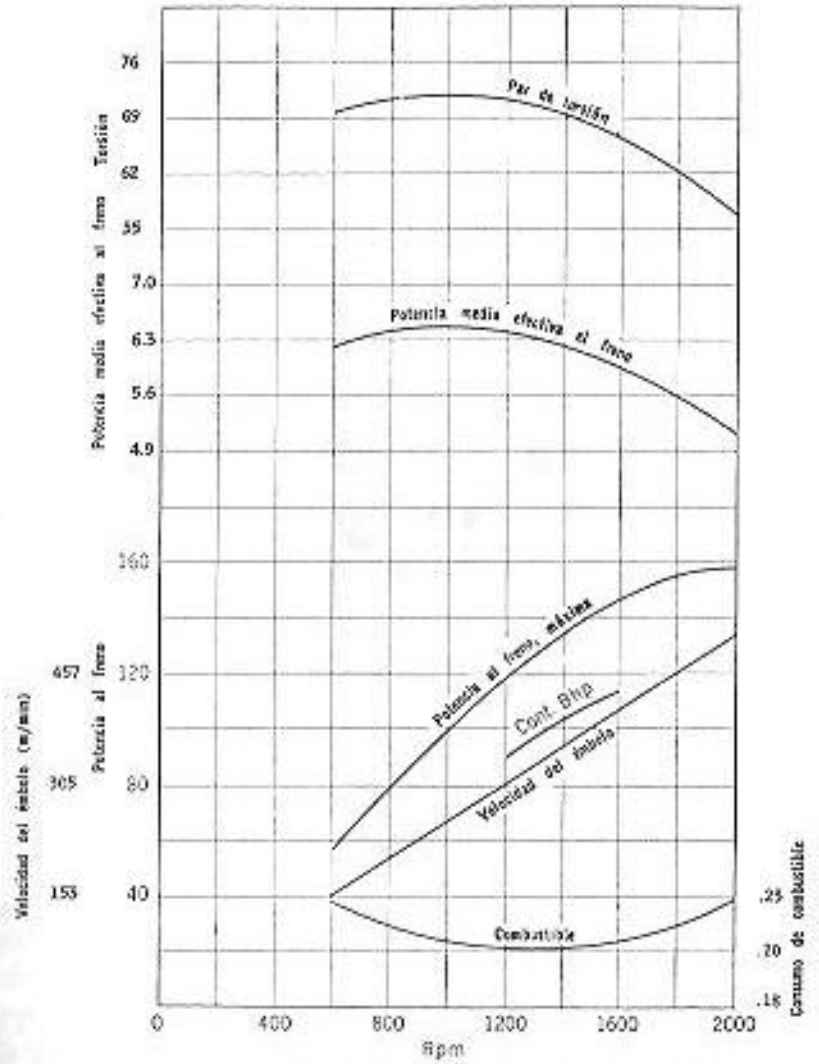


FIG. 15-4. Rendimiento del Motor General Motors, diesel ciclo de dos carreras. Seis cilindros de 11.43 × 12.70 cm; relación de compresión de 16 : 1; curvas de potencia neta con todo el equipo, incluyendo el ventilador

rotatoria del torbellino, en el instante de la inyección. Esta acción final, de forzar al aire del cilindro a la cámara de combustión, se le llama "squish" (en Inglaterra).

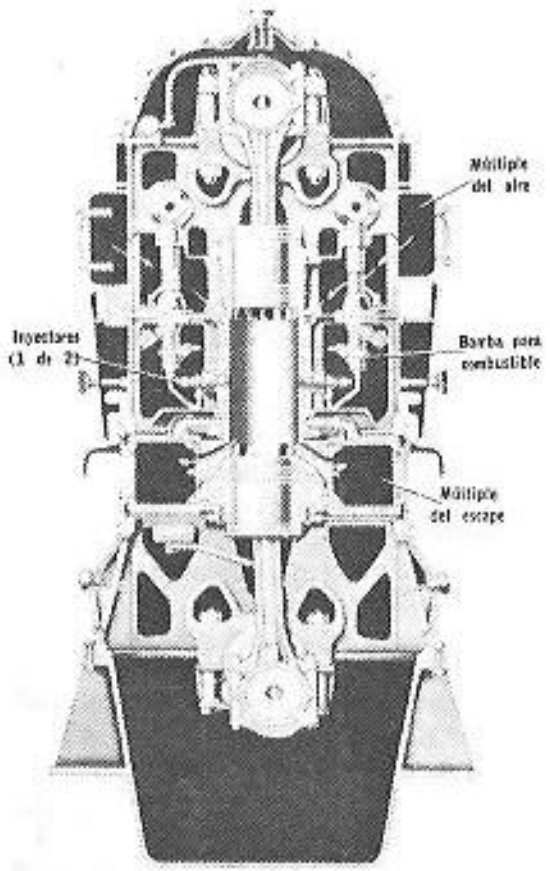


FIG. 15-5. Corte transversal de un motor de cilindros opuestos (20.64 × 25.4 cm); 10 cilindros; 720 rpm. 1 600 bhp; bmep 5.95 kg/cm; 0.168 kg por bhp-hr, relación de compresión 14.9 : 1. (Cortesía de la *Fairbanks Morse & Co.*)

La turbulencia inducida en la carrera de alimentación, en la de compresión y también por la acción del propio atomizado, es *la turbulencia primaria*. Una vez que ha sido iniciada la combustión, aumentará la turbulencia por el incendio o la naturaleza explosiva del proceso, siendo ésta la turbulencia secundaria. Las cámaras diesel abiertas, dependen de la turbulencia primaria como la principal fuente del movimiento del aire.

Cuando se tiene el flujo en una dirección (flujo unidireccional), la turbulencia es inducida más rápidamente y también es más eficiente el barrido en los motores con ciclo de dos carreras. Un método, es el de colocar las lumbreras de admisión en el cilindro y las válvulas de escape en la cabeza (Fig. 15-3). Otro es el de emplear émbolos opuestos, con el superior descubriendo la lumbrera de entrada y el inferior descubriendo la lumbrera de escape (Fig. 15-5). En el último caso, se asegura una regulación óptima de las válvulas (para el motor de la Fig. 15-5), con el cigüeñal del escape adelantado en 12 grados, con respecto al cigüeñal de la admisión, permitiendo así una regulación no simétrica, de las lumbreras. Por lo tanto, las lumbreras del escape estarán abiertas 16 grados y cerradas 7, adelantadas respecto a las lumbreras de admisión, para permitir la purga del escape y permitir un grado de sobrealimentación desde el soplador, para el barrido. (La regulación para el motor diesel GM se ilustra en la Fig. 13-12)

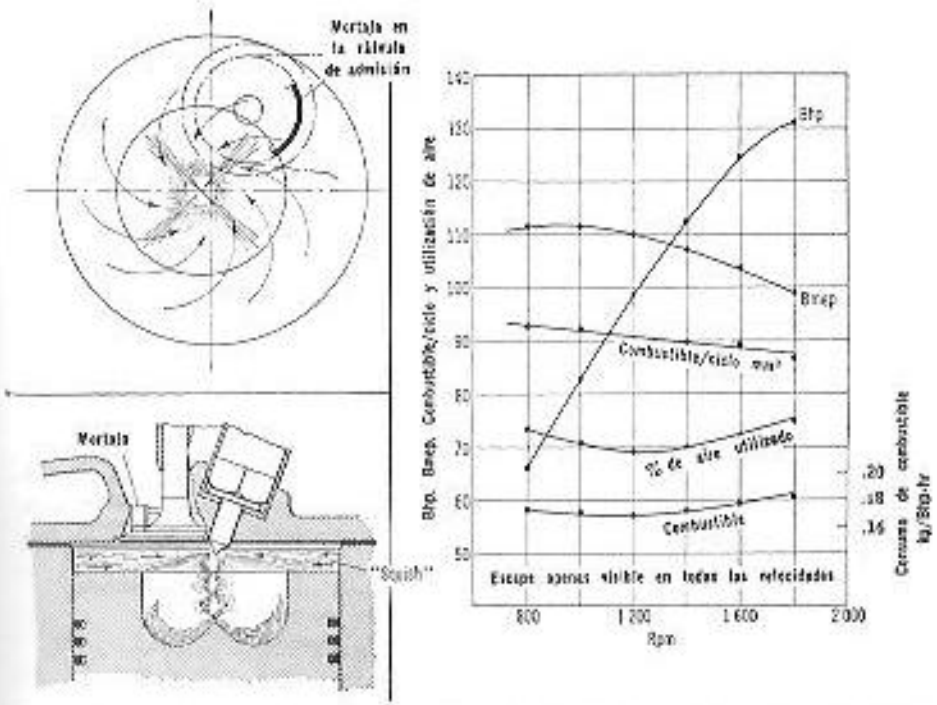


FIG. 15-6. Cámara abierta de motor Diesel A.E.C. inglés. Seis cilindros 120 × 142 mm; ciclo de cuatro carreras; relación de compresión de 16 : 1 factor de utilización de aire: porcentaje del aire inducido empleado por el combustible; combustible de 50 cetanos. (Tomado de Dicksee, Ref. 3)

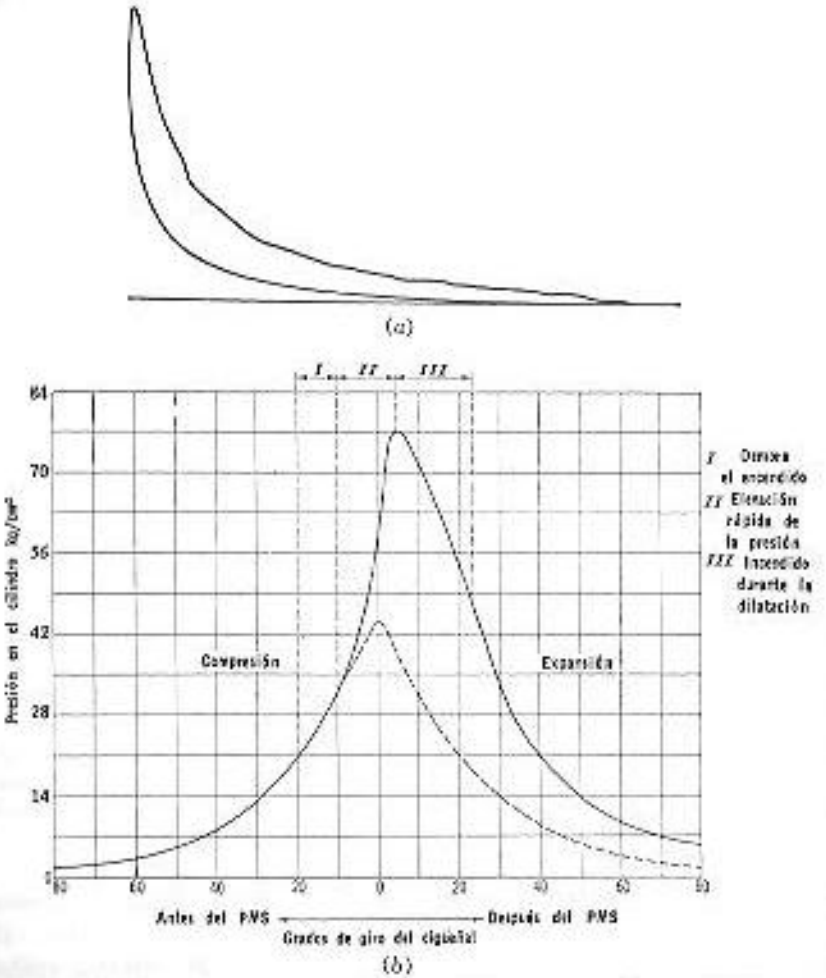


FIG. 15-7. Presión en las camaras abiertas de los motores diesel. (*a*) diagrama pV del motor diesel Nordberg 220 rpm; a plena carga; 35 kg/cm². Combustible de 30 cetanos aproximadamente. (Cortesía de *Nordberg Manufacturing Company*) (*b*) diagrama pt para el motor diesel General Motors. Combustible de 50 cetanos aproximadamente. (Tomado de Shoemaker y Gadebusch, Ref. 2)

Todos los motores de gran potencia ciclo de dos carreras, emplean ventiladores para el barrido para ayudar a los procesos de escape y admisión. Estos ventiladores son usualmente del tipo Roots ilustrado en la Fig. 15-3. La presión en el múltiple de admisión de la Fig. 15-1 se mantiene en 0.175 kg/cm² y el aire no puede penetrar al cilindro, hasta que abre la válvula de retención o de barrido. Esto sucede

cuando la presión del escape cae por abajo de la presión de barrido. Un ventilador Roots es accionado mediante el cigüeñal superior de la Fig. 15-5 (el cual también está unido mediante engranes, al cigüeñal inferior) y proporciona aire a .28 kg/cm manométrica, mientras que en el motor de la Fig. 15-3 la presión del ventilador es de .49 kg/cm man (todos los valores a plena velocidad).

Las presiones encontradas en la cámara abierta, son controladas principalmente por la regulación de la inyección, la velocidad del motor y la demora del encendido del combustible. En la Fig. 15-7, se muestran los diagramas de presión para el motor Nordberg de baja velocidad y para el GM de alta velocidad. El motor Nordberg experimenta presiones máximas de poco valor, porque la inyección principia a 6 grados antes del punto muerto superior (*b*TDC) y continúa por más o menos 24 grados de giro del cigüeñal (a plena carga).[5] En el motor de la General Motors la inyección principia 14 grados antes del punto muerto superior y continúa durante 12 grados de giro del cigüeñal.

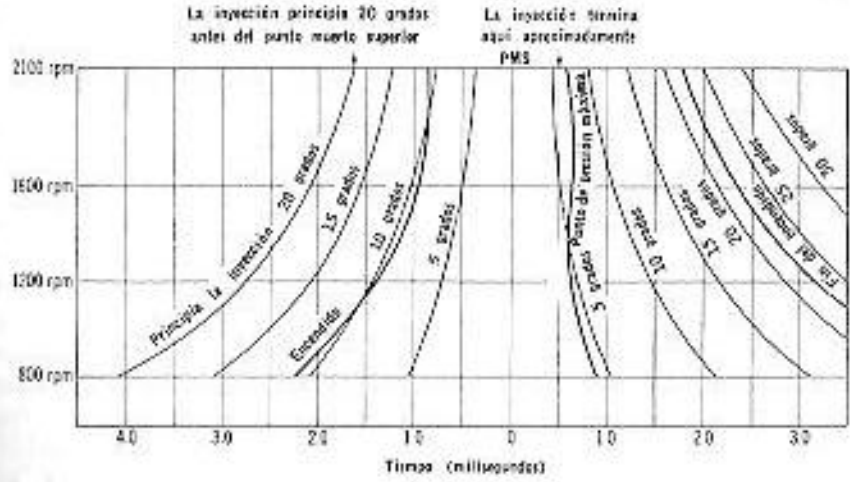


FIG. 15-8. Relaciones entre la inyección, la demora del encendido, la presión máxima y el final del encendido, para diferentes velocidades del motor diesel General Motors. Combustible de 57 cetanos. (Tomado de Shoemaker y Gadebusch, Ref. 2)

[5] La cámara abierta Cooper-Bessemer, tiene duración de 30 grados con principios anticipados (12-24 antes del punto muerto superior, *b*TDC). Los motores con inyección por aire utilizan una duración de más o menos 36 grados, principiando a 6 grados antes del punto muerto superior.

EJEMPLO 1. Para los datos de los párrafos precedentes, calcular el porcentaje aproximado de combustible inyectado durante el período de demora del encendido, en el Motor Nordberg, si el atraso del combustible es de .002 seg.

SOLUCIÓN. Una velocidad de motor de 225 rpm corresponde a:

$$\frac{225\times 360}{60} = 1\,350 \text{ grados por segundo}$$

Para una atraso del encendido de .002 seg habrá 2.70 grados de giro del cigüeñal y alrededor de:

$$\frac{2.70}{21}\times 100 = 11.25\% \qquad \text{Resp.}$$

de la cantidad de combustible para plena carga, inyectado antes del comienzo de la combustión.

La baja velocidad del motor de cámara abierta, le da tiempo al combustible para encontrar aire y se obtiene un rendimiento óptimo con combustibles de baja calidad. El motor Nordberg, utilizó los combustibles más pesados de la Tabla 8-13 sin golpeteo censurable, en tanto que los motores que trabajan a altas velocidades, tienen que utilizar combustibles de números cetano altos para tener mejor rendimiento (usualmente 50 cetanos). Las necesidades aproximadas de los motores respecto al número cetano, están enlistadas en la Tabla 15-2.

Es conveniente hacer notar que las curvas de rendimiento no pueden compararse directamente, porque la potencia requerida para mover los componentes, puede o no ser incluida y el carácter conservador de los constructores, acompaña a las curvas que publican. En consecuencia, las pruebas del motor diesel en el taller mostrarán rendimiento del orden de 38% aun cuando el constructor garantice, conservadoramente, una eficiencia menor. Siguiendo con los mismos lineamientos, se puede insistir que las altas presiones en el motor diesel no son accidentales y si son fomentadas, utilizando proporciones de inyección rápidas, así como regulaciones de inyección adelantadas, con objeto de quemar el combustible con más rápidez y, en consecuencia, obtener un consumo de combustible aceptable. Las altas presiones son favorecidas, construyendo el motor para que soporte la presión sin fallas y sin un mantenimiento indebido.

Los sucesos que ocurren en el proceso de combustión, se ilustran en la Fig. 15-8 para un motor G. M. diesel experimental. En este caso, la inyección principió 20 grados antes del punto muerto superior y continuó hasta aproximadamente 5 grados después del punto

muerto superior (*a*TDC). Nótese que la demora del encendido en grados de giro del cigüeñal, tiende a ser constante; y en milisegundos, disminuye con aumentos de la velocidad. Las razones para este comportamiento son: (1) que las paredes de la cámara y, por lo tanto, el aire, son más calientes a altas velocidades, (2) que la presión de inyección es mayor, con la consiguiente mejor atomización y (3) que la turbulencia es mayor. Debido a estos factores de compensación, se notará que la presión máxima y el final de la combustión, tienen lugar aproximadamente en la misma posición del cigüeñal, independientemente de la velocidad.

Las cámaras abiertas diesel tienen rendimientos térmicos elevados. Una razón para esto es la pequeña cantidad de calor perdido en el refrigerante, como consecuencia de las bajas temperaturas de combustión, en promedio; turbulencia reducida y forma compacta de la cámara con áreas mínimas de paredes, por unidad de volumen. Nótese que las bajas temperaturas de combustión provienen de la gran cantidad de exceso de aire (relaciones aire-combustible muy altas), y estas condiciones, llevan al ciclo a acercarse al ideal, de aire normal. La cámara de combustión compacta, también facilita el arranque, ya que las temperaturas de compresión deberán ser altas.

Si el motor está trabajando a bajas velocidades, es remota la posibilidad del golpeteo, puesto que siempre está presente un exceso de aire y el combustible se puede quemar simultáneamente con la inyección. Por estas razones, se pueden quemar combustibles baratos y tener regularmente bajas presiones de combustión. Los motores grandes de este tipo, trabajan generalmente a velocidad constante, porque las fuerzas de inercia son grandes.

En Inglaterra[1] se reporta una tendencia hacia las cámaras abiertas, aun para motores pequeños, en tanto que el motor diesel G. M. es un motor relativamente nuevo en la práctica americana.

Por otra parte, las cámaras abiertas para funcionamiento en mediana y alta velocidad, deberán tener presiones máximas elevadas y estas presiones se ejercen directamente sobre el émbolo y los cojinetes. Las presiones de inyección son necesariamente altas en todo tiempo con objeto de que se obtenga buena atomización y distribución. El problema de la inyección se complica cuando se intenta el funcionamiento con velocidad variable (Art. 12-11). En los motores pequeños, solamente una cantidad extremadamente pequeña de combustible, es inyectada especialmente con cargas leves. Puesto que es necesaria

[1] Ref. 3.

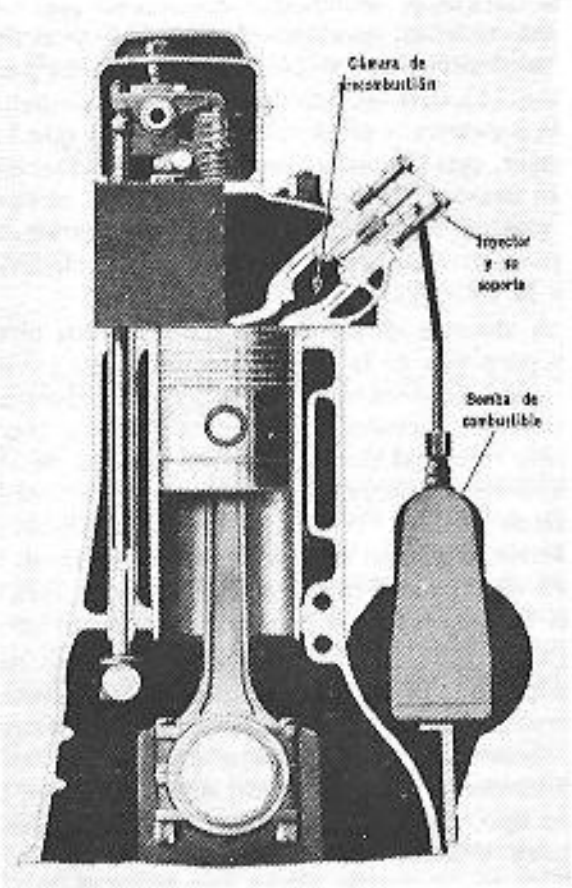


Fig. 15-9. Cámara de precombustión del motor diesel International Harvester. Relación de compresión de 14 : 1

una tobera de agujeros múltiples para la correcta distribución del combustible, el tamaño de los agujeros debe ser diminuto, siendo probable la obstaculización y distorsión del atomizado por formaciones de carbón. Esta objeción desaparece o disminuye, cuando se dispone de personal competente para inspecciones y un mantenimiento regular. Consecuentemente, los motores diesel de cámara abierta, son las máquinas universales para la producción de gran potencia.

15-2. Cámaras de precombustión. El diseño más popular (en los Estados Unidos) en el campo de los motores pequeños de alta velo-

cidad, es el motor diesel de cámara de precombustión. En este tipo de motor, el volumen de compresión se divide de dos partes mediante un conducto restringido, como se ve en las Figs. 15-9 y 15-10. La pequeña antecámara, se llama la cámara de precombustión y contiene del 25 al 40% del volumen de compresión; el resto del claro forma la cámara principal. En el funcionamiento del motor, se inyecta el combustible dentro de la precámara, en la cual tiende a quedar aprisionado el impacto inicial de la combustión y luego, la propia precámara sirve como una tobera auxiliar para expulsar con alta velocidad, la mezcla aire-combustible parcialmente quemada, al interior de la cámara principal. La turbulencia secundaria capacita al combustible para encontrar el aire y completar la combustión. Nótese que el descenso del émbolo en la cámara de potencia, tiende a crear una diferencia de presiones entre la antecámara y la cámara principal[19] que ayuda a la descarga de los gases de la cámara de precombustión.

La explicación de la acción de la antecámara, sirve también para ilustrar la ventaja principal de la construcción. La tobera de inyección no requiere ser precisa y las bajas presiones de inyección sirven igualmente bien, sino es que mejor, que las altas presiones (la presión de trabajo de las toberas del motor IH es de 49 kg/cm² comparada con la de 140 kg/cm² de los motores sin cámara de precombustión).

Las fotografías [19] de las llamas del motor IH, muestran que existe un alto grado de turbulencia primaria en la precámara, antes de la inyección, debido probablemente al amplio conducto empleado para el combustible en este diseño particular (compárense las Figs. 15-9 y 15-10). El aire en la precámara tiene un torbellino extraordinariamente rotatorio que despoja al chorro de su envolvente atomizada y la lleva en torno de la antecámara. Cuando el extremo del atomizado alcanza la boca de la precopa, comienza la combustión en la cubierta cerca del extremo (más o menos 9 grados de giro del cigüeñal a 600 rpm o 2½ milisegundos), y rápidamente se extiende para atrás, hacia la tobera. La presión se eleva correspondientemente en la precopa y expulsa a los gases que se están quemando, al interior de la cámara principal, donde se encuentra la mayor parte del aire. La combustión en la cámara principal, permitirá la elevación de la presión tan rápidamente como para ocasionar un reflujo dentro de la precámara. El final de la combustión efectiva ocurre inmediatamente después que se alcanza la presión máxima, aun cuando persiste algo del incendio en la cámara principal, durante

[19] Ref. 5.

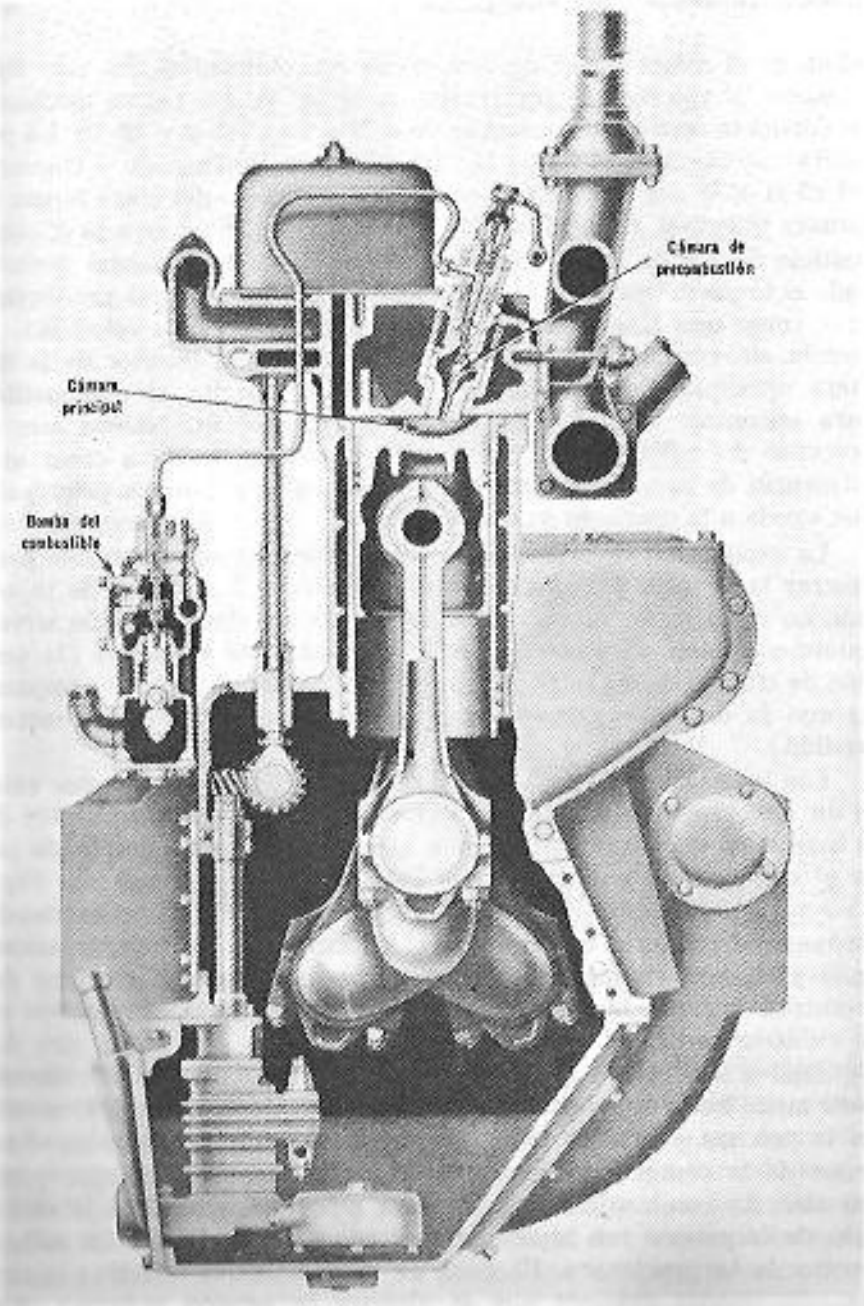


FIG. 15-10. Cámara de precombustión del Caterpillar diesel de seis cilindros de 13.6 × 20.3 cm; relación de compresión de 16 : 1; modelo D 13 000. (Cortesía de *Caterpillar Tractor Co.*)

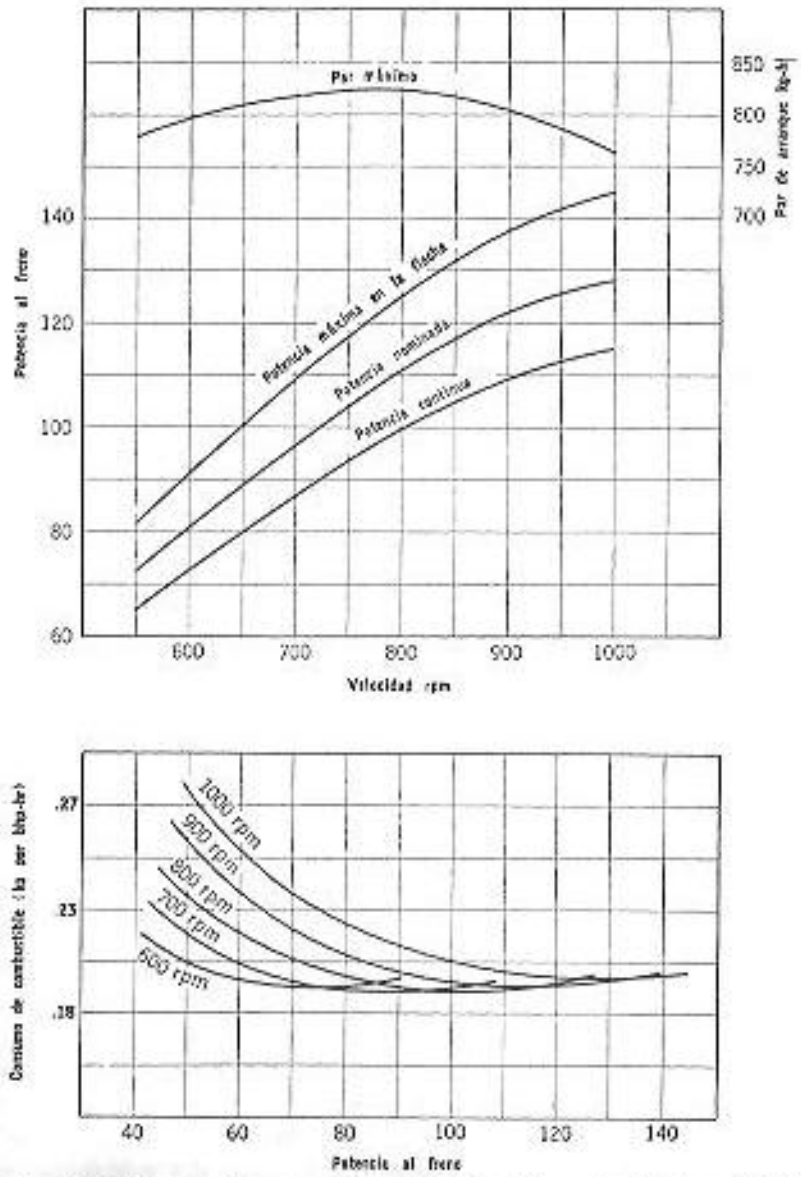


FIG. 15-11. Rendimiento del motor Caterpillar diesel de seis cilindros de 13.6 × 20.3 cm; combustible de 45-50 cetanos; relación de compresión de 16 . 1; pruebas con equipo completo

40 o 50 grados de giro del cigüeñal en la carrera de expansión. Bryan estima[11] que en el motor IH a plena carga, el 50% del combustible está en la precámara en el instante del encendido; 20% de la energía es liberada en la precámara; por lo tanto, el 80% del combustible será mezclado y quemado en la cámara principal. Estas cifras destacan que el cometido de la tobera de inyección es comparativamente ligero (comparado con la cámara abierta) y que la distribución del combustible es asegurada principalmente por la acción de expulsión de la antecámara.

En el motor Caterpillar, la precámara contiene alrededor del 28% del volumen de compresión.[12] Al principio se utilizó un inyector de aguja que producía una niebla finamente atomizada, pero se obtuvieron mejores resultados reemplazándolo con un inyector que proporciona un chorro con núcleo concentrado.[13] Adviértase que una niebla fina podrá mezclarse con la cantidad límite de aire en la antecámara y produce una mezcla parcialmente quemada, en tanto que utiliza todo el aire. Esta mezcla caliente sobreenriquecida, tenderá a formar carbón y productos perjudiciales (aldehídos), que presentan dificultad para quemarse completamente cuando se hace tardío el contacto con el aire, dentro de la cámara principal. Con los inyectores actuales, la combustión es conveniente cerca de la boca de la precámara, con la presión elevada expulsando hacia el interior de la cámara principal al gas no quemado, en lugar del parcialmente quemado. Una parte del aire de la antecámara, permanece para ayudar a la combutión cerca de la final de la inyección. Se deduce de lo explicado antes, que los combustibles de alto cetano no serán ventajosos en un motor con antecámara, puesto que la combustión comienza muy temprano,[14] muy suavemente. Si la combustión no es abrupta, será pequeña la elevación de presión en la precámara y el soplo resultante será insuficiente para capacitar al combustible para encontrar y mezclarse con todo el aire en la cámara principal. En consecuencia, para la mejor combustión, el combustible en la antecámara deberá tener un número cetano óptimo determinado por experimentos, puesto que muchos otros factores, tales como la dispersión de la niebla, influencian a la combustión.

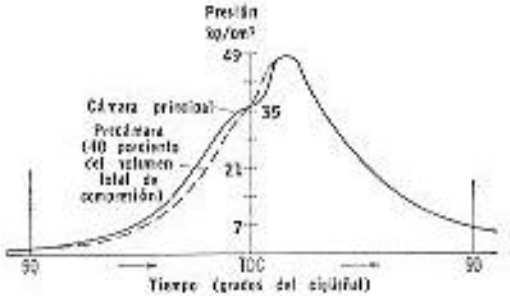


FIG. 15-12. Diagrama pt de la cámara de precombustión del motor diesel IH UD 14, a plena carga. 12.065 × 16.51 4 cilindros; 1530 rpm; 64.8 bhp; 0.198 kg por bhp-hr; cierre de la lumbrera de admisión 11.4 grados después del punto muerto superior, presión de compresión 33.25 kg/cm² relación de compresión 13.7 : 1. (Cortesía de H. Bryan, *International Harvester Co.*)

Se puede subrayar la acción de la cámara de precombustión, haciendo trabajar el motor con y sin una restricción entre la precámara y la cámara principal. Sin la restricción, la cámara es algo así como una cámara abierta de forma rara; claro que con la abertura restringida, se le aplica el nombre propio: de cámara de precombustión. Los resultados de tal operación se ilustran en la Fig. 15-13 (el inyector y la presión de inyección, fueron diseñados para funcionamiento con antecámara y, por ello, fue sacrificado el rendimiento

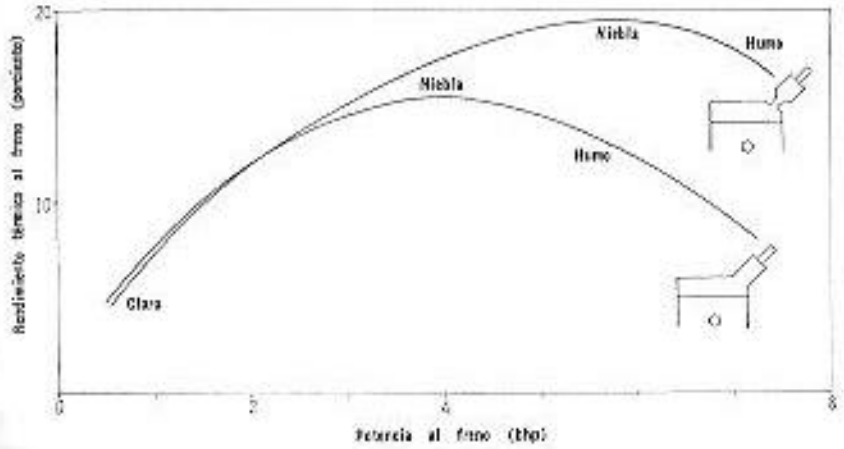


FIG. 15-13. Efecto de la salida de la antecámara sobre el rendimiento, o velocidad constante. Monocilindro; 650 rpm

[11] Ref. 5.
[12] Compárese con el 35-40% en el motor IH.
[13] Ref. 9 (y el motor diesel IH utiliza un inyector similar).
[14] El mismo efecto se encuentra en la cámara abierta (Ref. 10), que evita la adecuada penetración de las partículas de combustible, mientras produce una combustión localizada cerca de la tobera.

de la cámara abierta, que requiere atomización y distribución del combustible). Con cargas pequeñas, la turbulencia secundaria no es tan esencial y el funcionamiento como cámara semiabierta, muestra mayor rendimiento térmico. A medida que se aumenta la carga, la turbulencia se hace más esencial, si se trata de evitar el humo y, por lo tanto, el diseño de la antecámara muestra mayor rendimiento (y si la comparación se hiciera con una cámara abierta eficiente, en lugar del mal diseño de la Fig. 15-13, la cámara abierta siempre mostraría rendimiento). De todos modos, la Fig. 15-13 ilustra, que la cantidad de turbulencia secundaria requerida para una buena combustión, depende de la carga y, por ello, con cargas leves se induce una pérdida innecesaria (puesto que la turbulencia es creada a partir de la energía de la combustión).

Con los resultados de la Fig. 15-13 y además con la acción de la precámara en mente, parece evidente que el funcionamiento del motor será influenciado por:

1. El volumen contenido en la precámara.
2. El tamaño, forma y posición de la entrada de la precámara.
3. Las características del sistema de inyección.
4. Las características del combustible.
5. La velocidad del motor.
6. La carga sobre el motor.

Como consecuencia del gran número de variables, se diseña la antecámara para funcionamiento óptimo con las cargas y velocidades de norma y la combinación correcta de las variables se determina experimentalmente.

La antecámara está rodeada, en parte, por un espacio de aire que actúa como aislamiento para el calor; como la cantidad de aire contenida en la precámara es pequeña, la energía liberada por la combustión tiende a ser constante, independientemente de la carga. Por esta razón, la temperatura de las paredes también tiende a ser constante con los cambios de la carga (pero no con cambios en la velocidad). El soplo saliente, es dirigido hacia el centro del émbolo para asegurar, incluso, la expansión térmica. Cuando se aumenta la velocidad del motor, la turbulencia primaria, la presión de la inyección y la temperatura de las paredes, aumentan y la demora del encendido, en grados de giro del cigüeñal, tiende a ser constante como queda indicado por la Fig. 15-14.

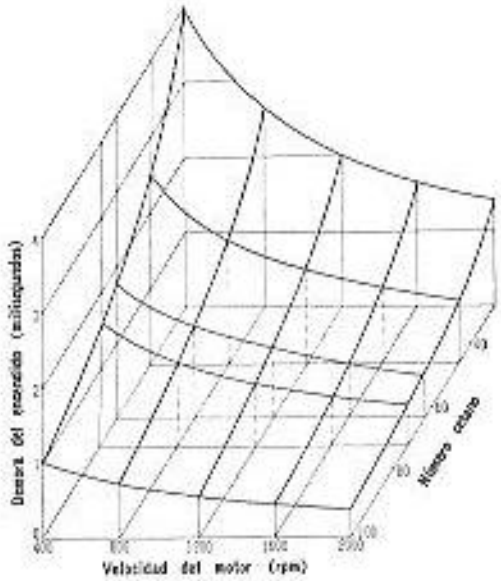


FIG. 15-14. Demora del encendido contra velocidad del motor y número cetano, para el motor Caterpillar diesel. (Tomado de E. W. Landen, discusión de la Ref. 6)

Las cámaras diesel de precombustión tienen las ventajas siguientes:

1. Se puede utilizar una amplia variedad de combustible sin afectar críticamente el rendimiento.
2. Poco mantenimiento y bajos costos del mismo debido a:
   a) bajas presiones de inyección.
   b) inyectores simples, de un solo orificio que no requieren atomizar el combustible en ningún grado.
   c) presiones bajas en la cámara principal, puesto que el impacto de la presión queda confinado principalmente en la cámara de precombustión, y por ello, presiones bajas en los cojinetes.

Las desventajas del motor son:

1. Grandes pérdidas de calor, provenientes de:
   a) la gran área de la superficie de las dos cámaras de combustión.
   b) la alta velocidad inducida a través de la boca de la precámara y en la cámara principal.

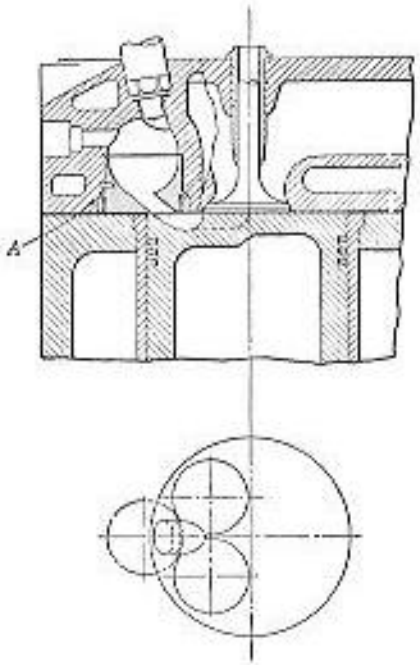


FIG. 15-15. Cámara turbulenta Ricardo, para diesel

2. Grandes pérdidas por bombeo, provenientes de la acción estranguladora de la entrada de la precámara.
3. Arranque difícil, puesto que la gran área de la superficie estimula el enfriamiento en la carrera de compresión y el aire es enfriado más al pasar a través de la entrada pequeña de la antecámara.
4. Parece ser que la combustión tiene lugar durante un mayor periodo de tiempo que en un motor similar, pero de cámara abierta, y por ello, parte de la energía se libera tardíamente en el proceso de expansión.

Las ventajas de la cámara de precombustión son especialmente evidentes al considerar que el mantenimiento es limitado y así este tipo de motor, es ampliamente utilizado en equipo agrícola.

15-3. Cámara de turbulencia. Una cámara que depende de la turbulencia primaria del aire, para descomponer la niebla de combustible y formar la mezcla homogénea, se llama cámara de *turbulencia*. En la Fig. 15-15 se ilustran ciertas características del diseño:

50 a 90% del volumen comprimido, queda contenido en la cámara de turbulencia, la abertura hacia el émbolo y cilindro, es algo mayor y se crea un movimiento circular al pasar el chorro de combustible. Este tipo de cámara no depende de la distribución del atomizado para encontrar aire y la cámara puede ser pequeña; en consecuencia, la penetración profunda no es necesaria, aun cuando es conveniente una niebla bien atomizada. Una tobera tipo de aguja, ofrece esas cualidades.

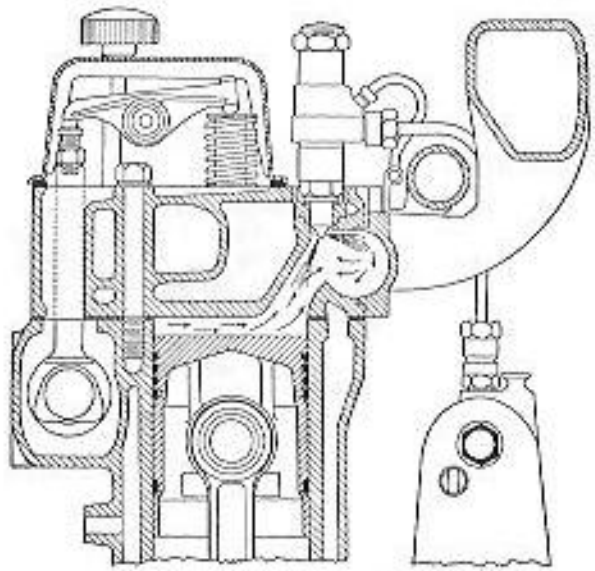


FIG. 15-16. Celda de turbulencia para motor diesel Perkins (Inglés). Seis cilindros de 8.89 × 12.7 cm.; 85 hp a 2 600 rpm; 6 kg/cm de bmep, atomización de combustible con doble chorro. (Cortesía de Automotive and Aviation Industries)

A las cámaras de turbulencia se les llama comúnmente cámaras de precombustión (y viceversa) porque la línea de separación es insignificante y además, la combustión en ambos tipos principia en la antecámara. Sin embargo, la acción de cámaras y toberas no es equivalente, aunque es de admitir que si se aumentara el volumen de la precámara y se hiciera mayor la entrada a la misma, se llegaría a una situación en la que la distinción sería difícil. Sin embargo, se aplican las mismas observaciones al comparar la acción muy turbu-

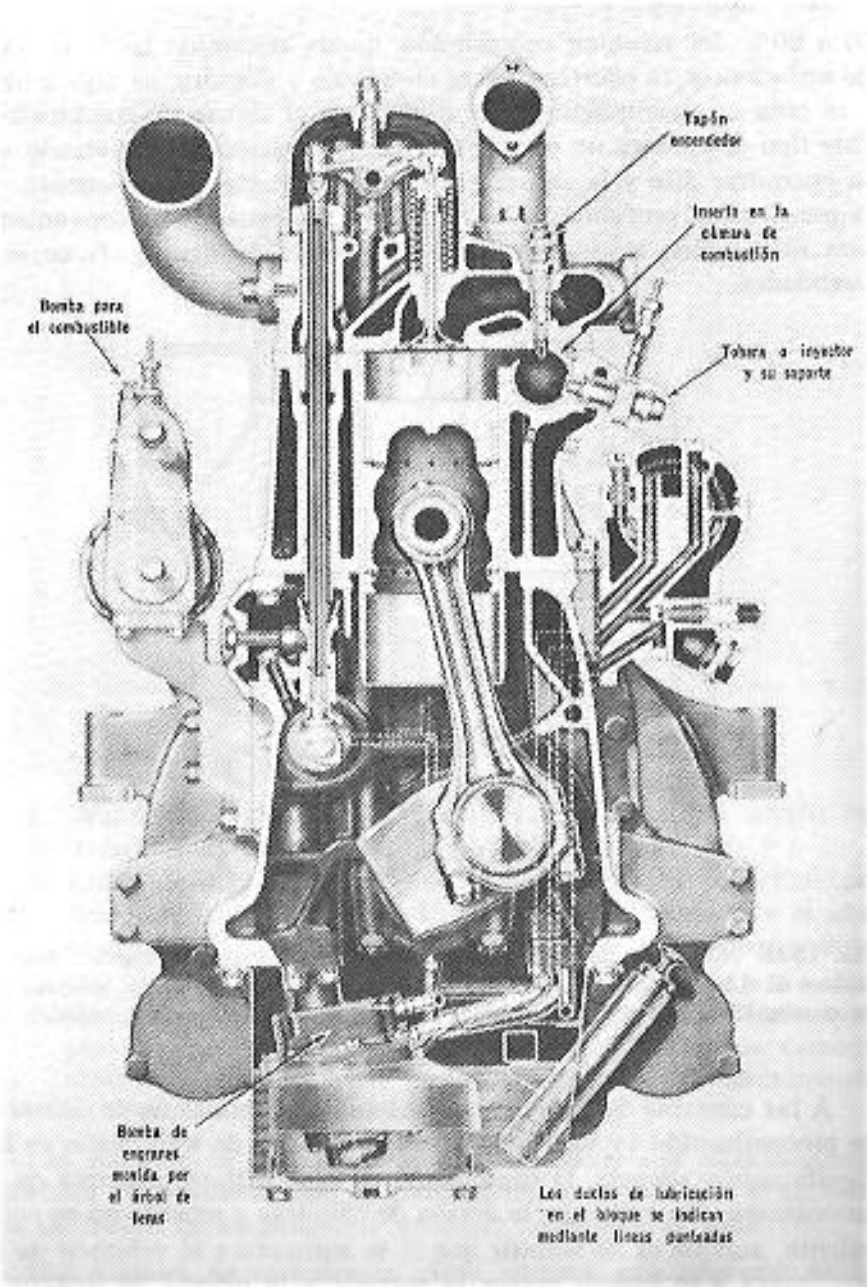


FIG. 15-17. Celda de turbulencia del motor diesel Hercules. (Cortesía de la *Hercules Motors, Corp.*)

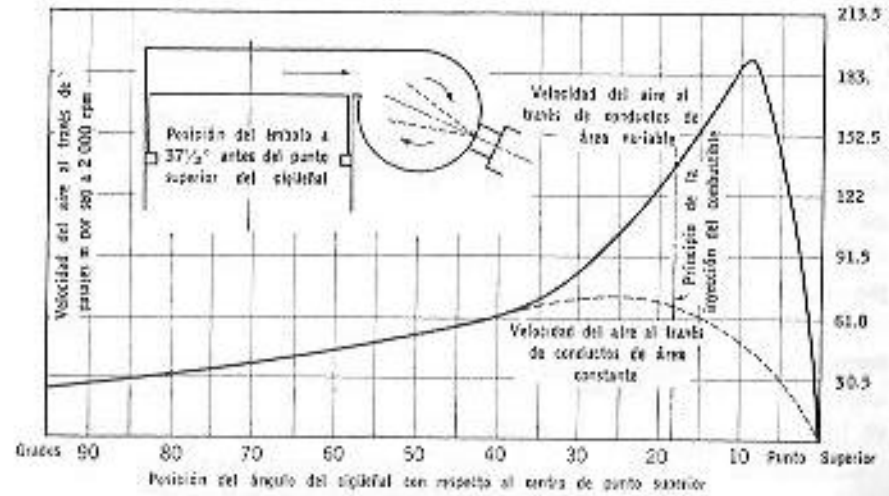


FIG. 15-18. Flujo de aire en la cámara Hércules durante la carrera de compresión. (Cortesía de la *Hercules Motors, Corp.*)

lenta de la cámara abierta de la Fig. 15-16, con la de la turbulencia de la cámara de doble atomización en la Fig. 15-16.

El funcionamiento de la cámara de turbulencia, combina las características de ambas cámaras, la abierta y la de precombustión. En la carrera de compresión del motor, el aire entra a la celda de turbulencia con movimiento circular, debido a la abertura tangencial. Cuando tiene lugar la inyección, el movimiento rotatorio del aire saca al combustible del chorro y forma una mezcla homogénea. Con el comienzo de la combustión, tiene lugar la inversión del flujo y los gases salen a torrentes de la cámara de turbulencia y entran al cilindro. En este caso, el objetivo es el de quemar el combustible en la celda, mediante la gran turbulencia primaria y la buena atomización de la niebla, y después, limpiar la cámara principal o completar en ella la combustión, especialmente con grandes cargas, utilizando la gran turbulencia secundaria.

La turbulencia en la cámara queda relacionada directamente con la velocidad del motor y, por ello, la demora del encendido disminuye con los aumentos de la velocidad. Esta acción es fomentada por el nivel de temperatura de la antecámara. Adviértase que la parte inferior de la cámara en la Fig. 15-15 hace contacto con la tapa del cilindro, solamente a lo largo del perímetro A; el lado derecho de la cámara de la Fig. 15-16, no es enfriado por agua y la cámara com-

pleta en la Fig. 15-17, queda contenida en un inserto de acero (semejante al diseño de la antecámara). Cuando ocurre la combustión, los gases calientes elevan la temperatura de las paredes de la cámara de turbulencia, mientras que después, durante la carrera de compresión el aire que entra a la celda será calentado por contacto con las superficies calientes. Este efecto de calentamiento del aire antes de la inyección, varía directamente con la velocidad y, probablemente también, con la carga, si una gran proporción del volumen de compresión está contenido en la cámara de turbulencia.

En el motor Hércules diesel Fig. 15-17, la entrada a la celda de turbulencia queda restringida por el émbolo cerca del final de la carrera de compresión, aumentando así el torbellino primario en el instante de la inyección Fig. 15-18. La rotación del remolino, se

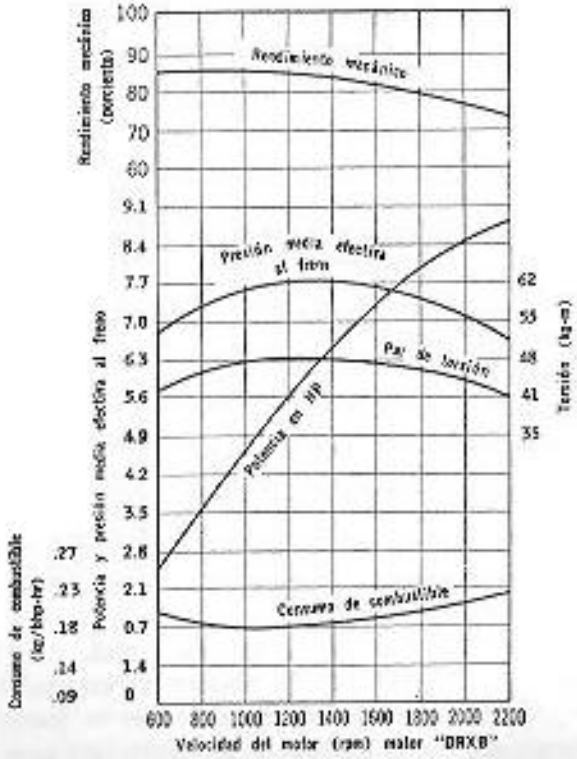


FIG. 15-19. Curvas de rendimiento del motor diesel Hercules. Seis cilindros 11.11 × 13.33 cm; relación de compresión 15 : 1; combustible de 50 cetanos

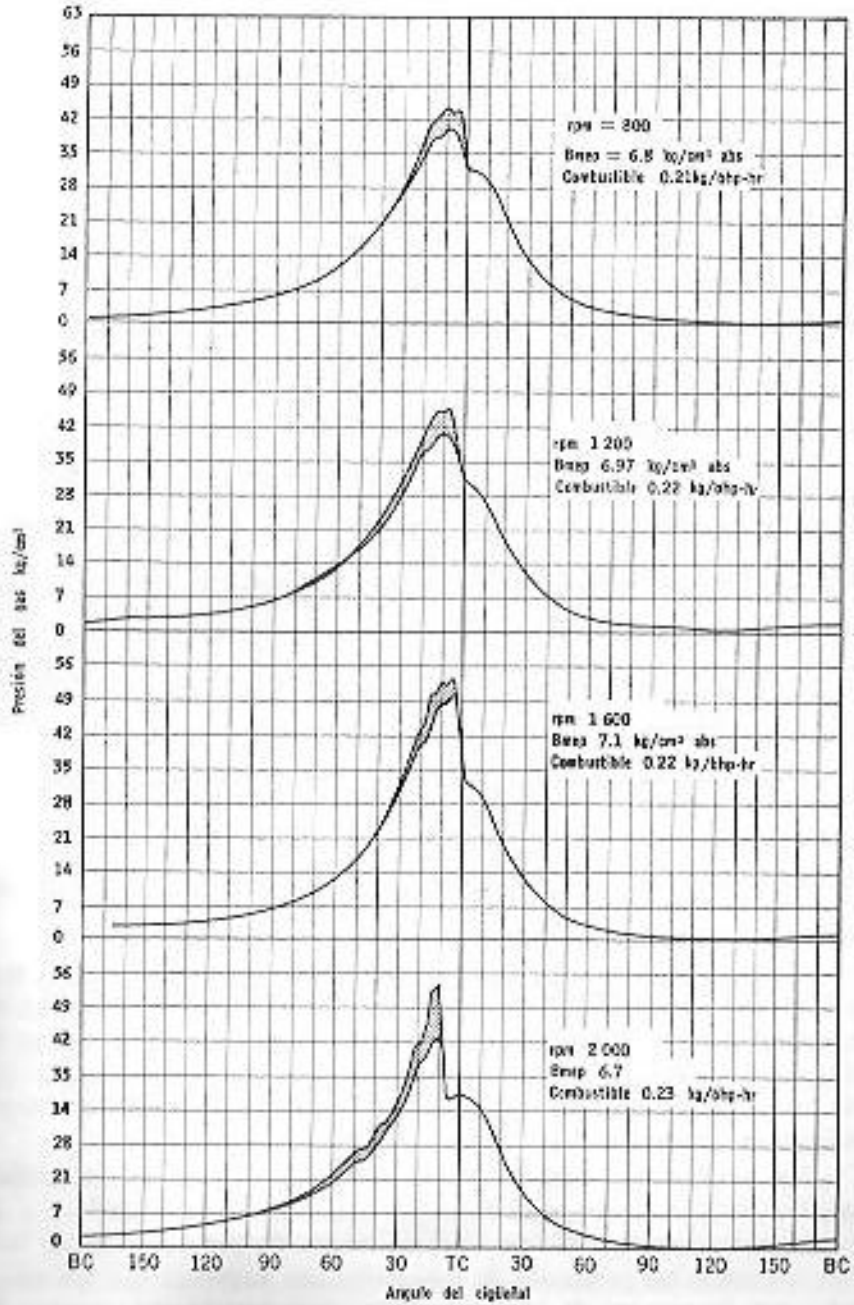


FIG. 15-20. Diagramas *pt* para el motor Hércules diesel. (Cortesía de la *Hercules Motors Corp.*)

afirma es de 50 veces la rotación del cigüeñal, para más o menos 10 grados antes del punto muerto superior (*b*TDC).[15] Nótese que la inyección tiene lugar durante la etapa de gran turbulencia primaria, comenzando a más o menos 18 grados antes del punto muerto superior (*b*TDC) y continuando alrededor de 6 grados antes del punto muerto superior. Es de creerse que a plena carga la combustión comienza después de una demora de 8 grados y continúa hasta 18 grados después del punto muerto superior (*a*TDC). Se ha colocado un labio en el centro del pasaje de salida (sección en la Fig. 15-17, comparada con la Fig. 15-18) como precaución para el caso de que la penetración del combustible sea excesiva, antes de que comience la combustión. Se utiliza una tobera de aguja con un ángulo del atomizado, de 8 grados y una presión de apertura de 116 kg/cm².

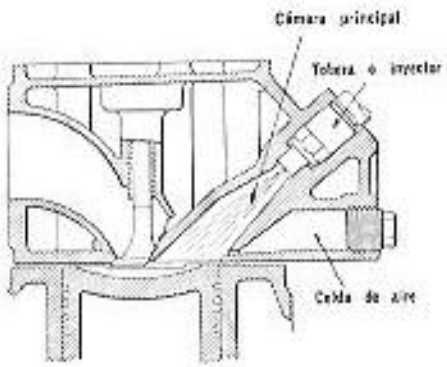


FIG. 15-21. Celda de aire del motor diesel M. A. N. Modelo de la Armada Germana. Seis cilindros 10.5 × 12 cm

Las curvas de rendimiento para el motor diesel Hercules, se ilustran en la Fig. 15-19 y las presiones representativas, en la Fig. 15-20; utilizando una buena calidad de combustible diesel (alrededor de 50 cetanos). Las áreas sombreadas representan las variaciones normales de la presión que se podrán tener con diferentes combustibles o diferentes ajustes.

Las ventajas y desventajas de la cámara diesel de turbulencia quedan más o menos a la mitad, entre las correspondientes a las cámaras abiertas y a las de precombustión. La precisión de las toberas, así como las presiones de inyección, son mayores que las requeridas por la cámara de precombustión, aun cuando más moderadas

[15] Ref. 11.

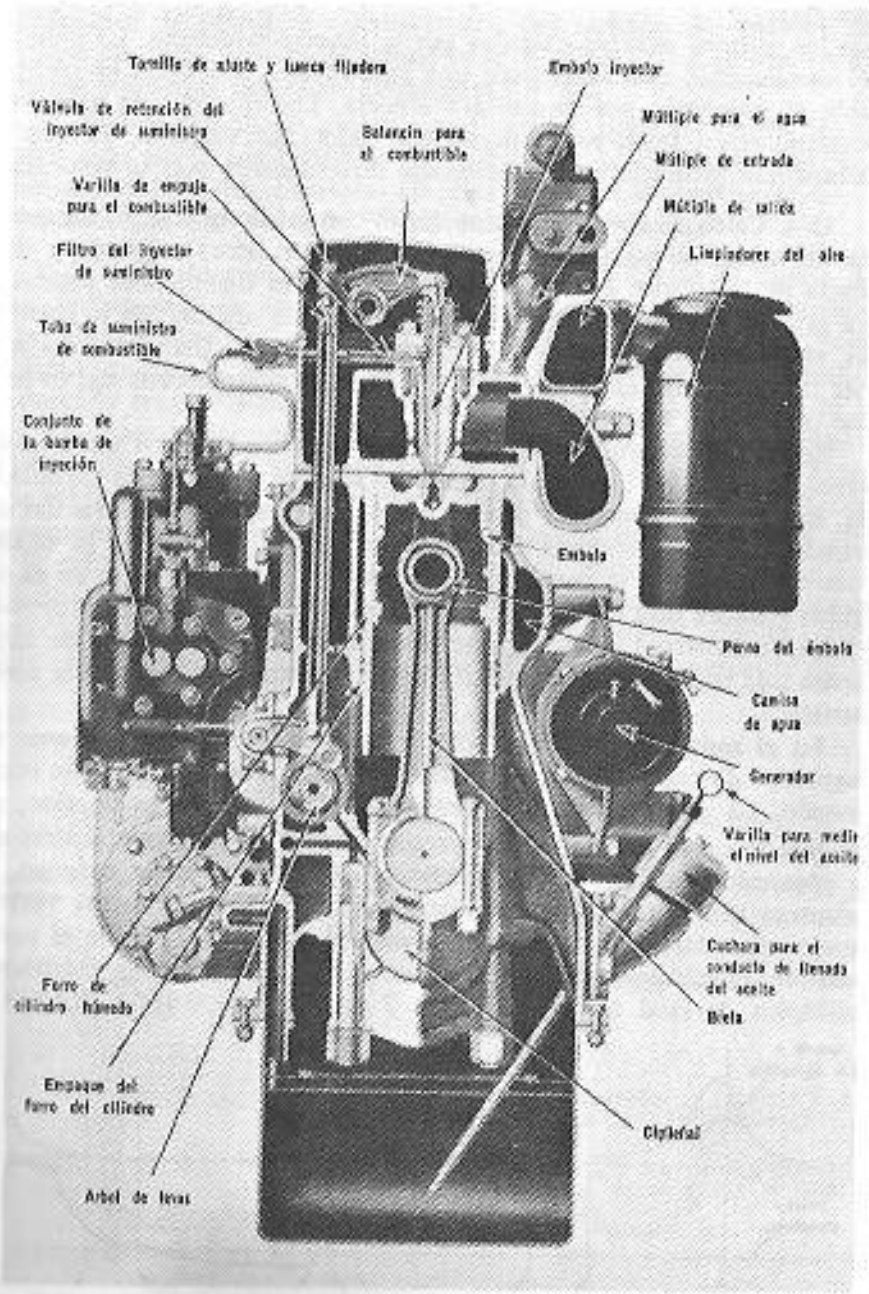


FIG. 15-22. Motor Cummins diesel Modelo H; 4 cilindros de 12-38 × 15.08 cm 100 bhp a 1 800 rpm; relación de compresión 17 : 1. (Cortesía de la *Cummins Engine Co.*)

que las normas exactas exigidas por la inyección directa. La calidad del combustible necesario para una combustión ordenada es comparable al requerido por la cámara abierta. Los motores de este tipo desarrollan un buen rendimiento con velocidad variable, ya que la turbulencia primaria está relacionada directamente con la velocidad.

15-4. Celda de aire. El motor diesel con celda de aire, es en esencia un motor de cámara abierta, (la celda de aire) colocada a distancia de la tobera. La cámara requiere que la turbulencia primaria sea grande, si se emplea una tobera de un solo orificio; de lo contrario, será necesaria una tobera de muchos orificios. Un motor del primer tipo se ilustra en la Fig. 15-21; y la versión americana del último tipo, en la Fig. 15-22.

En el funcionamiento del motor, la secuencia de los sucesos es semejante a la de la cámara abierta y a la de la celda de turbulencia, hasta que se inicia la post-combustión. Después, la elevación de presión fuerza la entrada adicional de aire al interior de la celda. Posteriormente, en la carrera de expansión, caerá la presión en el cilindro y habrá una diferencia de presiones entre la cámara principal y la celda de aire. La descarga de aire proveniente de la celda de aire, forma una turbulencia secundaria ligera y ayuda a completar la combustión.

En el motor de la Fig. 15-22 a la celda de aire se le llama el *limpiador de copa* y contiene alrededor de 5% del volumen de compresión. La descarga de aire proveniente de esta celda de aire, es dirigida hacia el extremo del inyector para aclarar la combustión en la proximidad de la tobera, mediante el suministro de oxígeno, y mientras tanto, también suministra hasta cierto grado, una turbulencia secundaria. El sistema de inyección (Art. 12-7) mide el combustible, enviándolo a una tobera, con bomba de émbolo y orificios múltiples, la cual contiene de 6 a 7 agujeros de 0.1651; 0.1778 o

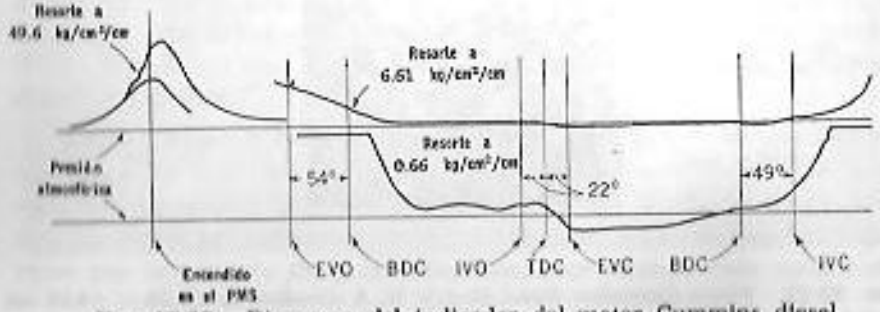


Fig. 15-23. Diagrama del indicador del motor Cummins diesel

0.2286 mm de diámetro (dependiendo del tamaño del motor). Se prefiere una alta presión de compresión y la de 17 : 1 se usa en los motores pequeños no sobrealimentados.

En la Fig. 15-23 se ilustra un diagrama presión-tiempo de un motor, con buen combustible (50 cetanos). Los motores del tipo Cummins quedan considerados ampliamente en los diseños de cámara abierta con sus ventajas y desventajas inherentes.

15-5. Celda de energía. En la Fig. 15-24 se ilustra el diseño de una combinación de los principios de las cámaras de precombustión y de celda de aire. Se le llama la *celda de energía* o cámara de combustión *Lanova*. El principio de funcionamiento es un tanto similar al deseado en el diseño de la precopa (Art. 15-2). La acción de la cámara depende del núcleo del atomizado del combustible (alrededor del 60% de la inyección) que pasa a través de la cámara y entra a la celda de energía, que contiene alrededor del 10% del volumen de compresión. Esta acción es fomentada por el movimiento del aire en la cámara. Probablemente, la combustión principia en la cámara principal, donde radica la envoltura del atomizado, pero se extiende inmediatamente al combustible en la celda de energía, siendo confinada en la cámara, la alta presión inicial. El soplo proveniente de la

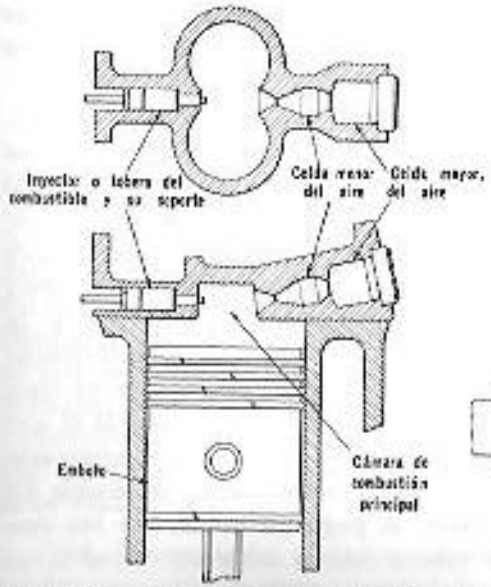


Fig. 15-24. Cámara de combustión Lanova, de doble lóbulo

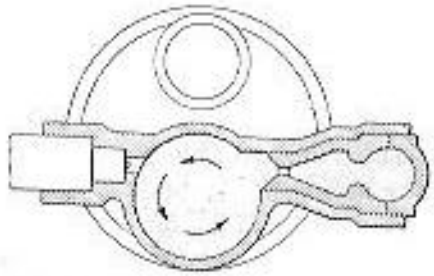


Fig. 15-25. Cámara de combustión Lanova de un lóbulo

celda menor, es dirigido contra los extremos de la niebla de combustible proveniente de la tobera y, en consecuencia, se tendrá una mezcla de combustible y gases quemándose, que barren en torno de la cámara principal. Al descender el émbolo, la diferencia de presión entre la celda y la cámara ayudará a la descarga desde la celda de energía. La descarga desde la celda principal tomará combustible de la celda menor y la pasará al interior de la cámara principal para renovar la turbulencia y completar la combustión. Es concebible que el aire no quemado será descargado desde la celda principal, simulando así el funcionamiento de la celda de aire. (Podrán ilustrarse la misma secuencia de sucesos en el diseño de la precopa). La acción de la celda mayor es fomentada por la abertura restringida entre las celdas mayor y menor, prolongando el escape de la celda menor durante un tiempo relativamente largo mediante la salida pequeña de la cámara principal.

Se recomienda un tipo de tobera con estrangulador de aguja con presión de apertura de 140 kg/cm² y pequeño ángulo de la niebla atomizada, así como un combustible de buena calidad: 50 cetanos o mejor.

La descarga de la celda de energía se hace, bien sea, a una cámara principal de lóbulo doble (Fig. 15-24) o a una cámara de un solo lóbulo (Fig. 15-25). Ambas construcciones ayudan a la formación de un remolino de altas velocidades dentro de la cámara principal.

La secuencia del funcionamiento, prevista para la celda de energía, indudablemente que es más efectiva que si se empleara la construcción de una precopa, puesto que la abertura restringida se puede diseñar mejor y además la descarga dentro del chorro proveniente de la tobera (cuando menos a plena carga), ayuda a asegurar una buena atomización y mezcla. La cantidad de exceso de aire a plena carga es extremadamente pequeña, certificando la perfección de la combustión asegurada por la turbulencia efectiva. Las características de arranque de la celda de energía son buenas, puesto que el combustible es inyectado a través de la cámara principal en donde el aire está más caliente. Se hace factible una baja relación de compresión (13 hasta 15 : 1) que permita el rápido movimiento mediante los motores de arranque. Por otra parte, se paga un precio por las ventajas puesto que el ajuste de la tobera deberá ser preciso, por tener que depositar el combustible en el punto correcto: la celda menor. La duración de la combustión en relación a una cámara abierta diesel es considerable y la turbulencia es grande; estos factores ocasionan un consumo ligeramente mayor que en un buen diseño de cámara abierta (pero aseguran las ventajas de las presiones máximas de poco valor y buena flexibilidad).

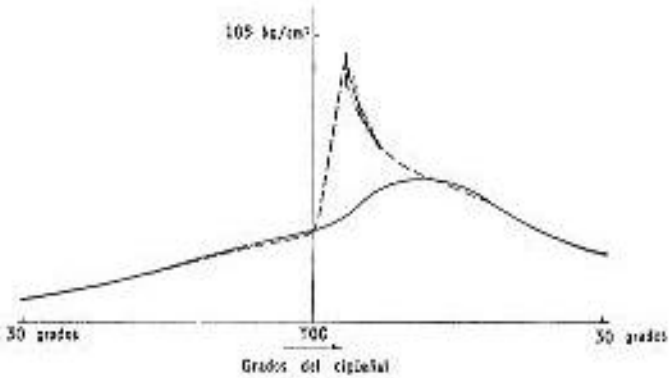


FIG. 15-26. Diagrama presión-tiempo para el motor diesel tipo Lanova con la velocidad y carga de diseño. Motor monocilíndrico pequeño, 1 700 rpm; inyección a 13 grados antes del punto muerto superior. Cámara principal

Algunos constructores emplean el principio de la celda de energía en motores marinos pequeños, y de tipo automotriz, en los que se requiere un rendimiento constante con variaciones de la velocidad, así como a altas velocidades.

La celda de energía (y otros motores de antecámara) se diseñan para rendimiento óptimo con velocidades y cargas de diseño. Considerando la Fig. 15-26, se notará que la presión en la celda es muy alta con una relación de aumentos de mucha pendiente, en tanto que la presión y relación en la cámara principal es relativamente baja. Esta combustión acompasada de la cámara de combustión resulta del periodo de tiempo empleado en la descarga de la celda de energía resultante de la abertura restringida y la alta velocidad del motor. Si se redujera la velocidad, la presión (y la relación) en la cámara principal se elevaría notablemente porque el tiempo de descarga es relativamente constante e invierte un menor número de grados de giro del cigüeñal. Es decir, el motor está habilitado para trabajar en altas velocidades.

15-6. Comparación de las características de las cámaras. Al pretender comparar la gran variedad de tipos de cámaras utilizadas en los motores diesel de alta velocidad, se encuentra que existe una dificultad en la escasez de datos específicos de las pruebas. Los da-

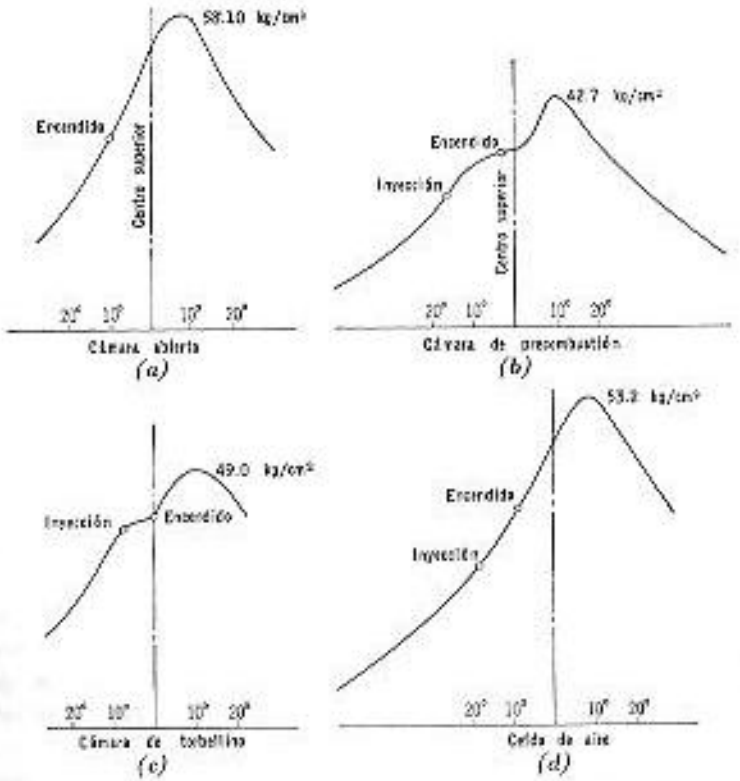


Fig. 15-27. Diagrama pt para diferentes tipos de motores diesel. (Tomados de Schweitzer, Ref. 18)

tos de los diferentes constructores sobre rendimientos no pueden ser comparados directamente, porque un conjunto de datos podrán representar ajustes[16] cuidadosos hechos en el laboratorio, sin los accesorios del motor, mientras que otros provenientes de una compañía más conservadora, serán los representantivos de resultados en promedio, que se espera encontrar en la práctica. También es injusto comparar dos motores diferentes por medio de pruebas en un laboratorio, porque en motores de la misma marca son comunes las diferencias en sus rendimientos. Se hacen las mismas observaciones generales, cuando se comparan los diseños de diferentes constructores. En la Fig. 15-27 se muestra el sumario de Schweitzer[17] sobre las

[16] Más las correcciones por la temperatura atmosférica, la presion y la humedad, así como otros factores que ayudan a producir resultados más convenientes.

[17] Ref. 18.

TABLA 15-1. COMPARACION DE LAS CARACTERISTICAS DE LAS CAMARAS DE COMBUSTION*

(Basadas en las pruebas hechas por los constructores, aproximadamente a plena carga)

Bases de comparación	Cámara de precombustión	Cámara de combustión abierta	Cámara de turbulencia subdividida	Celda de aire	Celda de energía
Límites superiores de la velocidad, usada en la actualidad, rpm	2 000	1 200 (1 800)	2 600	1 800	3 000
Límites de los desplazamientos del motor, cm por cilindro	37–283	109(71)	46.5	31–127	26–282
Presión media efectiva al freno obtenida, kg por cm	60–79	70–85	80–110	80–86	80–105
Relación de compresión ...	14–17	13–17	15–16	15–16	13–16
Número de orificios en la tobera del combustible ...	1	5–7	1	1	1
Número de constructores americanos que lo emplean	4	5	4	2	7
Cantidad de tamaños de motores analizados	11	5	10	3	11

* V. L. Maleev, "Combustion Chamber Development and Characteristics as Applied to American High Speed CI Engines", ASME, Oil and Gas Power Division, Junio, 1939.

NOTA: Las cifras entre paréntesis se refieren a motores pequeños con ciclo de dos carreras.

características de la presión en los motores EC, pequeños, pero debe hacerse hincapié en que la comparación es sólo representativa y no concluyente.

Las características de los motores diesel americanos de alta velocidad, se ilustran en la Tabla 15-1. Si tales motores se comparan con los de ECH, se encontrará que el consumo de combustible y su costo se reducen grandemente, en tanto que, el rendimiento y las características de trabajo holgando, son un tanto inferiores.

15-7. Motores para dos combustibles y motores para gas y diesel. En muchas localidades, el gas natural es el combustible más barato, costante entre 6 y 20 centavos por 1 000 pies³ (en dos distritos productores de gas). Incluso en donde es elevado el precio del gas, el del aceite combustible es relativamente mayor (Fig. 15-28) por unidad de poder calorífico. Por esta razón solamente, un motor que

utilice combustible gaseoso[18] tendrá una tremenda ventaja económica sobre un competidor que queme aceite.

Al diseñar un motor de gas, el principio de ECH exige una mezcla homogénea que con mucha aproximación tienda a ser químicamente correcta, con objeto de que la llama se pueda propagar rápidamente en toda la mezcla. Tales motores son limitados a relaciones de compresión relativamente bajas, porque puede tener lugar el autoencendido, ya sea en la carrera de compresión o durante la combustión. Con gas natural como combustible, las desventajas de las bajas relaciones de compresión quedan un tanto eliminadas, porque el gas natural se compone principalmente de metano y otras parafinas ligeras que tienen altas temperaturas de autoencendido (Tablas 8-6 y 8-14). Un método para obtener relaciones de compresión (expansión) altas, junto con el encendido por chispa, es el del principio de la alimentación estratificada (Art. 14-5); sin embargo, con cilindros de gran tamaño y con gas como el combustible a inyectar, probablemente se requieran varias toberas. Otro método que permite altas relaciones de compresión (expansión) es el de ajustar el carburador para una mezcla pobre[19] gas-aire, porque tales mezclas resisten el autoencendido (Fig. 9-7). Sin embargo, es difícil iniciar la combustión de las mezclas pobres con la descarga de una chispa (Art. 14-8) y puesto que las mezclas nunca son perfectamente homo-

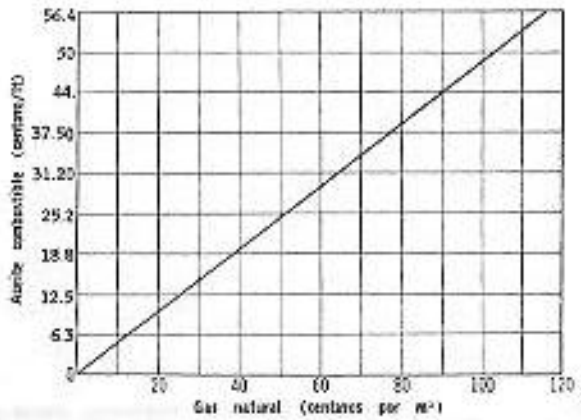


FIG. 15-28. Costo relativo del gas natural contra el aceite combustible. Basado en el poder calorífico inferior. (Tomado de Boyer, Ref. 12)

[18] Casi invariablemente, se da el poder calorífico de los combustibles gaseosos y se utiliza como si fuera el valor inferior o el neto. (Datos correspondientes a EE. UU. En México se expende butano a un costo de 40 cts m³. (N. del T.)]

[19] Art. 14-4.

géneas, deberán inflamarse necesariamente varias regiones para asegurar la continuidad de la propagación de la llama. A mayor abundamiento, la propagación de la llama se hace cada vez más lenta a medida que se reduce la relación de combustible a aire, hasta que cesa virtualmente, para valores de aproximadamente 0.025 (relación combustible-aire). Es así que la liberación de la energía proveniente, por ejemplo, de dos puntos de encendido, será extremadamente lenta.

Una solución al problema de utilizar gas como combustible junto con altas relaciones de expansión, lo ofrece el sistema diesel *de dos combustibles*. En este motor se comprime una mezcla homogénea y pobre, de gas y aire, hasta una alta presión y temperatura, incendiándola mediante la inyección de una pequeña cantidad piloto de aceite combustible. La pequeña niebla de aceite, establece una gran cantidad de puntos de incendio, no sobre las aristas de la cámara,

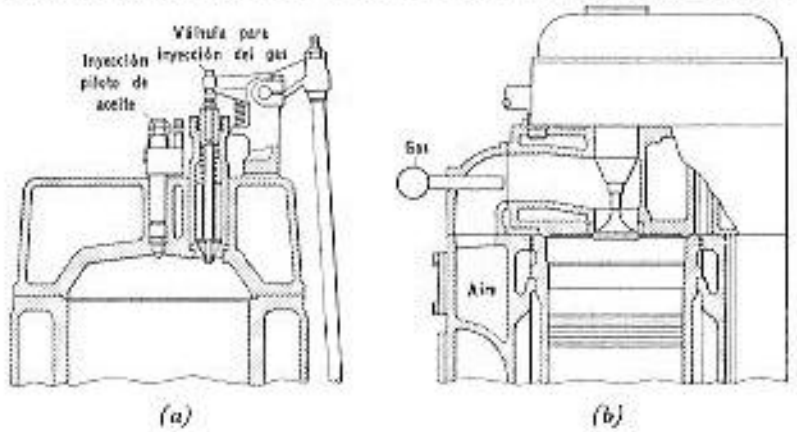


FIG. 15-29. (*a*) Inyección de gas en un motor con ciclo de dos carreras. (*b*) Admisión de gas en un motor no sobrealimentado, con ciclo de cuatro carreras. (Tomado de Boyer, Ref. 12)

como sucede con la bujía, sino a través de toda la mezcla gas-aire. La relación de la mezcla en la proximidad de las gotas de aceite será enriquecida y la combustión se iniciará suave y rápidamente. Se establecerán un cierto número de frentes de llamas, aun cuando a medida que cada llama penetre dentro de la mezcla gas-aire, su progreso se hará menor. De hecho, si la relación aire-gas excede de más o menos 40 a 1,[20] la llama será extinguida parcialmente, como queda evidenciado, por el gas no quemado en el escape.

[20] Relación en peso aire-combustible.

Es interesante notar en el motor de dos combustibles, que la combustión se inicia en forma semejante a la del motor EC y la combustión continúa mediante la propagación de la llama en una forma similar a la del motor ECH.

El gas y el aire se podrán proporcionar y mezclar mediante un carburador aun cuando se utilizan métodos más sencillos. La Fig. 15-25 ilustra dos métodos de la Cooper-Bessemer Corporation. En los motores con ciclo de dos carreras, el gas se inyecta a presiones bajas (1.75-3.5 kg/cm²) directamente dentro del cilindro, después de que las lumbreras del escape se cierran y mientras es de poco valor la presión de compresión. En los motores con ciclo de cuatro carreras, el gas fluye continuamente al interior del múltiple de admisión y al abrir la válvula correspondiente, el empuje del aire sobre el gas forma una mezcla homogénea. En los dos diseños citados, las cargas parciales son manejadas reduciendo la presión del gas y, por lo tanto, aumentando la relación aire-combustible.

En la Fig. 15-30 se ilustra la evolución del motor Fairbanks-Morse de dos combustibles. Uno de los primeros motores (AB) tenían una mala economía con cargas parciales, porque con la reducción del suministro de gas, la mezcla se hacía muy pobre dando lugar a la extinción parcial de la llama. Esta situación fue remediada (CB) reduciendo el aire y manteniendo una relación aire-combustible esencialmente constante (como en el motor ECH). Las

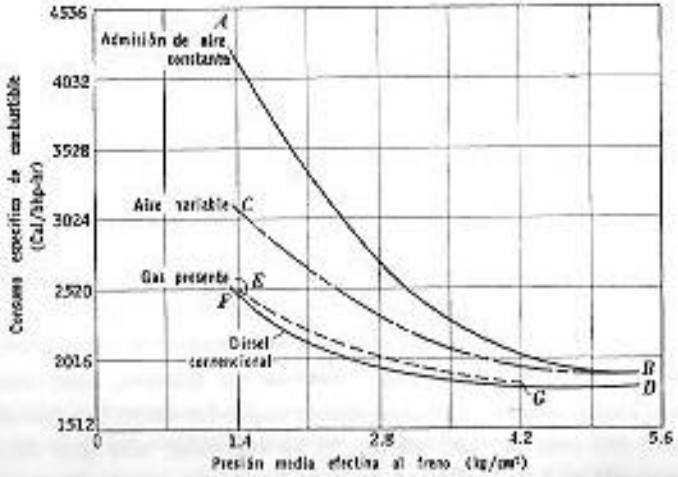


Fig. 15-30. Evolución del motor Fairbanks, Morse de dos combustibles. 21.59 por 29.11 cm, 514 rpm; variación del aire mediante el soplador de barrido; poderes caloríficos inferiores. (Cortesía de E. Dahlund, *Fairbanks, Morse & Co.*)

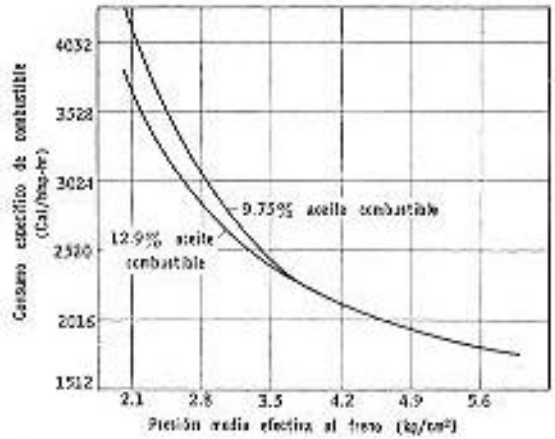


Fig. 15-31. Efecto de la cantidad piloto sobre el rendimiento 39.35 por 55.88 cm 327 rpm. Motor de cuatro ciclos no sobrealimentado; por ciento de aceite combustible basado en los kcal (Btu) a 5.6 kg/cm de presión media efectiva al freno (bmep); poderes caloríficos inferiores. (Tomados de Moyer Ref 12)

mejores en la combustión del gas permitieron obtener el rendimiento EG. El mismo motor EC pero con aceite combustible diesel, suministra los rendimientos mostrados por FD. Nótese que a plena carga, un motor eficiente de dos combustibles, excederá los rendimientos de uno simplemente diesel, ya que el gas estará presente en todas las partes de la cámara y en consecuencia se quemará más aire. Ya comienza a manifestarse que el motor de dos combustibles es la máquina motriz primaria de más eficiencia en existencia.

Otro método de incendio más efectivo de mezclas pobres de gas aire, es la de aumentar la cantidad de aceite combustible piloto. La Fig. 15-31 muestra que este método no afecta el rendimiento a plena carga, aun cuando definitivamente mejora la economía con cargas parciales, puesto que la mezcla local es enriquecida por el aceite combustible adicional. Puede aumentarse la proporción de aceite combustible y disminuir la del gas mientras se soporta una carga constante. Este cambio en el combustible continuará hasta que entre al motor solamente aire y solamente el aceite sea el combustible. En consecuencia, el motor duplex podrá trabajar en extremo como un motor diesel convencional (sin gas) y en el otro extremo, como motor EC que emplea gas como combustible principal y utiliza el aceite combustible sólo como un medio para el encendido.

Un motor de este tipo, es especialmente deseable en donde el suministro de combustibles gaseosos puede quedar descontinuado[21] durante intervalos de tiempo cortos o largos y es esencial el funcionamiento continuo del motor.

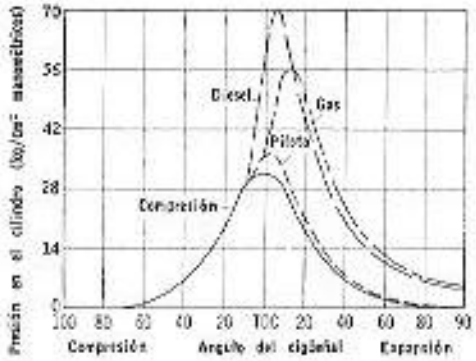


FIG. 15-32. Diagramas típicos presión-tiempo de un motor EC quemando aceite combustible y gas. (Tomado de Conn, Beadle y Schauer, Ref. 13.)

Un motor de gas-diesel es también un motor duplex, solamente que debe ser parado y cambiado en algo particular (por ejemplo, la bomba de inyección), antes de intentar la conversión de un combustible a otro. Los motores de este tipo se encuentran en donde el suministro de gas es continuo, generalmente en los distritos productores de gas. El nombre *dos combustibles* implica la conversión inmediata y aquí se usará más comúnmente, puesto que ambos motores son equivalentes, excepto por la complejidad en sus cambios.

Al cambiar de aceite combustible a gas, se experimenta un funcionamiento más acompasado del motor pues se pasa del "golpazo" proveniente de la combustión del aceite combustible a la suave combustión del gas. Esta suavidad es revelada por el indicador con las reducidas elevaciones de la relación de presión, y presiones máximas de poco valor, como se ve en la Fig. 15-32. Además, la Fig. 15-32 ilustra el efecto de la carga piloto sola, sobre el diagrama *pt* (si bien la carga piloto es generalmente pequeña para hacer funcionar el motor aun sin carga, lo cual requiere alrededor de un 15% del combustible de plena carga).

[21] En muchas localidades se compra gas a precio reducido, si el proveedor tiene opción para interrumpir el servicio.

Las funciones[22] que ha de cumplir el sistema de gobierno del motor de dos combustibles, son las siguientes:

1. Para gobernar cuando se tiene aceite combustible solamente.
2. Para gobernar cuando se tiene gas y aceite piloto.
3. Para proporcionar la conversión automática de uno a otro combustible.
4. Para garantizar seguridad.

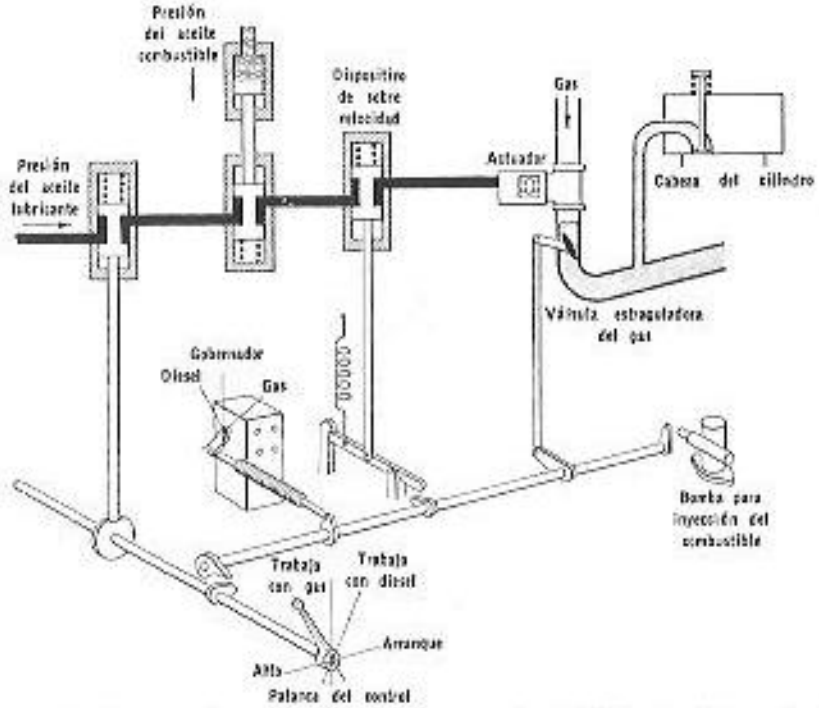


FIG. 15-33. Sistema de gobierno para el motor diesel, Fairbanks, Morse de dos combustibles. (Tomado de Conn, Beadle y Schauer, Ref. 13)

Nótese en la Fig. 15-33, que el suministro de gas se cierra automáticamente cuando: (*a*) la presión de la lubricación es muy baja, (*b*) hay exceso de velocidad del motor y (*c*) cuando falla la presión de suministro del aceite (y en consecuencia, no se suministra el aceite piloto). La desaparición de la alimentación piloto, permite que los gases no quemados pasen al múltiple del escape con posibilidades de explotar.

[22] Ref. 13.

En la Fig. 15-33, se ha dividido en dos partes el recorrido del gobernador. La primera parte del recorrido actúa la válvula estranguladora del gas. Si la presión de suministro del gas disminuye rápidamente, disminuirá la velocidad del motor y el gobernador responderá abriendo mucho más el estrangulador de la válvula del gas. Si la velocidad continúa decreciendo con el estrangulador del gas completamente abierto, la respuesta del gobernador es la de activar las cremalleras principales en las bombas de inyección, suministrando aceite combustible que compensa a la deficiencia del gas. (El estrangulador del gas permanece en su posición abierta durante todo el tiempo que estén funcionando las bombas principales del aceite combustible, lo cual no se muestra en la Fig. 15-33).

Cuando se dispone del gas, aun las pequeñas cantidades de aceite en la alimentación del piloto resultan costosas. Por esta razón, dicha alimentación es pequeña y corrientemente alrededor del 5%

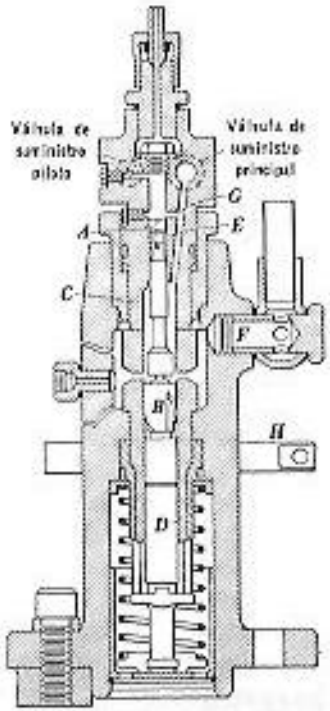


FIG. 15-34. Bomba para combustible, de un émbolo doble tal y como se emplea en el motor Worthwington de dos combustibles. No se muestran las válvulas de suministro horizontal. (Diseño American-Bosch)

del total de kcal suministrados a plena carga (permaneciendo en este valor para todas las cargas). Esta pequeña cantidad de combustible no podrá ser manejada efectivamente por los émbolos inyectores relativamente largos de las bombas comunes, puesto que es menor que la alimentación para sin carga. Por esta razón, los motores gas-diesel se equipan con bombas especiales y los motores de dos combustibles utilizan, bien sea, dos bombas o bombas con émbolos dobles.

En la Fig. 15-34 se ilustra una bomba de émbolo doble. Consta de un émbolo piloto *A* con una conexión flexible al émbolo principal *B* para compensar la excentricidad entre los dos barriles *C* y *D*. Al estar el motor funcionando con gas, la cremallera principal *H* está en la posición sin carga y el combustible no es comprimido por el émbolo principal. Sin embargo, la cantidad de inyección piloto, es determinada por la longitud del émbolo correspondiente, desde su extremo superior hasta la ranura circunferencial en *E*. Se ha taladrado un agujero axial por el centro del émbolo comunicándolo mediante agujeros radiales a la ranura. El combustible es suministrado a través de las entradas *F* llevando los barriles del émbolo. En la carrera hacia arriba de los émbolos, principia la inyección piloto cuando el émbolo correspondiente cierra la lumbrera de derivación *G* descargando el combustible por entre una válvula de suministro (no mostrada), la lumbrera *G* es tapada por la arista superior de la ranura circunferencial.

Al trabajar con aceite combustible en forma total o parcial y con exceso de la alimentación piloto, se hace mover la cremallera principal haciendo girar en esa forma el émbolo principal. El aceite combustible que se bombeará ahora, será la cantidad constante proveniente del émbolo piloto, más la del desplazamiento del émbolo inferior. Este último desplazamiento contiene el área anular entre los diámetros de los émbolos piloto y principal. La alimentación principal del combustible, pasa a través de su propia válvula alimentadora (no mostrada), pero emerge en el tubo común que llega a la tobera.

Los nombres *dos combustibles* y *gas-diesel*, tácitamente implican que el gas y el aire fueron comprimidos juntos en el motor, aun cuando el uso comercial no es tan implícito. Así, una de las compañías de Nordberg, construye un verdadero motor de dos combustibles que funciona según el ciclo de cuatro carreras y también un "Duafuel" que trabaja según el ciclo de dos carreras. Este último motor comprime aire, solamente, en la carrera de compresión y

luego, simultáneamente, inyecta el gas y la alimentación piloto de aceite a través de una válvula de inyección dentro del motor. La inyección comienza cerca del punto muerto superior (TDC) y continúa alrededor de 25 grados de giro del cigüeñal. En efecto, el motor Nordberg es semejante a un diesel con inyección de aire, excepto que el gas inyectado reemplaza al aire, y la alimentación del aceite combustible sirve solamente como piloto. Este motor requiere un compresor auxiliar para el gas, para suministrarlo a la tobera inyectora a una presión de 77 kg/cm². El motor Nordberg fue desarrollado por la tendencia de los motores de dos combustibles a tener bajos rendimientos con cargas parciales. Como el motor Nordberg funciona como un verdadero diesel, sus características con cargas parciales son equivalentes a las de un diesel convencional.

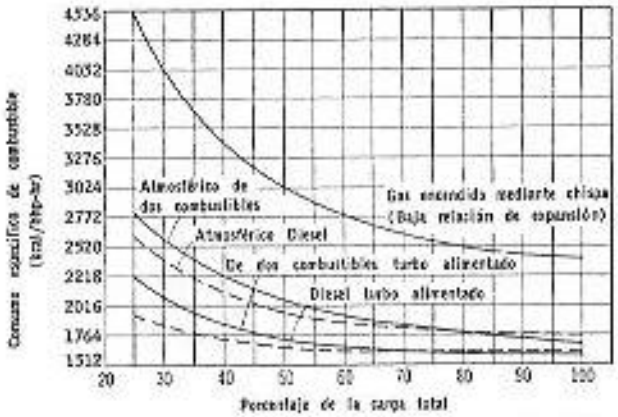


FIG. 15-35. Relaciones comparativas del consumo de combustible para diferentes motores de cuatro ciclos sobre la base de los calores específicos netos. (Tomado de Boyer, Ref. 12)

El rendimiento relativo para los diferentes tipos de funcionamiento del motor EC, se ilustra en la Fig. 15-35. Nótese que el motor de dos combustibles es ligeramente superior al diesel convencional a plena carga, y ligeramente inferior con cargas parciales. Sin embargo, los costos de operación del motor de combustible es inferior para todas las cargas, debido a lo más barato de su combustible (esta ventaja puede estar en función de los miles de pesos para plantas de gran tamaño).

15-8. Dispositivos de arranque. Antes de que el motor EC pueda funcionar, deberá disponerse de ciertos medios para hacer girar al motor durante varias revoluciones hasta que se inicia el encendido. En los motores de gran tamaño, el arranque mediante aire, es empleado casi universalmente. Se almacena en un depósito una gran cantidad de aire comprimido mediante un compresor pequeño. El aire comprimido es llevado por tuberías al múltiple *A* (Fig. 15-36) del motor, quedando comunicado con la válvula de equilibrio *B*. La válvula no podrá abrirse porque la presión del aire sobre la cabeza y la presión del aire sobre el área de equilibrio son iguales. Cuando el émbolo del motor está sobre la carrera de potencia, un árbol de levas levanta el botador *C* y abre la válvula del distribuidor *D*. El aire que proviene del múltiple pasa así a la parte superior de la válvula de arranque *E* y la abre; el aire comprimido a presiones de 7-42 kg/cm² pasa al interior del cilindro del motor poniéndolo en movimiento.

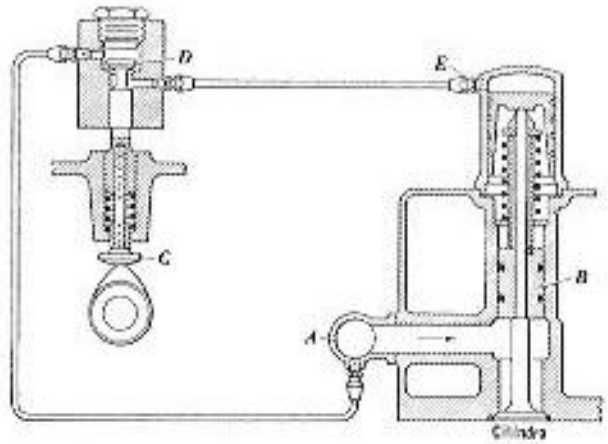


FIG. 15-36. Arranque piloto de aire. (Tomado de Boyer, Ref. 1.)

La mayoría de los motores tienen válvulas de arranque en cada cilindro, a menos que el número de ellos permita emplear menor número. El objetivo es tener una válvula abierta, sin importar qué ángulo del cigüeñal exista en el motor. En los motores de dos y tres cilindros, éstos deberán quedar inmóviles en una posición elevada, de tal forma que la válvula del aire pueda ser abierta.

Los motores con celda de aire deberán tener una válvula que permita a la celda de aire ser desconectada de la cámara princi-

pal, elevando así la relación de compresión y la temperatura para el arranque fácil.

Otras facilidades para el arranque, son los tapones incandescentes y los calefactores por resistencia. En la Fig. 15-17 se muestra un tapón incandescente que es una espira de alambre cromel colocada en la cámara de combustión. Antes de intentar el arranque, se hace pasar momentáneamente una corriente eléctrica a través del tapón incandescente, formando un punto caliente en la cámara de combustión. Sin embargo, la vida del tapón incandescente es corta, puesto que reside constantemente en la cámara de combustión aun cuando no esté en uso, siendo preferible una resistencia eléctrica en forma de bobina colocada en el múltiple de admisión del aire.

Los motores pequeños son arrancados mediante motores eléctricos o motores de gasolina pequeños. En el último caso, el motor de gasolina es arrancado a mano, utilizándolo luego para mover al motor diesel mediante un mecanismo reductor de velocidad y un embrague. En la Fig. 15-37 se ilustra una instalación más complicada.

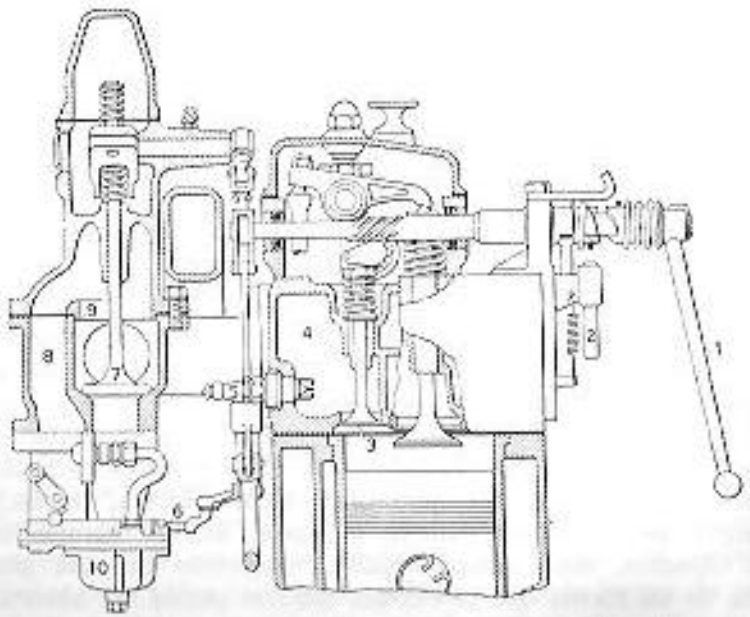


FIG. 15-37. Conversión momentánea del motor diesel a ECH para el arranque. (Cortesía de la *International Harvester Co.*)

La palanca 1 abre la válvula 3, ampliando así la cámara de combustión, con la consiguiente reducción en la relación de compresión hasta valores de 5 a 1. La cámara auxiliar 4, contiene una bujía que es energizada por un magneto (no mostrado). La palanca 1 también acopla al magneto, abre el suministro de gasolina 6 y levanta a la válvula 7 hasta su asiento superior 9. Esta válvula cierra la entrada del aire de admisión 8 y permite que entre al carburador 10 para funcionar como ECH. Después que el motor ha girado unas 700 revoluciones, la varilla 2 deja libre a la flecha girada por la palanca 1 y unos resortes vuelven al motor su funcionamiento como diesel.

15-9. Propiedades [33] del combustible y el humo. Como consecuencia de la combustión heterogénea del motor EC, puede aparecer el humo en los gases del escape. Este humo lo divide Schwitzer [34] en dos clasificaciones: humo frío y humo caliente. El humo frío consiste en una niebla de partículas de combustible o aceite combustible no quemadas, como resultado de la extinción de la combustión, especialmente cuando el motor está holgando o cuando está sometido a cargas leves, que es cuando la relación aire-combustible es alta. Esto es agravado en las cargas ligeras, por la acción mezclante intensa de pequeñas cantidades de combustible con aire frío, o por el contacto del combustible con las paredes frías de la cámara. El humo frío es de color claro o blanco. Cuando la combustión tiene lugar con mezclas ricas aparecen las partículas de carbón (hollín) y pueden no encontrar aire, hasta que las temperaturas son reducidas por abajo del nivel de la combustión. El humo caliente consta de esas partículas carbonosas del combustible y se presenta con aspecto gris claro hasta negro, dependiendo de las cantidades relativas de partículas. Dicho hollín proviene directamente de la falta de aire. Puesto que la falla del combustible para encontrar aire y quemarse en su totalidad, ocurre generalmente a altas velocidades o con cargas considerables, el humo negro aparece cuando el motor está sobrecargado. Reduciendo la carga o mejorando el mezclado, se puede eliminar el humo caliente. Correspondientemente, elevando la relación de compresión o utilizando combustibles de alto cetano se puede eliminar el humo frío.

En consecuencia, cuando el motor está holgando tiende a producir humo blanco (frío) que desaparece a medida que aumenta la

[33] Véase, también el Art. 8-20.
[34] Ref. 14.

carga. El humo negro (caliente) se produce a medida que aumenta la carga, pudiéndose definir la carga máxima, especificando el color de los gases del escape.

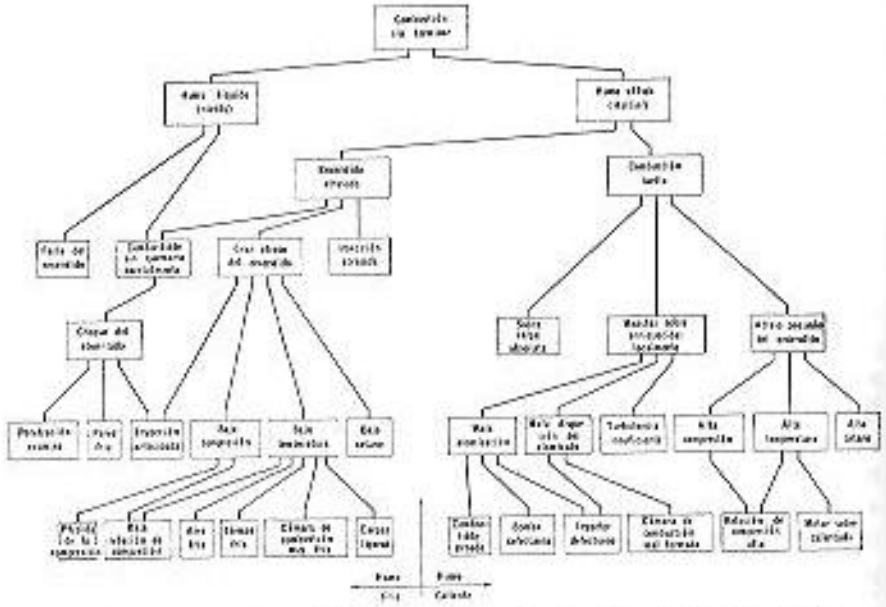


FIG. 15-38. Diagrama del humo. (Tomado de Schweitzer, Ref. 14)

Las razones que ocasionan la combustión incompleta que produce humo, se muestran en la Fig. 15-38 la cual se interpreta mejor, leyéndola de abajo hacia arriba. Así un motor sobrecalentado ocasionará una demora pequeña del encendido que permitirá (*a*) el encendido antes de que el atomizado penetre más allá de la tobera; además, o bien, (*b*) menor turbulencia secundaria debido a la menor violencia de la explosión. En cualquier caso, la combustión tiene lugar con un mínimo de aire y la descomposición del combustible se efectúa con la producción de hollín. Véase que los combustibles de alto cetano, son los que más comúnmente ocasionan este exceso de humo. Sin embargo, no es el número cetano por sí mismo, el delincuente sino la inhabilidad del motor para utilizar el combustible.

El éxito del motor gas-diesel radica en evitar el humo caliente proporcionando mezclas homogéneas.

Es difícil, si no imposible, definir las relaciones entre las propiedades del combustible que afectan al rendimiento, porque la combustión en el motor EC es heterogénea e influenciada notablemente por el equipo de inyección y por el diseño de la cámara de combustión, así como por las condiciones de funcionamiento. Considérese la Fig. 15-39*a*. En este motor particular, los combustibles con número cetano 30 y con 65% de las temperaturas de destilación de 232°C producen el mismo consumo de combustible y el mismo humo en el escape. Elevando el número cetano, se ocasiona un aumento en el consumo de combustible y como la carga era constante, el combustible adicional aparece como humo en el escape. Las características mostradas en la Fig. 15-39*b* para un motor con cámara de precombustión, tienen una pequeña semejanza con las de la Fig. 15-39*a* para una cámara abierta. (Por otra parte, los datos de la Fig. 15-39 son para motores sobrecargados; con cargas ligeras aparecen ciertas generalidades).

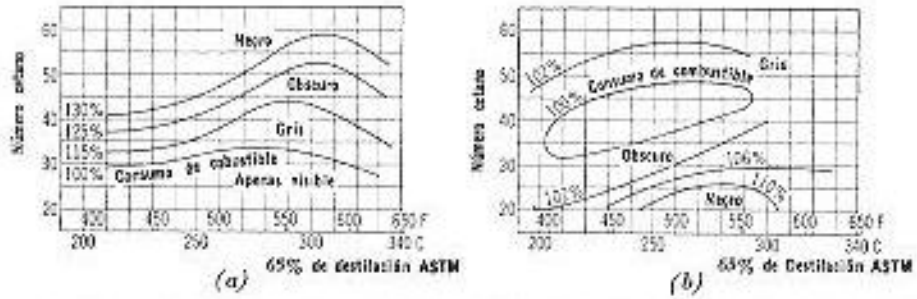


FIG. 15-39. Efecto de las propiedades del combustible sobre el humo del escape y el consumo de combustible en las sobrecargas. Velocidad y carga constantes. (*a*) Cámara abierta 1435 rpm y presión media efectiva al freno de 7.7 kg/cm. (*b*) Cámara de precombustión; 1400 rpm con presión media efectiva al freno de 6.44 kg/cm. (Tomado de Broeze and Stillebroer, Ref. 15)

Generalmente se encuentra que para un funcionamiento normal:

1. Mejora el arranque con aumentos del número cetano.
2. Disminuye el golpeteo con aumentos del número cetano.
3. Aumenta el humo en el escape a medida que disminuye la volatilidad del combustible.
4. La potencia desarrollada es proporcional al poder calorífico del combustible.

De ser permitido generalizar más, se puede decir que el número cetano se relaciona con el tiempo disponible para la combustión, como queda indicado en la Tabla 15-2.

TABLA 15-2. ESCALA GENERAL DE LOS VALORES CETANO

(Socony-Vacuum Oil Company)

Características	Alta velocidad	Velocidad media	Baja velocidad (motores grandes)
Combustión suave	50	40	30
Buena flexibilidad	45	35	25
Falla del encendido arranque difíciente	35	25	20

15-10. Variables de funcionamiento. Es conveniente hacer un sumario [25] de los efectos de las diferentes variables de los diagramas *pt* para completar el tema del rendimiento del motor EC. Considérese primero, el efecto de la relación de compresión Fig. 15-40*a*. Se advierte que la presión de compresión (y, por lo tanto, la temperatura), aumentan con la relación de compresión y, consecuentemente, disminuye la demora del encendido. El efecto de la disminución, está reflejado directamente en los descensos de las relaciones de la elevación de la presión, si en cada caso se utilizara la óptima regulación de la inyección. Es decir, elevando la relación de compresión, la tendencia será proporcionar una combustión suave. Adviértase que los máximos de la presión no son radicalmente diferentes, porque un aumento en la presión de compresión, con relaciones en aumento, es compensada por una menor relación de elevación de la presión.

El efecto de la calidad de encendido del combustible sobre el diagrama *pt* se muestra en la Fig. 15-40*b*. Como era de esperarse, los combustibles con números cetanos altos, tienen demoras de encendido cortas y, por ello, relaciones de presión menos rápidas.

La regulación del comienzo de la inyección tiene una influencia profunda sobre el valor de la presión y la presión máxima, Fig. 15-40*c*. El avance de la regulación ocasiona presiones máximas elevadas y una acción ruidosa a partir de las altas relaciones de elevación de la presión. Por otra parte, el retardo de la regulación permite las presiones bajas así como sus relaciones, pero con aumento de consumo del combustible y escape humeante.

Al aumentar la carga sobre el motor, la parte inicial de la elevación de la presión, usualmente no es afectada, puesto que sólo la duración de la inyección se ha aumentado. En otras palabras, la presión máxima generalmente tiene lugar antes de que el periodo de inyección avance. De todos modos, la característica del máximo de la

[25] Schweitzer, Ref. 18.

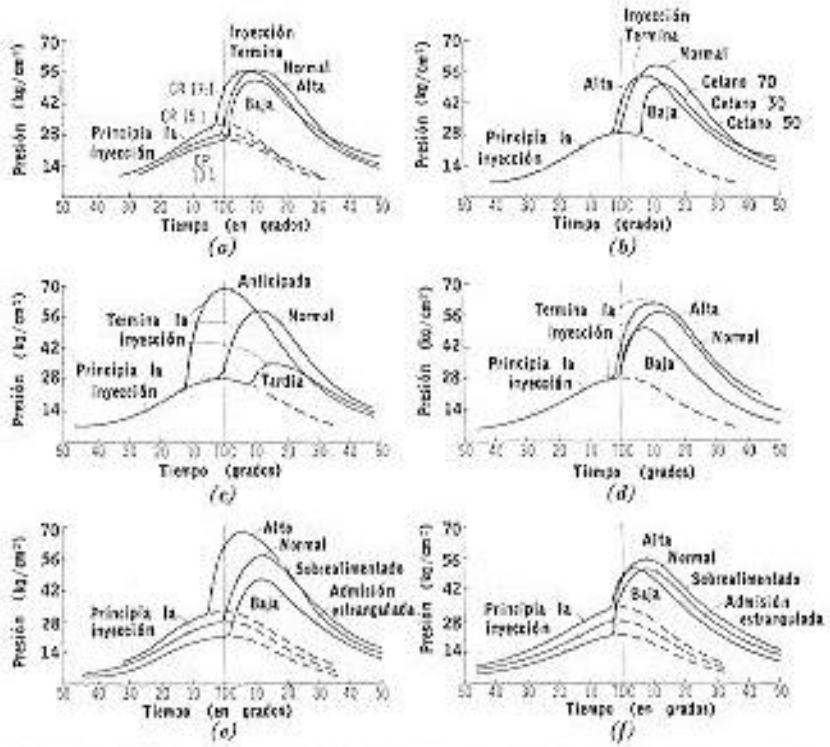


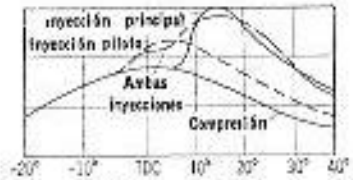
FIG. 15-40. El diagrama *pt* para diferentes condiciones de funcionamiento. (Tomado de Schweitzer, Ref. 18)

presión contra la carga, queda influenciada, por la regulación del encendido y algunos sistemas de inyección adelantan la inyección con los aumentos de la carga, utilizando un émbolo de hélice doble (Fig. 12-6). Este tipo de émbolo se encuentra en los motores de velocidad variable.

Cuando se eleva la presión del aire de admisión, mediante la sobrealimentación, o se reduce mediante la estrangulación, es directamente afectado el máximo de las presiones Fig. 15-40*c*. No obstante, si se ajusta la regulación para máxima producción de potencia, las ventajas se obtendrán de la pequeña demora del encendido, con la alimentación más densa y, por lo tanto, las presiones máximas serán muy similares (Fig. 15-40*f*). En la Fig. 15-40*f* debe notarse que se obtiene la más baja proporción de la presión con el motor sobrealimentado.

15-11. Inyección piloto. La combustión suave se puede obtener en un motor diesel convencional, mediante el uso de una inyección piloto, para reducir la demora del encendido de la alimentación principal. La Fig. 15-41 ilustra el método y también los resultados obtenidos mediante el empleo de dos toberas inyectoras y dos bombas sobre la cámara de turbulencia diesel. La alimentación piloto (13-5% del combustible total) se inyectó 10 grados antes del punto muerto superior (*b*TDC) siendo seguida por la inyección principal, 1 grado antes del punto muerto superior (*b*TDC). En esta forma, la alimentación principal es inyectada en el seno de una región muy caliente reduciéndose la demora del encendido. Como se ve en la figura, la proporción de la elevación de la presión y la presión máxima, se redujeron y el golpeteo audible del motor fue eliminado.[16]

La regulación de las dos alimentaciones para resultados óptimos, se encuentra por experimentación y, sin duda, varía con los diferentes motores. Se han hecho experimentos con una bomba de inyección, pero con una leva escalonada para forzar al equipo normal a proporcionar una preinyección que luego encenderá a la alimentación principal. La tobera de aguja estranguladora también tiende a las mismas características (Fig. 12-29).



	Principio la inyección grados BTDC	Cantidad inyectada (mm³/carrera)	Relación máxima de la elevación de la presión (kg/cm²/grado)
Inyección principal	1	22.5	3.64
Solo la piloto	10	3.5	1.72
La principal más la piloto	10-1	26.0	2.26

(Combustible de 55 cetanos)

FIG. 15-41. Efecto de la inyección piloto sobre la elevación de la presión en motor EC. (Tomado de Schweitzer, Ref. 17)

15-12. Detalles de diseño. El motor en la Fig. 15-3 ilustra el método moderno del diseño de los émbolos.[17] Nótese que la sección del metal, directamente arriba de los anillos del émbolo, es muy delgada

[16] Ref. 17.

[17] G. Flynn y A. Underwood "Adequate Piston Cooling", Trans CAE, Feb. 1943, Pág. 120.

(compárese la Fig. 15-3 con la Fig. 15-10, por ejemplo).[18] Esta sección delgada actúa como una represa para el calor, deteniendo su flujo hacia la zona de los anillos. El émbolo es enfriado y el calor extraído mediante alguna forma de enfriamiento por aceite. En la Fig. 15-3 se rocía aceite desde el extremo pequeño de la biela hacia la parte inferior del émbolo y utilizando gran cantidad del aceite (más o menos 2 lt por min para los émbolos pequeños) el émbolo es enfriado efectivamente, sin interrumpir la película de aceite. En otro diseño, una pieza semejante a cazuela colocada cerca del extremo superior del émbolo, lleva el aceite desde el suministro de lubricación y el movimiento reciprocante del émbolo, salpica el aceite contra el lado interno de la cabeza (este diseño llamado cocktail-shaker).

PROBLEMAS

1. ¿Por qué razón no se utilizan los inyectores de aguja en los motores diesel de cámara abierta?
2. Especificar el tipo de inyector para cada clase de cámara de combustión diesel, dando las razones para su selección.
3. Hacer una tabla de los diferentes tipos de cámaras diesel, mostrando los tipos de inyectores, origen de la turbulencia, ventajas y desventajas, el objetivo principal (tipo del servicio).
4. Definir las turbulencias primaria y secundaria.
5. ¿Cuál tipo de cámara es la menos susceptible al golpeteo proveniente de las irregularidades del inyector?
6. (*a*) De los datos del motor Nordberg diesel, calcular la cantidad de combustible inyectado por ciclo, para la carga nominal, a través del inyector, (*b*), mediante algún supuesto, que es necesario hacer, repetir el problema anterior, pero para el motor diesel Cummins.
7. Dibujar una vista de planta de la cámara Nordberg y mostrar la probable distribución del atomizado del inyector.
8. Explicar la acción de una válvula con mortaja.
9. Identificar las camisas secas y húmedas (cilindros) en los motores ilustrados en este capítulo.
10. Definir el término squish.
11. Identificar dos motores que tengan barrido.
12. Trazar la demora del encendido contra la velocidad para los datos de la Fig. 15-8. Discutirlo.
13. Explicar el funcionamiento de una cámara diesel de precombustión.
14. Si un motor con cámara de precombustión utiliza combustible de 100 cetanos, ¿mejorará su funcionamiento? Discutirlo.
15. ¿Qué se entiende con el término limpiador de copa?

[18] El émbolo mostrado en la Fig. 15-10 y en otras ilustraciones en este capítulo, han sido cambiadas por los constructores, para hacerla conforme los nuevos diseños ilustrados en la Fig. 15-3.

16. Para los datos mencionados en el motor diesel Hércules, determinar la posición aproximada de la envolvente del atomizado con respecto al inyector, al comienzo de la combustión.

17. Discutir la probable acción de la cámara de combustión Lanova si se fueran a utilizar combustibles de cetanos igual a 0 y a 100.

18. Definir los términos *dos combustibles* y *gas diesel*.

19. Para los datos de la Fig. 15-31 calcular el costo del combustible para funcionamiento durante 24 hr diarias en un mes de un motor de 1 000 hp a 5.6 de presión media efectiva al freno (bmep), si el costo del gas es de $1.25 por 28 m^3 y el del aceite combustible de $2.00 por 3.78 lt. (El gas natural proveniente de Texarkana, Tabla 8-14, el aceite combustible se supone ser cetano; utilícense los poderes caloríficos inferiores; calcular para las dos cargas piloto).

20. Si el gas natural se consigue a $2.50 por 228 m^3 ¿Cuál deberá ser el precio aproximado del aceite combustible para justificar su empleo?

21. Puesto que las mezclas pobres pueden extinguirse ¿Por qué no usar mezclas (gas-aire) ricas en los motores de dos combustibles?

22. Determinar las relaciones máximas aproximadas de la elevación de la presión para los datos de la Fig. 15-32.

23. Explicar el funcionamiento de la bomba de inyección de la Fig. 15-34.

24. ¿Por qué razón un motor de dos combustibles tiene generalmente un rendimiento mayor que un motor diesel a plena carga?

25. Explicar el funcionamiento de un sistema de arranque por aire y el tamaño del compresor de aire necesario.

26. Explicar el funcionamiento del motor de combinación ECH-EC de la International Harvester Company. ¿Es importante el rendimiento del motor ECH?

27. ¿Qué es un tapón incandescente y cómo se utiliza?

28. Definir el humo caliente y el humo frío.

29. Explicar por qué el combustible de alto cetano puede ocasionar humo caliente.

30. ¿Qué es la inyección piloto?

31. Discutir por qué el arranque es más fácil con combustibles de alto cetano.

REFERENCIAS

1. Boyer, R. L. "Present Status of the Large Diesel in America", 20th Conference, ASME, St. Louis, mayo, 1948.
2. Shoemaker, F. G. y Gadebusch. H. M. "Effect of Fuel Properties on Diesel Engine Performance", *SAE Journal*, Vol. 54, Núm. 7 (julio, 1946), Pág. 339.
3. Dicksee, C. B. "Open Combustión-Chambers Diesel Engines in Britain", *Trans. SAE*, Vol. 3, Núm. 1 (enero, 1949), Pág. 89.
4. Schweitzer, P. H. *Scavenging of Two-Stroke Cycle Diesel Engines*. New York: The Macmillan Company, 1949.
5. Bryan, H. F. "Combustion in a Precombustion-Type Diesel Engine", *SAE Journa*, Vol. 54, Núm. 9 (septiembre, 1946), Pág. 449.
6. Elliott, M. A. "Combustion of Diesel Fuel", *Trans. SAE*, Vol. 3, Núm. 3 (julio, 1949), Pág. 490.

7. Uyehara, O. A., Mayers, P. S. Watson, K. M. y Wilson, L. A. "Diesel Combustion Temperatures— The Influence of Operating Variables", *Trans. ASME*, Vol. 69, Núm. 5. (julio 1947), Pág. 465.
8. Uyehara, O. A. y Myers, P. S. "Diesel Combustion Temperatures-Influence of Fuels of Selected Composition", *Trans. SAE* Vol. 3, Núm. 1 (enero, 1949), Pág. 178. También discusión (publicada en forma mimeográfica).
9. Jonhson L. E. "Etudy of Injection Requerements of High Speed Diesels", *Automotive Industries*, Vol. 81, Núm. 11 (diciembre 1, 1939), Pág. 580
10. Landen, E. W. "Combustion Studies of the Diesel Engine", *SAE Journal*, Vol. 54, Núm. 6 (junio 1946), Pág. 270.
11. Trieber, O. D. "High Speed Diesel Engines", *SAE Journal* Vol. 56, Núm. 11 (noviembre, 1948), Pág. 54.
12. Boyer, R. L. "Gas-Diesel Engine Development", *SAE Journal*, Vol. 57, Núm. 5 (mayo, 1949), Pág. 46. Véase también *Power*, enero, 1946.
13. Conn, E. L. Beadle, R. M., y Schauer, C. A. "The Two Cicle Dual Fuel Diesel Engine", ASME National Oil and Gas Power Conference, abril 25, 1949.
14. Schweitzer, P. H. "Must Diesel Engines Smoke?" *Trans. SAE*, Vol. 1, Núm. 3 (julio, 1947), Pág. 476.
15. Baeeze, J. J. y Stillebroer, G, "Smoke in High Speed Diesel Engines", *SAE Journal*, marzo 1949, Pág. 64.
16. Young H. D. "Diesel Smoke as Influenced by Fuel Characteristics", SAE. Annuall Meeting, enero, 1948.
17. Schweitzer, P. H. "Pilot Injection", *Automotive Industries*, octubre 29, 1938, Pág. 533.
18. Schaweitzer, P. H. "Iterpretation of Diesel Indicator Cards", DEMA Conference, Pennsylvania, State College, junio, 1946.

CAPITULO 16

LUBRICACION

El problema de la lubricación del motor de combustión interna se dificulta por las altas temperaturas experimentadas en el proceso de combustión y por las amplias variaciones en las temperaturas encontradas a través del ciclo; a mayor abundamiento, las cargas sobre los cojinetes no son estables, sino fluctuantes. Los rigores de la temperatura se destacan para los vehículos de transporte que quedan expuestos a bajas temperaturas al arrancar.

En este capítulo serán examinados el lubricante[1] y sus funciones, junto con los sistemas de lubricación. Se dirigirá la atención a aquellas fases del tema que sean de particular importancia en el funcionamiento del motor de combustión interna.

16-1. El problema de la lubricación. Considérense dos superficies sólidas, en contacto una con la otra. Si una de las superficies, un prisma, debe deslizarse con velocidad constante sobre la otra superficie, deberá aplicársele una fuerza tangencial. La relación de la fuerza tangencial a la fuerza normal que mantiene a las superficies juntas, se le llama el coeficiente dinámico de fricción, (f):

$$\text{coeficiente de fricción } f = \frac{\text{fuerza tangencial}}{\text{fuerza normal}} \qquad (16\text{-}1)$$

La fuerza tangencial es necesaria para vencer la fricción que existe entre las superficies. Entonces, ¿qué es la fricción? Si las superficies son ásperas, las pequeñas irregularidades coincidirán unas con otras en el área de contacto (interferencia), para proporcionar un freno mecánico o impedimento al movimiento, y si la superficie es extremadamente tersa, los campos de fuerza alrededor de sus moléculas harán que se atraigan unas a otras a través de la interferencia y los prismas resistirán el movimiento, debido a la atracción molecular. La fricción entre las superficies secas, proviene indistintamente de la atracción molecular y de las irregularidades mecánicas (Art. 16-11).

El coeficiente de fricción entre dos superficies secas, tiende a ser constante e independiente de la carga (fuerza normal), de la velo-

[1] El término *lubricante* se usará para denotar aceites para motor, así como grasas.

cidad relativa y de las áreas de contacto, pero varía con los materiales y el acabado de las superficies.

La fricción entre las superficies deslizantes puede reducirse por la presencia de un *lubricante* entre las superficies en contacto. La función del lubricante al desplazar dos superficies es la de reducir tanto la interferencia mecánica como la atracción molecular. El lubricante se adhiere a cada superficie por la atracción molecular y, sin embargo, él mismo queda sujeto al movimiento molecular. Estas consideraciones dictaminan una sustancia con más movilidad que la de un sólido y por ello se utilizan lubricantes fluidos y semifluidos. El efecto del lubricante, es el reemplazar la fricción "sólida" con otra fricción "fluida" ciertamente menor. Se tiene una imagen de la acción, considerando una capa del lubricante adherida a la superficie en movimiento, en tanto que la siguiente capa del fluido se mueve en la misma dirección pero con paso más lento; la capa siguiente se mueve todavía más lenta hasta que, finalmente, se llega a otra capa sin movimiento, la cual está adherida a la superficie estacionaria (relativamente). Cada capa del fluido está sometida a un esfuerzo de corte y la fuerza necesaria para vencer ese esfuerzo, es la fricción fluida.

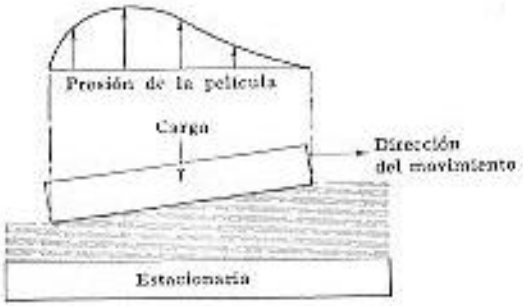


FIG. 16-1. Efecto de cuña de la presión del aceite

En el ejemplo anterior surge la fricción del fluido o interna, debido a la resistencia del lubricante al esfuerzo de corte. La medida de la resistencia al corte viene a ser una propiedad llamada *viscosidad* o *coeficiente de viscosidad* (Art. 8-20). La viscosidad del lubricante ayuda a arrastrar el fluido hacia el interior del espacio de separación entre las dos superficies, y después retarda la fuga del lubricante motivada por la acción de prensado de las fuerzas normales que tienden a juntar a las superficies. Debido a estos efectos se establece una

presión en el lubricante. Esta presión es fomentada y mantenida empleando una acción de cuña de las superficies del cojinete. En la Fig. 16-1 considérese el prisma inclinado en su paso a través de la película de aceite. El aceite llevado al interior del espacio de separación queda contenido en una sección cada vez menor y, por ello, trata de escapar. Debido a la viscosidad del aceite se obstruye el escape y se crea una presión. La presión tiende a ocasionar el flujo del aceite en todas direcciones desde el punto de presión máxima, pero opuesta a esta acción, el arrastre viscoso entre las partículas de fluido está ocasionando la entrada de más aceite en la separación. El resultado neto es el sostenimiento de una presión hidrostática en el cuerpo principal del aceite, que es controlada por las velocidades relativas de las superficies, la viscosidad del lubricante, la fuerza normal o carga, así como por la configuración geométrica.

Si una de las superficies apoyadas es una pieza cilíndrica, se le llama un *muñón*. La formación de la película de aceite en el cojinete del muñón se ilustra en la Fig. 16-2. Cuando la flecha y el cojinete están en reposo (Fig. 16-2*a*) el peso de la flecha permite el contacto en el punto *A*. Al comenzar a girar la flecha, el ligero movimiento permitido por el ajuste, habilita a la flecha a girar sobre una película de aceite, como en la Fig. 16-2*b*, y la velocidad de rotación empuja al aceite debajo de la flecha y separa a las dos superficies. A medida que la velocidad aumenta, el centro de la flecha se mueve hacia el centro del cojinete, como lo indica la Fig. 16-2*c*, contra la resistencia de la carga, como consecuencia del aumento de presión generado en el seno de la película de aceite. Una flecha y su cojinete con las posiciones re-

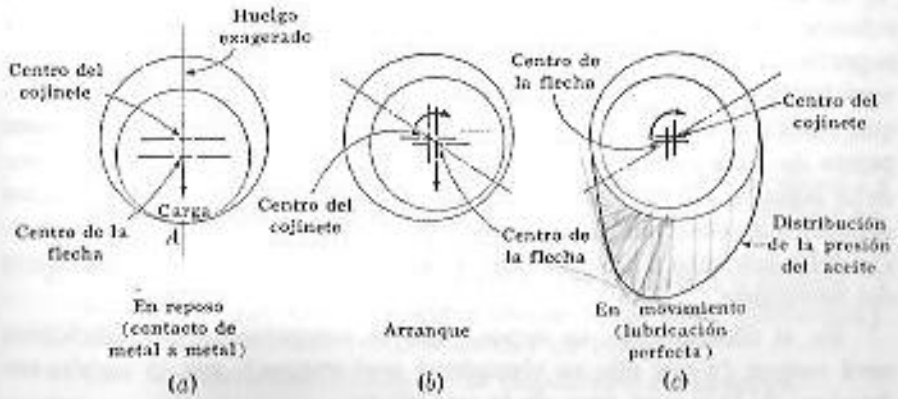


FIG. 16-2. Acción del aceite lubricante en la separación de la flecha y el cojinete

lativas de la Fig. 16-2c, se dice que están en la región de la *lubricación perfecta, completa o de película*. En este caso, no se tiene el contacto de metal a metal y la carga es soportada por la presión creada en el lubricante, por el movimiento relativo de la flecha y el cojinete y por la viscosidad del aceite. Las superficies planas de la Fig. 16-1, son también un ejemplo de la lubricación perfecta.

Las variaciones en el coeficiente de fricción para un cojinete particular sometido a diferentes condiciones de funcionamiento, se ilustran en la Fig. 16-3. Sin lubricación, el coeficiente es grande y tiende a ser constante, a menos que aparezca el sobrecalentamiento. Con un lubricante, el coeficiente se reduce drásticamente a medida que el fluido separa las superficies friccionantes (Fig. 16-3, *AB*). En esta región *límite* es importante la naturaleza química del aceite o de la grasa. En este caso, la resistencia de los enlaces entre las moléculas del lubricante y las moléculas de la superficie, gobiernan el mantenimiento de la capa de lubricante absorbido; por lo cual, la posición del punto *B* y la pendiente de *AB*, dependen de las propiedades químicas del lubricante (Fig. 16-4). Una vez que se haya establecido la película, decae la importancia de las propiedades químicas del lubricante, a medida que el muñón y el cojinete se convierten en una bomba de aceite en miniatura. La fricción es reducida y el claro entre flecha y cojinete se hace pequeño, *B* en la Fig. 16-3, siendo ahora un problema de mecánica de los fluidos. Por lo tanto, si la velocidad *N* es aumentada, aumenta el trabajo de bombeo (y el claro mínimo) como se ve por la elevación en el coeficiente de fricción; el mismo resultado ocasiona un aumento en la viscosidad Z (o disminución en la carga *p*).

Es común suponer que *B* (Fig. 16-3), representa el valor del claro mínimo, que será de la misma magnitud que el de la aspereza de la superficie. Si se aumenta la tersura de la superficie el punto *B* se moverá hacia la izquierda y si la superficie fuera perfecta, es muy posible que nunca se alcanzara un punto mínimo. Algo que se opone a este punto de vista es de creer[1] que las superficies rugosas o porosas, podrán soportar cargas más pesadas que las que soportan las superficies geométricamente perfectas, como consecuencia de la mejor adherencia del lubricante a la superficie, y también por el mejor enfriamiento del lubricante.

En el último caso, se supone que la temperatura del lubricante será menor (y por ello su viscosidad será mayor), por la acción enfriadora de la mayor área, de la superficie.

[1] Ref. 1.

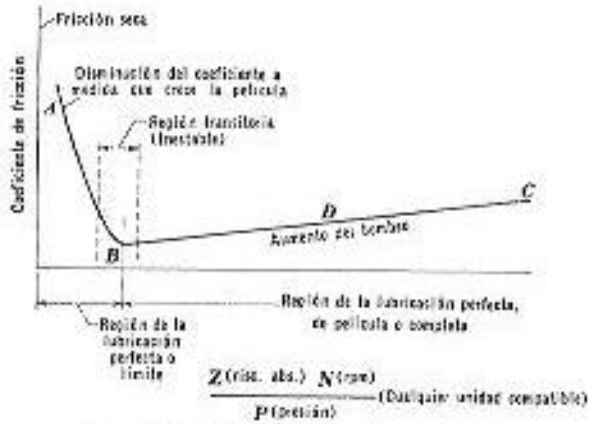


FIG. 16-3. Rendimiento de un cojinete

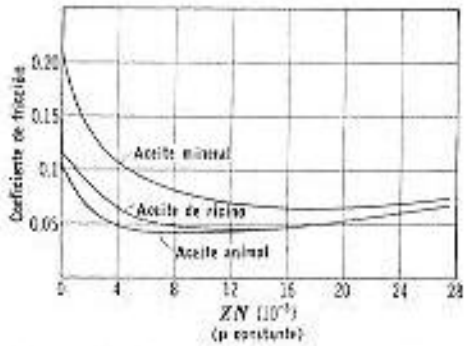


FIG. 16-4. Coeficiente de fricción para aceites minerales y dos aceites grasos bajo condiciones de lubricación y límite (película delgada). (Tomada de la Ref. 2)

En la práctica de ingeniería, la lubricación límite se puede obtener:

1. En el instante del arranque[1] de un motor, desde el reposo (y adviértase que el lubricante frío con alta viscosidad ayuda a establecer la lubricación perfecta).
2. En el preciso instante en el cual el motor comienza a pararse (y adviértase que el lubricante caliente tiene baja viscosidad).
3. En los movimientos recíprocantes y de balanceo.
4. Con fluctuaciones rápidas en la velocidad o en la carga.

[1] Es muy posible arrancar y acelerar una máquina sin experimentar la lubricación límite, porque las cargas, sean pequeñas y la viscosidad alta.

5. Cuando la viscosidad del lubricante es muy baja o cuando la viscosidad se reduce a un valor bajo por sobrecalentamiento.
6. Cuando el suministro del aceite es inadecuado.

La lubricación límite se presenta en el motor de combustión cuando los émbolos y sus anillos están al comienzo y fin de su carrera; entre el perno del émbolo y el casquillo, entre los dientes de engranes y en muchos otros puntos.

El problema de la lubricación es complejo porque muchas de las variables no pueden ser medidas rápidamente. Por ejemplo, la viscosidad del lubricante es una función tanto de la temperatura como de la presión, y ninguna de estas variables pueden ser medidas con precisión en el cojinete real.

16-2. Lubricantes. El descubrimiento del petróleo en Pennsylvania en 1859 trajo como consecuencia el uso de aceites *minerales* que gradualmente desplazaron a los aceites *fijos*, en la lubricación de piezas mecánicas. Los aceites fijos son aceites *animales* (tales como la manteca y los aceites de pescados) y aceites *vegetales* (tales como el aceite de ricino). La diferencia entre aceites fijos y grasas, radica solamente en la temperatura; las grasas se convierten rápidamente en aceites al ser calentadas. Tales aceites grasos aunque buenos lubricantes, no son químicamente estables y tienden a formar goma (Art. 8-17).

Un aceite lubricante mineral está formado por grandes moléculas de estructura desconocida y su composición se puede expresar mejor en función del porcentaje de cada constituyente. Se reporta[1] un aceite de Pennsylvania, consistente en 8% de anillos aromáticos, 15% de anillos nafténicos y 77% de cadenas parafínicas; mientras que un aceite de "base nafteno" contiene: 32% de anillos aromáticos, 29% de anillos nafténicos y 39% de cadenas parafínicas. Es creencia general que las parafinas están siempre en la forma de cadenas laterales con la molécula primaria, la cual es una estructura compleja de anillos de naftenos y aromáticos juntos. Todos los aceites del petróleo contienen también pequeñas proporciones de compuestos de azufre y, posiblemente, compuestos de oxígeno. Los compuestos del azufre, cualquiera que sea su tipo, son usualmente muy estables (debido a que son una parte integral de la molécula compleja) y no corroen las partes del motor.

Al estudiar la lubricación límite, se encuentra que las propiedades químicas del lubricante ejercen un efecto significativo sobre el coeficiente de fricción. La explicación, es de creer, se encuentra en la estructura molecular. Las moléculas aun cuando eléctricamente neutras como un todo, están formadas por partículas que llevan una carga que puede ser positiva o negativa.[2] En algunos casos, la molécula es simétrica (como por ejemplo el CCl_4 y el CH_4) y por ello

[1] Ref. 2.

[2] Una buena discusión se encuentra en "Outlines of Theoretical Chemistry" Getman y Daniels, John Wiley & Sons (1937).

las cargas eléctricas están uniformemente distribuidas; tales moléculas se llaman *"no polares"*. En otros casos, el centro geométrico de las cargas positivas queda desplazado del de las cargas negativas debido a la longitud finita de la molécula y, en consecuencia, se presenta un pequeño momento eléctrico; a tales moléculas se les llama *polares*. En general, las moléculas polares se distinguen por su estructura no simétrica. Así, los hidrocarburos de la parafina normal son no polares, en tanto que los alcoholes con su grupo (OH) no balanceado, así como los ácidos grasos (por ejemplo, el ácido acético CH_3COOH), tienen moléculas polares. Es evidente que el grado de polaridad de varios compuestos difiere con la configuración de la estructura molecular. Se sabe que el bióxido de carbono es no polar y, por lo tanto, los dos átomos de oxígeno quedarán simétricamente colocados sobre los lados directamente opuestos del átomo de carbono; se ha encontrado que el agua es polar y, en consecuencia, los átomos de hidrógeno no estarán dispuestos simétricamente en torno del átomo de oxígeno.

Los lubricantes polares usualmente tienen cadenas o anillos largos y esta parte de la molécula es eléctricamente neutra, por estar presente la simetría. Por otra parte, acoplado a la parte simétrica, se encuentra un grupo que ocasiona un momento eléctrico, por cuya razón se presenta en la molécula un extremo polar. Es esta parte de la molécula la que se pega a las superficies, mientras que la parte esencialmente neutra, por su volumen, añade una capa protectora relativamente delgada que se extiende por el exterior de la superficie.

La Fig. 16-4 muestra que los aceites fijos con sus moléculas polares, tienen un coeficiente de fricción más bajo en la región del límite, de lo que tienen los aceites minerales con sus moléculas no polares. Puede creerse que esta diferencia proviene de las cargas localizadas de las moléculas polares, que les permiten adherirse a las moléculas de las superficies del cojinete y del muñón. También es posible que ocurra una reacción química directa con la formación de un jabón metálico que une la superficie metálica a la molécula polar.[3] La fuerza de atracción depende de la naturaleza física y química de la superficie metálica, así como de la naturaleza química del lubricante. Por esta razón, ciertos metales son más convenientes que otros, cuando se tiene la lubricación límite. Las moléculas polares, también tienden a acomodarse a sí mismas en capas uniformes o en configuraciones uniformes, y estas orientaciones pueden extenderse a cierta distancia, dentro del espacio del claro. La orientación de las moléculas forma planos definidos de deslizamiento de poco esfuerzo al corte, en cierto número de capas. (En una forma un tanto análoga, el grafito, cuando se utiliza como lubricante sólido, puede reducir la fricción, porque sus moléculas se mueven en una posición de menor resistencia, de modo que sus planos deslizantes son paralelos a la dirección del movimiento). La teoría es reforzada por el hecho de que cantidades muy pequeñas de aceite fijo, se pueden añadir a un aceite mineral y las características de la lubricación límite son esencialmente mejoradas en comparación con las del aceite fijo, solo. En este caso, es de creerse que el aditivo ataca por sí mismo a las superficies friccionantes, preferentemente al ataque menor del aceite mineral.

La propiedad del aceite para adherirse a las superficies del cojinete se llama oleosidad, aun cuando no se ha adoptado para ella una escala cuantitativa o unidad. Nótese que la oleosidad y la viscosidad no tienen relación alguna. Un

[3] R. E. Thorpe y R. G. Larsen "Antiseizure Properties of Boundary Lubricants", *Industrial and Engineering Chemistry*, mayo, 1940, Pág. 930.

lubricante con alta oleosidad contra otro de baja, tendrá características menores de lubricación límite cuando se traza en una gráfica como la de la Fig. 16-4. Sin embargo, la oleosidad no es importante cuando la lubricación es perfecta, porque la película de lubricación proviene principalmente de las fuerzas hidrodinámicas. La adición de pequeñas cantidades (3% y menos) de aceites fijos a los aceites minerales, produce un aceite *compuesto*. Los aceites compuestos se usan en motores de vapor, compresores de aire y motores marinos, debido a que el aditivo graso del aceite formará emulsión con el agua.

Las emulsiones pueden obstruir las tuberías y actúan como agentes aglomerantes de partículas extrañas o aceite oxidado, para formar cieno. Por esta razón, los aceites compuestos y los fijos no son particularmente deseables para los motores de combustión. Sin embargo, la misma propiedad es conveniente en los aceites para motores de vapor, en donde las emulsiones ayudan a mantener al lubricante sobre las paredes del cilindro. Por otra parte, las pequeñas adiciones de aceites fijos a los aceites minerales, reducen el desgaste y también la corrosión, puesto que las superficies con razonamiento quedan bien protegidas, cuando menos, por una capa molecular de lubricante pegado.

Las grasas consisten en diferentes proporciones de aceites minerales y jabón. La grasa común para copas se elabora con jabón de cal como base. Estrictamente, el jabón se fabrica mezclando cal hidratada junto con un aceite fijo o grasa y una pequeña cantidad de agua y después se mezcla el jabón con una cantidad relativamente grande de aceite mineral, para formar una emulsión de aceite, jabón y agua. Dichas grasas no pueden hidratarse o deshidratarse más allá de cierto punto sin afectar la estabilidad de la emulsión. Sin embargo, la deshidratación puede efectuarse en el trabajo o en el almacenaje prolongado y especialmente cuando se tienen altas temperaturas. El trabajo excesivo de la grasa también tiende a ocasionar separación. La grasa a base de cal o de calcio, tiene una apariencia tersa, uniforme y resiste la solubilidad en el agua, mientras que su punto de fusión usualmente está abajo de los 93°C. Por estas razones, se usa la grasa en donde las temperaturas de funcionamiento son bajas; donde la reposición de la grasa es periódica (graseras de copa en las que la grasa nueva tiende a desplazar a la grasa anterior); en donde el movimiento o trabajo de la grasa no es excesivo y donde hay agua.

Las grasas con sosa como base (base sodio), se preparan en una forma similar pero con jabón de sosa como base. No se requiere agua para formar una emulsión estable y, por lo tanto, la grasa casi siempre está completamente deshidratada. Las grasas con sodio tienen una apariencia filamentosa y se les llama grasas fibrosas. Tienen un punto de fusión alto (149-204°C) pero son solubles en agua y soportan ser agitadas y batidas. Por estas razones, las grasas con sosa se usan en donde las temperaturas de funcionamiento son elevadas y donde el servicio es continuo (cojinetes de bolas y de rodillos). Las grasas con soda no pueden usarse en donde el agua ejerza una acción de lavado, como en las bombas para agua, pero se pueden usar donde solamente hay humedad. De hecho, la humedad y la grasa se emulsionan y ayudan a formar una película protectora sobre el cojinete.

Los aceites para la lubricación de engranes son generalmente lubricantes de presiones extremas (EP). Tales lubricantes permiten cargas a velocidades mayores de lo que se pudiera hacer con aceites minerales de igual viscosidad. Un lubricante EP medio se compone de mezclas de aceites minerales y fijos con pequeñas cantidades de compuestos de azufre o cloro. Los lubricantes EP más fuertes, los aceites hipoidales, son compuestos de aceite mineral junto con jabones de plomo, de ácidos grasos y azufre. Sometidos a cargas rápidas, las diminutas irregularidades sobre la superficie del engrane logran temperaturas que alcanzan el punto de fusión. En dichos lugares y con temperaturas muy por encima del ambiente, es fomentada la reacción química para formar una película de compuestos de hierro a lo largo de la trayectoria de aplicación de la carga (o dos reactivos separados reaccionan para formar un lubricante sólido, tal y como el cloruro de plomo sulfuro de plomo).[7] Estas películas superficiales actúan como lubricantes y sirven también como superficies de cojinetes para ayudar al aceite que ha sido prensado entre los dientes engranados, evitando así el desgaste.[8] Deberá permitirse cierto tiempo para que se efectúe la acción química antes de que los engranes estén sometidos a cargas pesadas. Los lubricantes convenientes para engranes de acero pueden no serlo para otros materiales, puesto que se presenta la acción química. Dichos lubricantes tienden a ser corrosivos, a pesar de que los aditivos se seleccionan para reaccionar solamente a altas temperaturas, con objeto de no estimular el ataque sin distinción y para limitar el ataque a las superficies altamente cargadas.

16-3. Refinación. En el Art. 8-3 se ha considerado la división primaria del aceite crudo en componentes de diferentes volatilidades, mediante la destilación fraccionada. Las porciones más pesadas del proceso fraccionador, *el crudo reducido*, contiene los aceites lubricantes, así como, posiblemente, cera y residuos de asfalto. Puesto que el material hierve a altas temperaturas estando a la presión atmosférica, y como las altas temperaturas conducen hacia la descomposición, el aceite crudo reducido se destila en un proceso de destilación al vacío a bajas temperaturas y presiones (2.54 a 7.62 cm Hg, 316°C o menos). Se puede introducir también vapor, con objeto de que la presión parcial del aceite disminuya a la presión total, para facilitar la vaporización. El destilado más ligero es regresado a las divisiones del aceite de gas para ser tratado mediante desintegración (cracking), para obtener aceite combustible y gasolina.

En la refinación convencional del aceite combustible de grado superior, el crudo reducido se divide en dos partes: *un aceite neutro* y una *provisión para cilindros* (llamada así debido a que su primera aplicación fue la de lubricar motores de vapor). Estos materiales son tratados con arcilla para eliminar las impurezas tanto en suspensión como disueltas, las sustancias colorantes y ácidos, obteniendo un aceite neutro de color claro llamado *pálido* o *aceite rojo*, así como una provisión de color subido, de alta viscosidad. Si la provisión para cilindros contiene grandes cantidades de material destilable, se le llama *gran residuo*. Las mezclas de aceite neutros y de color subido, producen la viscosidad deseada de los aceites para todo uso, que también se producen sin hacer mezclas a partir del gran residuo.

[7] C. F. Prutton y P. A. Asseff, "Hypoid Gear Lubricants", *Industrial and Engineering Chemistry*, mayo 1949, Pág. 960.

[8] Art. 16-11.

Cuando el crudo contiene asfalto, el aceite lubricante se obtiene completamente de los destilados del residuo, efectuando la destilación en vacio, a bajas presiones. Al residuo semisólido proveniente del aceite de base asfalto, se le llama *asfalto*, a menos que la destilación prosiga hasta la etapa en la cual no permanezca nada de material volátil y tenga lugar la descomposición del asfalto en *coque*. La refinación convencional de los aceites de base asfalto (y muchos de los aceites de base parafina), requiere un tratamiento con ácido sulfúrico (descrito en la siguiente sección) de los destilados, para extraer los constituyentes indeseables.

La lubricación exigida por los motores modernos, requiere que los aceites sean de alto grado de refinación. El procedimiento general de refinación se ilustra en la Fig. 16-5. El número y secuencia de los procesos son dictados por la base y la calidad del crudo y es claro que no todos los procesos y productos de la Fig. 16-5 se encuentran en una sola refinería.

Los hidrocarburos parafínicos forman cera a bajas temperaturas; si la cera está presente (y, por ejemplo, el crudo de la costa del Golfo, contiene cantidades despreciables) el destilado ligero es enfriado por abajo del punto de fluidez y bombeado a través de un filtro,[9] en tanto que la cera suelta es extraída. El destilado más pesado es difícil de bombear y, por ello, la cera se elimina en un proceso posterior llamado *solvente desparafinador*.

El aceite destilado puede ser tratado con ácidos o en la llamada refinación *no convencional*,[10] refinado con solvente. El tratamiento ácido, se hace mezclando ácido sulfúrico con el aceite y permitiendo a la mezcla asentarse y separarse en dos partes. Una de ellas es un lodo ácido que consiste en material formado por la reacción química entre el ácido y ciertos constituyentes del aceite. En este caso, el ácido ataca preferentemente a los hidrocarburos no saturados, a los compuestos del azufre y nitrógeno, así como a los materiales resinosos y asfálticos. Este lodo puede utilizarse como combustible en la refinería. El tratamiento ácido puede no ser necesario para los aceites de Pennsylvania o aceites de base parafina. La otra parte de la mezcla es la solución del aceite y ácido sulfúrico. Esta solución se neutraliza mediante la sosa caústica (o por el tratamiento con arcilla) y los productos se separan por asentamiento. A continuación, se lava el aceite con agua para eliminar todo vestigio de la cáustica.

La mayoría de las refinerías prefieren el procedimiento más económico del solvente, en lugar del tratamiento ácido. En este proceso, el aceite relativamente ligero fluye hacia la parte superior de una torre, contra la corriente descendente de un solvente[11] relativamente pesado. Las impurezas en el aceite, se disuelven en el solvente y son sacadas de la torre sin que tenga lugar ninguna reacción química en el proceso. El aceite refinado que contiene pequeñas cantidades de solvente, se conoce como *raffinate*. El solvente se recupera de ambas corrientes por destilación. La refinación por solvente permite al material disuelto ser recuperado y vendido como subproducto, en tanto que también permite volver a usar el solvente, puesto que no ocurre reacción química. El material disuelto es en gran parte un compuesto aromático (pero no parafina o nafteno), de azufre, nitrogeno y oxígeno.

[9] La filtración sin añadir un diluyente se llama *prensado*.

[10] Sin embargo, la refinación con solvente es una práctica muy general.

[11] Uno de tales solventes es el furfural, que se obtiene de la acción del ácido sulfúrico diluido sobre desechos de productos agrícolas.



FIG. 16-5. La refinación de los lubricantes. (Adaptado de una publicación de *The Texas Co.*)

Después de la refinación con solvente, o después del tratamiento ácido, o después de la neutralización ácida, o después de la destilación el aceite, puede ser refinado con arcilla (greda). La arcilla elimina los ácidos fuertes, por lo cual el tratamiento con arcilla se puede sustituir por el proceso de neutralización que generalmente sigue al tratamiento ácido. La acción de la arcilla, es la de eliminar impurezas en suspensión y disueltas, eliminar materia colorante y reducir la acidez. También actúa como estabilizador del color. El proceso se sigue, bién sea *"filtrando"* el aceite entre una columna de arcilla granulada o mezclando el aceite con partículas finamente divididas de arcilla y luego, filtrando (*contacto de arcilla*).

Un compuesto parafínico de bajo punto de ebullición, presente en el aceite, puede formar cristales de cera al enfriarse. La cera cristalizada forma una

malla que detiene al aceite y forma así un semisólido que no fluye o se vierte por gravedad, y en consecuencia, se impone el *desparafinado*. La cera se elimina por asentamiento en frío, por prensado en frío, centrifugado o disolviendo la cera en un solvente. El *desparafinado mediante solvente*, es más efectivo al extraer la cera en finos cristales y extraer el aceite detenido por la malla formada por la cera. El solvente es usualmente una cetona, como por ejemplo la acetona, y ajustando con un aromático de bajo punto de ebullición, como el benceno. La acetona no disolverá ni a la cera ni al aceite, en tanto que el benceno disuelve al aceite en cualquier proporción (y desafortunadamente, disuelve a la cera en muy poco grado). Los dos solventes se mezclan en la proporción correcta para el tipo del aceite que se va a tratar, con objeto de que tenga un bajo poder de solución para la cera y alto poder para el aceite. El aceite se disuelve en el solvente y la mezcla se refrigera y filtra para extraer la cera relativamente, insoluble, que de manera esencial ha sido limpiada del aceite contenido, mediante el solvente. Tanto la cera como el aceite desparafinado, se destilan para extraerles el solvente.

En la *desasfaltización*, se usa el propano como solvente para disolver el aceite en el residuo. El residuo se introduce en una torre y fluye hacia abajo, mientras que el propano, más ligero, asciende y se mezcla con el aceite. La solución de aceite y propano es extraída de la parte superior de la torre, mientras que la mezcla asfalto-propano se recupera en el fondo. La destilación permite que el propano sea recuperado de ambas corrientes.

El lubricante se ajusta para las propiedades deseadas, tales como la viscosidad, mediante mezclas. Así, un aceite viscoso obtenido del residuo, se puede mezclar con el aceite menos viscoso obtenido del destilado y se obtiene un aceite de viscosidad intermedia. Se puede obtener también un materia semejante, directamente de un gran residuo apropiado.

16-4. Propiedades de los lubricantes. Son muchas, y de objetos muy variados, las funciones del lubricante en los motores; el lubricante es requerido para limitar y controlar:

1. La fricción.
2. El contacto de metal a metal.
3. Sobrecalentamiento.
   a) por la fricción.
   b) por el proceso de combustión (enfriamiento del émbolo).
4. El desgaste.
5. La corrosión.
6. Los depósitos.

Para cumplir con estas funciones, el lubricante deberá tener:

1. Una viscosidad conveniente.
2. Oleosidad; para asegurar adherencia en los cojinetes y para menor fricción y desgaste, cuando la lubricación está en la región de película delgada, y como una capa protectora contra la corrosión.
3. Alta resistencia de la película, para evitar el contacto de metal a metal y el asimiento cuando está sujeto a cargas pesadas.
4. Que no tenga tendencia a correr o atacar cualquier parte del motor.
5. Un bajo punto de fluidez para permitir el flujo del lubricante a bajas temperaturas hacia la bomba del aceite.
6. Sin tendencia a formar depósitos al unirse con el aire, agua, combustible o los productos de la combustión.
7. Capacidad limpiadora; para limpiar de residuos al motor.
8. Capacidad de dispersión para disolver y transportar cuerpos extraños en el aceite.
9. Características de no formación de espuma; para permitir al aceite disipar el aire (oxígeno), que tiende a estimular la oxidación.
10. Seguridad; no tóxico y no inflamable o explosivo.
11. Bajo costo.

Viscosidad. La viscosidad de los aceites minerales se especifica, por medio de la clasificación SAE de la Tabla 16-1. La viscosidad es la propiedad del aceite que gobierna cuál de las lubricaciones estará presente: si la de límite o la de película. Sin embargo, la viscosidad del aceite a la temperatura de prueba de la Tabla 16-1, podrá no reflejar las condiciones de funcionamiento cuando el aceite es requerido para lubricar al motor a $-29°C$ al arrancar, así como para lubricarlo a temperaturas arriba de $93°C$, cuando funciona a plena carga. Los aceites reales, tienen baja viscosidad a altas temperaturas y altas viscosidades a bajas temperaturas, como se ve en la Fig. 16-6. Esta característica tiende a ocasionar arranque difícil a bajas temperaturas y mayor consumo de aceite a altas temperaturas, por las fugas a través de los anillos del émbolo. Por otra parte, el cambio en la viscosidad con la temperatura, disminuye el trabajo de fricción de los cojinetes al aumentar la velocidad. La viscosidad del aceite se mide para dos temperaturas y se traza en el diagrama de la Fig. 16-6. Así, para cualquier otra temperatura, la viscosidad se encuentra aproximadamente, uniendo y extrapolando los dos puntos mediante una recta. En esta forma, se determina la viscosidad a una baja temperatura sin una prueba física que requiere un periodo de muchas horas, debido a la gran viscosidad. Sin embargo, la extrapolación no debe hacerse a temperaturas abajo del punto de fluidez o arriba del punto de ebullición.

La temperatura no es el único factor al seleccionar un aceite de viscosidad conveniente. Los espacios entre las piezas a lubricar y cargas grandes requieren aceites de alta viscosidad, mientras que las altas velocidades permiten seleccionar aceites de baja viscosidad.

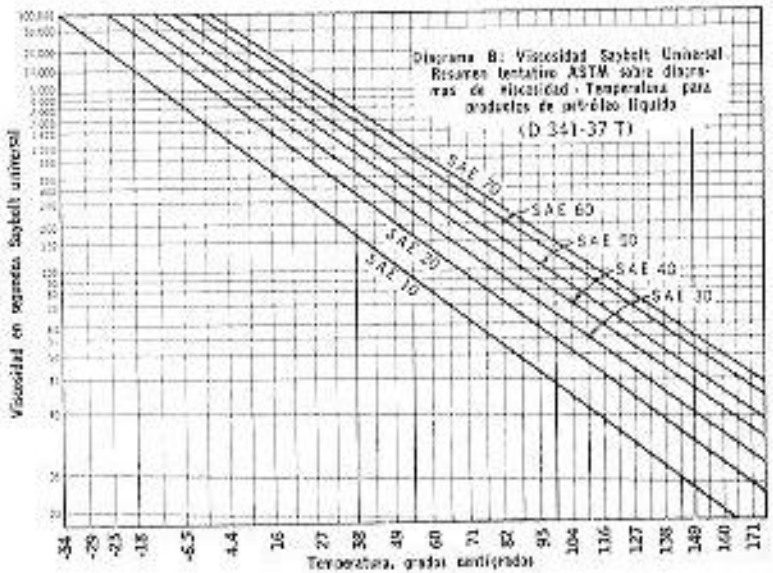


FIG. 16-6. Relaciones de viscosidad temperatura de los aceites lubricantes

La pendiente de las características del aceite en el diagrama de la Fig. 16-6, es una medida de su excelencia. A esta propiedad se le llama el *índice de viscosidad* (*VI*).[15] El índice de viscosidad es una escala empírica, basada en dos tipos extremos de aceites lubricantes. Ciertos aceites de la costa del Golfo, se consideran con un índice de viscosidad (VI) igual a cero y ciertos aceites de Pennsylvania, se consideran con un índice (VI) de 100. El índice (VI) de cualquier otro aceite, es, por lo tanto, una comparación de estas normas arbitrarias. En general, los aceites provenientes de distintas regiones, tienen índices de viscosidad semejantes a los de la Tabla 16-2. Con el desarrollo de la refinación con solvente, los aceites se producen con mejores características que las normas originales, pudiendo exceder el límite del índice de viscosidad 100. El índice de viscosidad del aceite se puede encontrar por medio del nomograma en la Fig. 16-7.

[15] E. W. Dean y G. H. Davis "Viscosity Variations of Oils with Temperature", *Chemical and Metallurgical Engineering*, Oct., 1929, Pág. 10.

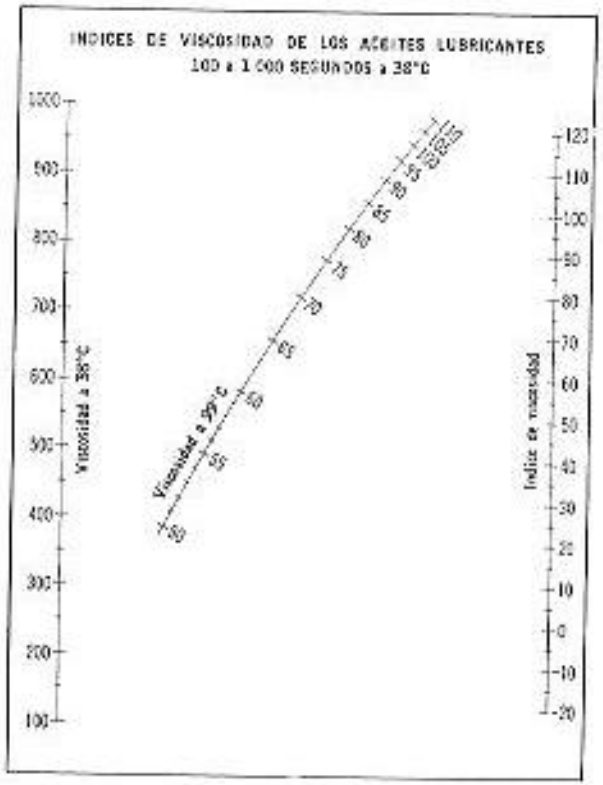


FIG. 16-7. Valuación del índice de viscosidad (Cortesía de *Standard Oil Development Co.*)

La viscosidad del aceite tal y como lo especifica la Tabla 16-1, no debe dictar el índice de viscosidad ni la calidad del aceite. Dos aceites podrán tener la misma viscosidad a 54°C y, sin embargo, ser ambos aceites SAE 30; pero uno de ellos, quizá sea un aceite de alta calidad, cuidadosamente refinado con alto índice de viscosidad, en tanto que el otro podrá ser un aceite de baja calidad refinado de modo inadecuado, con bajo índice de viscosidad. Por otra parte, los aceites de alto índice tienen por lo común grandes residuos de carbón y esto será indicado por los depósitos en las lumbreras de los motores de dos ciclos.

Curiosamente, la viscosidad del aceite a temperaturas normales, aumenta por el desparafinado. Esto se debe a que la parafina, a temperaturas arriba de su punto de ebullición, tiene poca viscosidad. El índice de viscosidad del aceite podrá ser disminuido, mediante el des-

TABLA 16-1. VISCOSIDAD DE LOS ACEITES LUBRICANTES PARA MOTOR

Clasificación SAE	Escala de Viscosidad, Segundos Saybolt Universal*					
	A 0°C		A 54°C		A 99°C	
	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.	Mín.	Máx.
10	.....	.....	90	120	.....	.....
10W	6 000	12 000	.....	.....	.....	.....
20	.....	.....	120	185	.....	.....
20W	12 000	48 000	.....	.....	.....	.....
30	.....	.....	165	255	.....	.....
40	.....	.....	255	.....	.....	80
50	.....	.....	.....	.....	80	105
60	.....	.....	.....	.....	125	125
70	.....	.....	.....	.....	125	150

* Art. 8-20.

parafinado, y en este caso, la cera podrá tener un índice de viscosidad mayor que el del aceite (indudablemente que esta tendencia no es cierta para todos los crudos). Es de creerse que con el desparafinado, se eliminen componentes valiosos para la lubricación, de estructura desconocida y que también inhiban la corrosión. Los aceites provenientes de los crudos nafténicos, generalmente tienen puntos de fluidez más bajos de lo que los tienen los crudos parafínicos. Sin embargo, esta propiedad no deberá decidir que el aceite de bajo punto de fluidez tenga viscosidad inferior a la del producto de base parafina a temperaturas bajas, puesto que el índice de viscosidad del aceite base parafina, usualmente es alto. En consecuencia, un aceite con punto de fluidez elevado e índice de viscosidad alto, usualmente ofrecerá menor resistencia para el arranque a bajas temperaturas de lo que

TABLA 16-2. INDICE DE VISCOSIDAD DE LOS ACEITES TIPICOS

(Sinclair Oil Company)

Procedencia	Indice de viscosidad	
	Refinación convencional	Procesada con solvente
De la costa del Golfo	0–30	40–70
De California	0–35	40–65
Del Continente Medio	65–75	80–100
De Pennsylvania	95–102	100–110

ofrece un aceite con bajo punto de fluidez y bajo índice de viscosidad. Sin embargo, el último aceite asegura un funcionamiento correcto de la bomba de aceite.

El índice de viscosidad es de importancia para los motores automotrices, puesto que en su funcionamiento se pueden encontrar diferencias extremas de la temperatura. El aceite se selecciona basándose en su viscosidad a las temperaturas de funcionamiento del motor y, por lo tanto, el índice de viscosidad (VI) es el que directamente dicta las características de arranque. Los motores estacionarios localizados en espacios calientes, son relativamente indiferentes a las características del índice de viscosidad de los aceites. Como se muestra en la Tabla 16-2, el índice podrá ser una información de la procedencia y base del aceite.

PUNTO DE FLUIDEZ. El punto de fluidez, señala las características del aceite para fluir a bajas temperaturas, bajo la fuerza de gravedad. La agitación mecánica del aceite le permite que fluya a temperturas inferiores al punto de fluidez.

OLEOSIDAD. Ya ha sido examinada en el Art. 16-2 la propiedad de la oleosidad. No se dispone de una medida cuantitativa. En general, los aceites con gran oleosidad ocasionan poco desgaste de los cojinetes, puesto que el metal es protegido por una capa multimolecular, de moléculas grandes que se adhieren al metal.

RESISTENCIA DE LA PELICULA. Este es un concepto que refleja el método de prueba, y por ello, solamente se obtienen resultados relativos. En la prueba Timken,[1] se define la resistencia de la película como la carga con la cual puede ocurrir la ligadura incipiente de cojinete; en la prueba Almen, la resistencia de la película se define como la carga que puede soportar el lubricante durante 10 segundos, sin ligadura. Las pruebas se hacen usualmente entre superficies de acero y acero con velocidades definidas, así como las temperaturas del aceite, sólo que con cargas en aumento.

La oleosidad y la resistencia de la película tienen alguna relación, pero cada una es una propiedad enteramente diferente. De aquí que un lubricante con buenas características de oleosidad pueda tener una baja resistencia de la película. De todos modos, la resistencia de la película del aceite mineral común es más que adecuada para las cargas encontradas.

[1] La Ref. 2, muestra los resultados de la prueba.

CORROSIÓN. El aceite no debe ser corrosivo, debiendo proporcionar protección contra la corrosión. Es probable que la película absorbida que origina el concepto de la oleosidad, también esté referida a la protección de las superficies contra la corrosión. Por otra parte, un compuesto en exceso polar puede probar que es corrosivo.

DETERGENCIA. Un aceite tiene la propiedad de la detergencia, si actúa limpiando de residuos al motor. Una propiedad por separado es la habilidad de dispersión, que permite al aceite transportar pequeñas partículas uniformemente distribuidas, sin aglomeración. En general, el término detergente es usado para implicar tanto las propiedades detergentes, como la dispersión.

Es de creerse que la detergencia se reduzca por la refinación mediante solvente.

ESTABILIDAD. La habilidad del aceite para resistir la oxidación que puede ceder ácidos, lacas y cieno, se llama estabilidad. La estabilidad del aceite exige bajas temperaturas (abajo de 93°C) de funcionamiento y la eliminación de todas las áreas calientes que puedan tener contacto con el aceite.

Cuando se oxidan los hidrocarburos, se forman ácidos solubles en el aceite y productos parcialmente oxidados. Estos materiales, cuando quedan expuestos a las altas temperaturas, tienden a formar lacas. La laca es un producto duro, seco, lustroso, insoluble en el aceite, que usualmente se encuentra en la falda del émbolo y no se le puede desprender sin un solvente. Los mismos materiales que pueden formar laca, pueden coagularse con el carbón, el aceite, el agua y materias extrañas en el cárter, para formar una mezcla negra, lodosa, llamada cieno. El cieno se puede eliminar por restregado. Es muy posible que los compuestos del cieno sean un paso posterior con respecto a los componentes del barniz, en la cadena de la oxidación.[14]

Los depósitos de cieno provienen de, (1) la oxidación del lubricante, (2) la oxidación del combustible o los productos de la combustión que son empujados por el émbolo y (3) por la acumulación de agua y polvo que se emulsionan con el aceite.

En el primer caso, se requiere principalmente una alta temperatura del aceite (arriba de 93°C); los otros dos casos son animados por las bajas temperaturas del aceite y el refrigerante, con la condensación resultante (abajo de 93°C). Si la temperatura del aceite es alta o están presentes algunas superficies calientes, resulta el *cieno de alta temperatura;* si la temperatura del aceite es poca, resultará el *cieno de baja temperatura*. El remedio es mantener una temperatura óptima del aceite (así como la temperatura del refrigerante, por ejemplo de 71°C) que no será causa de la descomposición del aceite, pero todavía sea alta para destilar el agua y el combustible líquido, que se recolecte en el cárter (82°C). La ventilación efectiva del cárter, también ayuda a eliminar condensables que en otra forma darían origen al cieno y el barniz. El cieno en los motores automotrices proviene principalmente del funcionamiento a bajas temperaturas. En este caso, los compuestos no saturados en el combustible y los productos de la combustión parcialmente oxidados, podrán oxidarse todavía más, así como polimerizarse hasta ceder laca (al contacto con un émbolo caliente, por ejemplo) y cieno.

[14] F. F. Farley y R. J. Greenshields "Depositions of Lacquer and Sludge in Passenger Car Service". *Industrial and Engineering Chemistry*, mayo 1949, Pág. 902.

ESPUMA. La espuma describe la condición en la cual, diminutas burbujas de aire se mantienen en el aceite. Esta acción acelera la oxidación y reduce el flujo de la masa del aceite hacia los cojinetes, reduciendo así la presión.

16-5. Aditivos para los lubricantes. Aun cuando la refinación elimina componentes indeseables del aceite, también reduce fracciones de composición desconocida que son altamente deseables para una lubricación efectiva. Esto es especialmente cierto para la refinación por solvente, puesto que éste, a diferencia del ácido sulfúrico, no es selectivo. Por otra parte, si los procesos de refinación se reducen en número y severidad, el aceite formará el cieno perjudicial o sufrirá un aumento progresivo en la viscosidad. Más aún, las propiedades de un aceite refinado por métodos convencionales, no son lo suficientemente intensas para que sea por completo satisfactorio en un motor de alto rendimiento. Por estas razones, los lubricantes modernos para motores de trabajo pesado son altamente refinados y luego templados o acondicionados mediante la adición de sustancias químicas que harán que el aceite exhiba las propiedades deseadas. La selección de un aditivo no es un proceso simple, puesto que la acción química y física es opacada por la naturaleza compleja del lubricante. El aditivo podrá reforzar mucho la habilidad del aceite para ciertas aplicaciones, mientras que es notablemente débil para otras. Por esta razón, se seleciona el aditivo al principio, por consideraciones teóricas, y luego, se prueba en diferentes aceites provenientes de diferentes crudos y en distintos motores. Mediante este procedimiento, se producen aceites bien calificados para manejar condiciones de funcionamiento peculiares en cierto tipo de motores.

Los compuestos exactos, usados como aditivos por las diferentes refinerías no son conocidos, excepto en su naturaleza general, ya que dicha información está clasificada como secretos de fabricación. Los aceites *Regular*, para motores, son simplemente aceites minerales y han sido acondicionados para usarse en los motores de combustión, trabajando en condiciones moderadas. Los aceites *Premium*, para motores acondicionados para servicio más severo. Los aceites *Heavy-Duty* para motor, conteniendo aditivos que mejoran la detergencia, igual que inhiben la oxidación y la corrosión, son convenientes para motores, tanto diesel como de gasolina, sometidos a servicio muy pesado y a altas velocidades. Los aditivos para la oleosidad y resistencia de la película, no se encuentran usualmente en los aceites para motor.

DETERGENTES-DISPERSANTES. El primer tipo de aditivo empleado en los motores diesel, fueron sustancias químicas detergentes-dispersantes, que mejoran la acción detergente del aceite lubricante. Dichos aditivos son usualmente sales metálicas de ácidos orgánicos. El mecanismo del aditivo puede provenir, ya sea de las reacciones químicas directas, o de la atracción polar. Por ello, el aditivo podrá estar unido químicamente con los compuestos en el aceite que en otra forma darían origen al cieno y al barniz. Puesto que esta acción evita los depósitos; el nombre detergente es un nombre equivocado. Por otra parte, tanto los aditivos como los depósitos en el motor, son compuestos polares y por ello la acción detergente debe provenir de la neutralización de los momentos eléctricos de una o más moléculas depositadas por adherencia de una o más moléculas del aditivo. En esta forma, podrá ser neutralizado el depósito y no adherirse a la superficie. Esta explicación, también sirve para las propiedades dispersivas del aditivo. Por lo tanto, las moléculas neutralizadas no tendrán tendencia a adherirse a otras moléculas y, en consecuencia, se evitará la aglomeración. Puesto que el aditivo es soluble en el aceite, los depósitos serán transportados en suspensión dentro del aceite.

La acción de un detergente, es la de limpiar las ranuras de los anillos y la falda del émbolo, como se ilustra en la Fig. 16-8. Debido a que las partículas negras son ahora transportadas por el aceite, su color será oscuro. Inversamente, si el aceite mantiene su color original después del uso, su contenido de detergencia será pequeñísimo.

Se podrán experimentar fallas al cambiar de un aceite no detergente a otro que sí lo es, en un motor que ha acumulado gran cantidad de cieno. En este caso, el aceite detergente desincrusta todos los depósitos y sobrepasa su capacidad para transportar el material en suspensión. Los depósitos cambian, desde una capa del mismo nivel en todo el motor, a una masa localizada que tiende a precipitarse, en el filtro de la bomba. Luego, se interrumpe la lubricación y sobrevienen las fallas. El procedimiento correcto debiera ser el de drenar el aceite detergente después de unas pocas horas de funcionamiento, o tan pronto como el color y su apariencia indiquen suciedad.

ANTIOXIDANTES Y ANTICORROSIVOS. La oxidación del aceite lubricante es lenta a temperaturas abajo de 93°C, pero aumento en proporción exponencial cuando se tienen altas temperaturas. Por ejemplo, con una temperatura en el

aceite de 110°C, un aumento en ella de 9 o 18°C llegaría a duplicar la proporción de la oxidación. La oxidación no es deseable, no solamente porque da origen al cieno y al barniz, sino porque además, se forman ácidos que son corrosivos. En consecuencia, los aditivos tienen el doble propósito de preservar tanto al lubricante como a los componentes del motor. Para acometer estos objetivos, los aditivos deberán nulificar la acción de los metales, catalizando la oxidación; el cobre es especialmente activo como catalizador de la oxidación de los hidrocarburos.

Usualmente, los aditivos son compuestos de hidrocarburos no saturados de azufre y fósforo, o de fósforo solamente. Un aditivo de este tipo, también puede servir como detergente, como inhibidor de la corrosión, como rebajador del punto de fluidez y como mejorador del índice de viscosidad.[15]

La acción del aditivo es la de unirse al oxígeno, de preferencia al aceite, o bien, con una porción de aceite ya oxidada (o con un contaminador del combustible). Se puede establecer que la oxidación, es una reacción en cadena (Art. 4-16). Por lo tanto, si el aditivo fuera a eliminar algún producto intermedio de la oxidación, la proporción de la reacción sería reducida radicalmente. Esta explicación parece muy probable, en muchos casos. El aditivo también actúa como desactivador metálico y como protección contra la corrosión, al unirse químicamente con los metales. Así, una capa delgada de sulfuro o fósforo de estaño sobre la superficie metálica, desactiva aquellos metales que actúan como



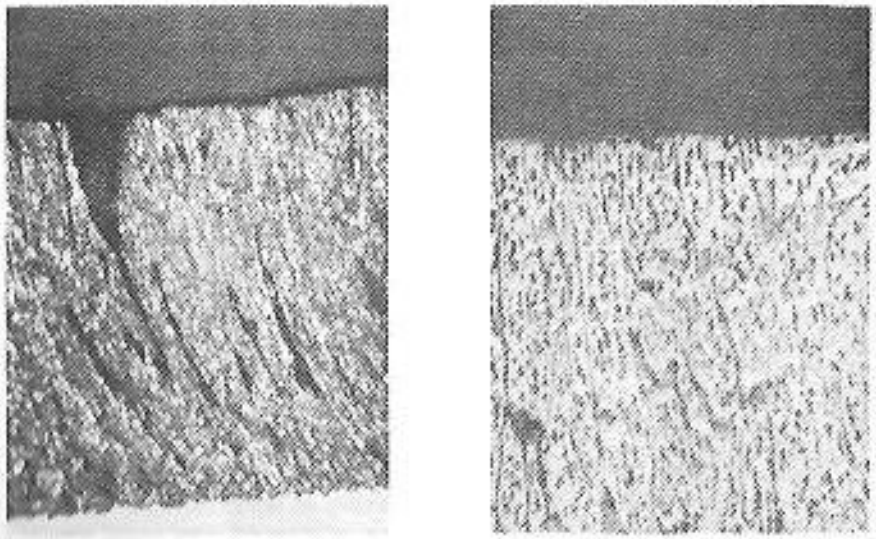
FIG. 16-8. Efecto de los aditivos del aceite lubricante sobre la limpieza del motor. Aceite del continente medio refinado convencionalmente. (Cortesía de *The Pure Oil Company.*)

catalizadores, mientras que protegen a otros metales del ataque de los ácidos corrosivos que se forman en el aceite. Nótese en la Fig. 16-9*a*, cómo ha sido atacado de preferencia, el plomo de un cojinete cobre-plomo, por el ácido contenido en el aceite lubricante, como puede verse por las áreas negras. Este ataque es catalizado por la presencia del cobre. Si se protege el aceite mediante un antioxidante, la apariencia normal será como la de la Fig. 16-9*b*. En este

[15] J. D. Bartleson y M. L. Sunday, "Lubricant Additives", *Industrial and Engineering Chemistry*, mayo, 1949, Pág. 948.

caso, la capa protege al plomo del ataque del ácido y desactiva al cobre para que siga sirviendo como catalizador.

Rebajadores del punto de fluidez. Los aceites provenientes de crudos de alta calidad, contienen compuestos parafínicos que al enfriarse el aceite forman precipitados de cera. Esta formación de la cera gobierna al punto de fluidez (Art. 8-20) de dichos aceites, que luego llegan a tener puntos de fluidez cercanos a 4°C. Cuando se pone en servicio un motor frío, el aceite con alto punto de fluidez no proporciona lubricación efectiva, dando como resultado un desgaste excesivo. La cera puede ser extraida del aceite; sin embargo, el desparafinado drástico, no solamente es costoso, sino que también disminuye el índice de viscosidad, proporciona una mala estabilidad de oxidación y cambia otras propiedades del aceite. Por estas razones, se prefieren los aditivos al desparafinado como un medio de obtener puntos bajos de fluidez.



(a) (b)

Fig. 16-9. Efecto de los inhibidores de la oxidación, sobre la corrosión en los cojinetes de cobre-plomo. (Cortesía de *The Pure Oil Company.*)

Los reductores del punto de fluidez, invariablemente son compuestos de gran peso molecular que aumentan el del aceite a temperaturas normales. Por ejemplo, el Paraflow[16] es un hidrocarburo viscoso, semejante en análisis a un aceite brillante de Pennsylvania. Las adiciones de 0.25 a 1.5%, bajan el punto de fluidez del aceite desde más o menos 1°C hasta por debajo de —18°C (sin embargo, el Paraflow mismo tiene un punto de fluidez de 4°C, sin cambiar

[16] Ref. 9.

notablemente cualquier otra propiedad del aceite. La probable acción[17] del aditivo, es la de cubrir las superficies de los cristales de cera y prevenir su crecimiento, mientras se mueve la capa de aceite que normalmente sería un gel. Si el aceite mezclado es sometido a una serie de ciclos de alta y baja temperatura, podrá ocurrir una reversión de la fluidez, especialmente con aceites que han sido desparafinados ligeramente. En cuyo caso, el aditivo del aceite se solidificará a temperaturas más altas (cuando más, de 10°C) que la del punto de fluidez original (antes de agregar el aditivo). Esta reversión no acontece aparentemente en el servicio.[18]

Mejoradores del índice de viscosidad. Si se mezclan juntos dos aceites, la viscosidad de la mezcla será menor de lo que se puede esperar del promedio de viscosidades de los componentes, y la diferencia disminuye a medida que aumenta la temperatura. Por esta razón, un aditivo de alta viscosidad aumenta favorablemente el índice de viscosidad, mientras que pequeñas cantidades de aditivo podrán emplearse seleccionando aquéllos con grandes pesos moleculares. El principio se destaca cuando se preparan materiales sintéticos polimerizando (uniendo) los hidrocarburos de cadena abierta para formar moléculas extremadamente largas.[19] El peso molecular de estos polímeros estará entre las decenas (y centenas) de miles. Se ha encontrado que estos compuestos sintéticos cambian drásticamente el índice de viscosidad y también el punto de fluidez, porque la cadena larga de la molécula del aditivo se distribuye a través de una región relativamente grande del aceite. Por otra parte, la susceptibilidad de la molécula del aditivo se distribuye a través de una región relativamente grande del aceite. Por otra parte, la susceptibilidad de la molécula para ser rota en dos partes por el corte mecánico, es aumentada por la longitud de la cadena. Por esta razón, el peso molecular del polímero es balanceado contra la severidad del servicio que puede encontrar el aceite. Los polímeros con pesos moleculares de 20 000 se han utilizado para preparar aceites con índices de viscosidad arriba de 200 (sistemas hidráulicos para los sistemas de control de aviones).

Los aceites con aditivos polímeros de cadena larga, manifiestan *desviaciones de la viscosidad*, tanto *permanente* como *temporales*. En consecuencia, sometido a grandes esfuerzos al corte, el aceite parecerá tener una menor viscosidad que la mostrada por los aceites minerales puros. Se puede creer que es debido a la orientación de las grandes moléculas en la dirección del flujo sometido a grandes velocidades y presiones.[20] Con esta disposición, las moléculas ofrecerán una menor resistencia al flujo y la viscosidad disminuye. Si las moléculas largas se rompen mediante el corte mecánico o mediante el calor, resultará una reducción permanente en la viscosidad y en el índice de viscosidad, puesto que las moléculas más chicas son menos efectivas. Cuando el polímero se selecciona, anticipándose al servicio que se encontrará, no se experimentará ninguna falla como consecuencia de las desviaciones de la viscosidad.

[17] Ver también, E. Lieber, "The Mechanism of Pour Point Depression by Additives", *Lubrication Engineering*, marzo, 1946, Pág. 11.

[18] J. G. McNab, D. T. Rogers, A. E. Michaels y C. F. Hodges, "The Pour Point Stability of Winter Grade Motor Oils", *Trans. SAE*, enero, 1946, Pág. 34.

[19] W. L. Van Horne, Polymethacylates as Viscosity Index Improvers and Pour Point Depressants", *Industrial and Engineering Chemistry*, mayo, 1949, Pág. 952.

[20] C. L. Fleming, B. W. Geddes, N. V. Hakala y C. A. Weisel, "The Performance of High VI Motor Oils", *Trans. SAE*, julio, 1950, Pág. 410. También C. W. Georgi, "Motor Oil Consumption Characteristics", *Trans. SAE*, julio, 1949, Pág. 431.

El mejorador del índice de viscosidad puede ofrecer aceites para motor, en todo tiempo. Por lo tanto, las especificaciones SAE de aceites para motor, se representan en un diagrama contra el índice de viscosidad, obteniendo un diagrama semejante al de la Fig. 16-10. (Los valores del índice de viscosidad fueron calculados de mezclas que tienen viscosidades limitadas. Tienen lugar algunas debido a la naturaleza empírica del sistema de calibración SAE). Nótese que los aceites con alto índice de viscosidad, pueden satisfacer los requisitos para un aceite de invierno (10W) y también de uno de verano (30). Por otra parte, el aceite debe ser cambiado periódicamente y, en consecuencia, la necesidad para un aceite en todo tiempo, no existe, ya que las amplias variaciones de la temperatura son moderadas, más que abruptas.

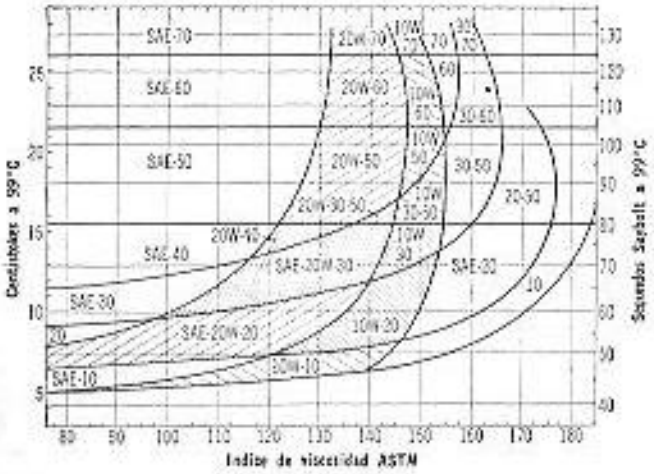


FIG. 16-10. Indice de viscosidad y viscosidad de diferentes grados de aceite. (Tomado de Van Horne.)

GENERALIDADES. También se dispone de aditivos para disminuir la espuma del aceite lubricante, utilizando otros aditivos para aumentar la resistencia de la película y las propiedades de desgaste (Art. 16-4). Los aditivos para la oleosidad, se emplean algunas veces para correr motores nuevos y para prevenir la herrumbre.

16-6. Pruebas de los lubricantes. Los aceites lubricantes son sometidos a un cierto número de pruebas para asegurar su probable rendimiento en servicio. Estas pruebas pueden ser de natauraleza tanto física como química. Las pruebas del rendimiento del motor, se hacen también bajo condiciones controladas como un recurso para las valuaciones relativas.

CATERPILLAR No. 1A (CRC L1). Esta prueba valoriza el aceite por sus efectos sobre el atascamiento de los anillos, desgaste y depósitos, por eso, el

objetivo principal es observar las propiedades detergentes del aceite. Se utiliza un motor diesel monocilíndrico con cámara de precombustión, aun cuando el aceite lubricante sea conveniente para motores, tanto ECH como EC. El motor es reacondicionado antes de cada prueba, reemplazándole el conjunto del cilindro, la camisa del mismo y el filtro. A continuación, se corre forzado durante 6 horas. Las condiciones de la prueba son como sigue: 1 000 rpm; aceite a 66°C; refrigerante a 100°C; 5.25 bmep (más exactamente, un consumo de combustible de 731 kcal/min); duración 480 hr, con cambios de aceite después de cada 120 hr.

Para pasar la prueba, el aceite no debe ocasionar atascamiento o anillos raspados, nada de raspaduras sobre los émbolos o camisas (las raspaduras se evidencian, por soldadura y se caracterizan por bandas de líneas comparativamente anchas) y depósitos mínimos en las ranuras de los anillos, sobre la falda del émbolo y en la parte de abajo del émbolo. El desgaste de las camisas de los cilindros, no debe sobrepasar de 0.0254 mm. El filtro del aceite no deberá necesitar limpieza.

Casi invariablemente, el lubricante requiere un aditivo tipo detergente si debe pasar la prueba; un inhibidor de la oxidación, también puede ser requerido. Esta prueba es el procedimiento regular para evaluar aceites para trabajo pesado.

CATERPILLAR No. 2 (PRUEBAS DE RASPADURAS) (CRC L-2). Esta prueba valoriza los aceites lubricantes, tanto para ECH como para EC, respecto a sus características de rotura de la película y valores de lubricación límite. El motor L1 se modifica, sustituyendo una precámara diferente y una biela sin salidas de atomizado, para el enfriamiento del émbolo. La precámara se diseña de modo que el soplo de salida golpee el lado contrario al empuje de la camisa del cilindro. Se instala una camisa nueva, juego del émbolo y filtro del aceite. Las condiciones de la prueba son como sigue: sin cargas durante 10 min a 500 rpm, una carga de 7 bhp, durante 10 min a 850 rpm; después cargas mayores (alrededor de 15 bhp) durante 15 minutos a 900 rpm refrigerante 60°C para grados SAE No, 10; 79°C para SAE 20 y 30, temperatura del aceite 60°C; del aire de admisión 32°C.

No deben ser evidentes las rayaduras en los anillos ni en las camisas.

Esta prueba no es realizada en ningún grado por las compañías aceiteras.

CATERPILLAR No. 3A (PRUEBA DE LA CAJA CALIENTE) (CRC L3). Esta prueba valoriza los aceites para servicios de ECH o EC, por lo que respecta a las propiedades anticorrosivas y de estabilidad. Las condiciones de la prueba difieren de la L1 en que las temperaturas son mayores y la duración menor.

La prueba se realiza en un motor diesel de cuatro cilindros con cámara de precombustión, equipado, cuando menos, con dos conjuntos de camisas y émbolos y dos juegos nuevos de repuestos cobre-plomo para cojinetes. Estos se pesan antes y después de la prueba. Se corre forzado durante un periodo de seis horas. Las condiciones de la prueba son 1 400 rpm; 37 bhp (con mucha aproximación), duración 120 hr, temperatura del aceite 100°C; aire de admisión, 60°C; refrigerante 93°C (los valores superiores de las temperaturas dan origen al nombre descriptivo: caja caliente).

El lubricante no ocasionará atascamiento de los anillos, desgaste, depósitos o pérdida de peso del cobre-plomo mayor de 0.10 gramos por cojinete

Para pasar esta prueba, los lubricantes requieren casi invariablemente aditivos para inhibir la oxidación y la corrosión, así como la detergencia. Esta prueba no la realizan en ningún grado las compañías aceiteras.

Prueba Chevrolet (CRC L4). Esta prueba valoriza las características de la oxidación y las características de corrosión en los aceites del cárter. Se emplea un motor Chevrolet de seis cilindros, con anillos nuevos y dos insertos cobre-plomo para cojinetes. Se corre un período de 8 hr forzado. Las condiciones de la prueba son 3 150 rpm; 30 bhp; 36 hr de funcionamiento continuo o intermitente; aire de admisión a 27°C, refrigerante a 93°C, aceite (SAE 10) 129°C; (SAE 30-50), 138°C; mezcla rica; combustible de 72 octanos más 2.5 a 3 ml de TEL. (La velocidad y carga corresponden aproximadamente, a una carga de camino al mismo nivel a 96 km/hr.)

El lubricante no debe depositar ni barniz ni cieno, ni mostrar evidencias de corrosión en los cojinetes.

Las temperaturas extremas acentúan la estabilidad y casi siempre se requieren inhibidores de oxidación corrosiva por parte del aceite lubricante, si se ha de aprobar con éxito. Esta prueba, junto con el procedimiento L1, es el método usual pada valorizar los aceites pesados. Posiblemente el 50% de los lubricantes de grado regular y 90% de aceites de grado premium, pasan la prueba con éxito (no así el procedimiento L1).

Prueba General Motors (CRC L5). Esta prueba evalúa la estabilidad de la oxidación y la detergencia de los aceites de servicio pesado en los motores diesel de dos carreras. Se utiliza un motor diesel GM 71 de tres o cuatro cilindros, con conjunto de émbolo nuevo, cuando menos; así como nuevos la camisa y todos los cojinetes principales de plomo y cobre y los de las bielas; se dispone de cuatro cartuchos para filtro, para irlos reemplazando. Se efectúa un periodo de forzamiento de 11 hr. Las condiciones de la prueba son 2 000 rpm; 26 bhp de carga por cilindro (aproximadamente); 500 hr de duración (permitiendo paradas para inspección; refrigerante a 82°C; aceite a 110°C; aire de admisión a 41°C.

Se juzga sobre el comportamiento del aceite por la evidencia de los anillos atascados, los depósitos, el desgaste, la pérdida en peso de los cojinetes y por la inspección de muestras del aceite, tomadas a intervalos periódicos. En este caso, el problema es hacer mínimos los depósitos en las entradas de la admisión y esto requiere que los anillos para el aceite se mantengan limpios y funcionando.

Para pasar esta prueba, los aceites requieren casi invariablemente aditivos inhibidores de la corrosión y la oxidación.

16-7. Capacidad de carga de los cojinetes. La terminología que se usará en esta sección es como sigue:

C, C', C'' = constantes
d = diámetro del cojinete (cm)
f = coeficiente de fricción = $\dfrac{F(\text{kg})}{P(\text{kg})}$
F = fuerza de la fricción (kg)

L = longitud del cojinete (cm)
N = rps y rpm
P = carga (kg) = pLd
p = carga unitaria por cm² del área proyectada del cojinete = $\dfrac{P}{Ld}$
V = velocidad (mps) = $100\,\pi dN$
Z = viscosidad del lubricante $\left(\dfrac{\text{kg-seg}}{\text{m}^2}\right)$

Ciertos aspectos de la teoría de la lubricación y su práctica, se pueden advertir a partir de los datos de la Fig. 16-3; así como representando el mecanismo de la acción de bombeo en la región de la película. Como *BC* en la Fig. 16-3, es esencialmente una recta que aproximadamente corta al origen, entonces

$$f = C\frac{ZN}{p} \tag{16-2}$$

Supóngase que deba mantenerse un valor arbitrario para $\dfrac{ZN}{p}$, tal como D en la Fig. 16-3, como una medida de seguridad para garantizar que queda excedida la región de la lubricación límite (AB). Luego para el funcionamiento en este sólo punto de la curva,

$$p = C'ZN \tag{16-3}$$

La Ec. 16-3 enfasiza que las altas velocidades o las grandes viscosidades permiten cargas mayores — una conclusión evidente con anterioridad en el Art. 16-1.

Es conveniente repetir la Ec. (16-2) en una forma diferente para un cojinete particular:

$$f = C''\frac{Z\left(\dfrac{\text{kg-seg}}{\text{m}}\right)V\left(\dfrac{\text{m}}{\text{seg}}\right)}{P(\text{kg})} \tag{16-4}$$

Ahora C'' tiene por dimensiones 1/m, si f no las tiene. Y una vez sustituyendo de la Ec. (16-1)

$$F\ (\text{kg}) = C''ZV \tag{16-5}$$

La Ec. 16-5 indica que el par friccional del cojinete es proporcional a V (o a N); una conclusión en armonía con los resultados de las prue-

bas del motor completo. Fig. 13-3. La potencia perdida por fricción queda indicada, multiplicando ambos lados de la Ec. (16-5) por V:

$$FV \text{ (kg-m/seg)} = C''ZV^2 \qquad (16\text{-}6a)$$

En consecuencia, el par de la fricción y la potencia de la fricción son independientes de la carga, pero son proporcionales a la viscosidad y respectivamente proporcionales a la primera y segunda potencias de la velocidad. Por esta razón, las pruebas de los motores movidos mediante una máquina auxiliar, dan valores razonablemente correctos de la fricción cuando el motor esté funcionando por sí mismo.

En virtud de que la fricción se disipa y aparece como una elevación de la temperatura del lubricante y el cojinete, la Ec. (16-6a) se podrá escribir:

$$(\text{efecto de calentamiento}) = FV = fPV \qquad (16\text{-}6b)$$

Puesto que la disipación de calor puede ser un factor limitador de la carga que soporta el cojinete, algunas veces se especifica un valor pV límite:

$$pV = (\text{constante}) \qquad (16\text{-}7)$$

La comparación de las Ecs. (16-6b) y (16-7) muestran que un valor máximo pV es un límite de disipación de calor obtenido empíricamente al considerar constante a f (y adviértase que en los cojinetes reales, la viscosidad no es constante como aquí se insinúa y sí disminuye con los aumentos de temperatura; por lo tanto, no es un supuesto extremo considerar que f sea constante).

La discusión se ha concentrado respecto a las cargas unidireccionales y constantes; ¿qué se podrá esperar cuando se tenga el caso más general: las cargas no constantes y en rotación? Considérese primero una flecha y un cojinete no rotatorios. Si la carga fuerza a la flecha hacia el cojinete, el aceite será prensado en el claro y su escape será impedido por la viscosidad; después aparece el contacto de metal a metal. Pero si luego se invierte la dirección de la carga, será atrapado momentáneamente otro suministro de aceite en el claro del lado opuesto de la flecha. Por lo tanto, si la carga oscilara con una frecuencia importante, la viscosidad del aceite evitaría el contacto de metal a metal y se tendría la lubricación por película. Es debido a razones como éstas, que los cojinetes pueden ser lubricados aun cuando sean muy bajas o que estén ausentes las velocidades de rotación. Debido a que, en la mayoría de los casos, giran las flechas

mientras varían las cargas en dirección y magnitud, se puede advertir que la película fluida es una consecuencia tanto de la rotación de la flecha como de su movimiento lateral. Las consecuencias del movimiento de la flecha deberán tenerse en mente, ya que ella puede proporcionar un factor de seguridad que no se hace evidente en el análisis basado en la rotación de la flecha.

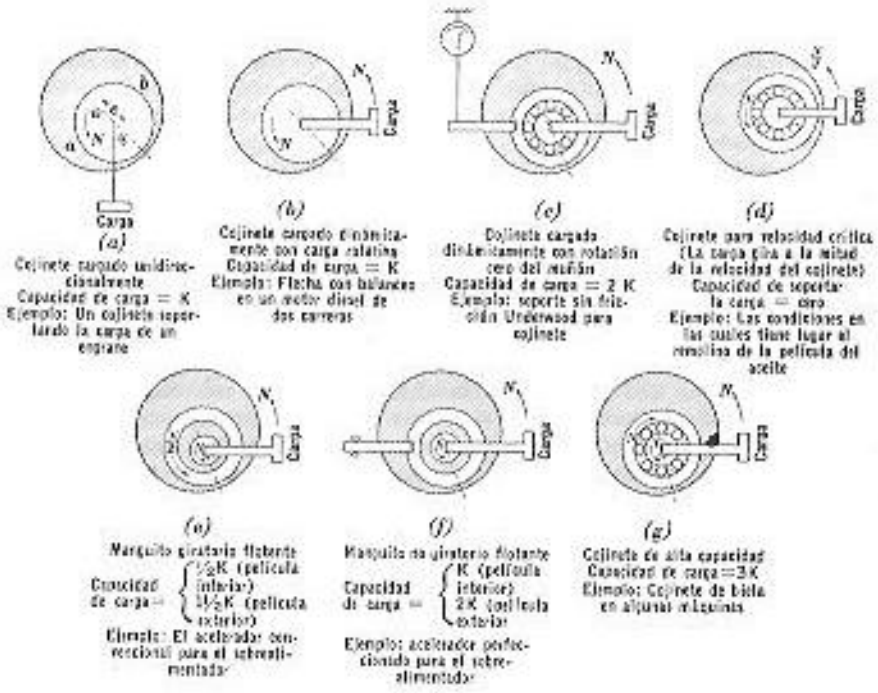


FIG. 16-11. Comparación de siete tipos diferentes de cojinetes, con respecto a la capacidad de carga. (Repetido de la Ref. 1. Tomado de los dibujos originales de Stone y Underwood, Ref. 8.)

Considérese la carga constante y unidireccional en la Fig. 16-11a, en la cual la rotación de la flecha bombea el aceite en a, hacia el pasaje mínimo formado por el claro, mientras dicho aceite es expelido desde el pasaje en b. Adviértase que si la carga fuera a girar lentamente en dirección de las manecillas del reloj, el ángulo θ y los otros arreglos geométricos en la Fig. 16-11a, se mantendrán esencialmente[11] con el desplazamiento angular en torno de o. El aceite queda sometido a dos influencias: la rotación del cojinete y la acción de cuña del mismo, proveniente de la carga rotatoria. Es fácil visualizar la in-

[11] Sin embargo, con cada velocidad de carga se puede esperar un valor diferente y constante para δ.

fluencia de la rotación de la carga sobre la película del aceite, si se estudian las velocidades relativas. Esto es, la carga puede considerarse estacionaria en dirección si se supone que la cubierta del cojinete gira en dirección opuesta a la verdadera rotación de la carga. Así es más comprensible que, la rotación de la carga en dirección opuesta a la de la flecha, ayude a la lubricación, puesto que el fluido en *a* en el diagrama relactivo es arrastrado tanto por el muñón como por el cojinete hacia el interior del claro mínimo (se pueden adelantar argumentos análogos para el aceite en *b*). Por otra parte, supóngase que la carga y el muñón estén girando en la *misma* dirección. En este caso, el diagrama relativo muestra que en efecto la cubierta del cojinete se mueve en dirección contraria a la de la flecha y, por ello, el fluido en *a* es forzado hacia el claro mínimo por la flecha y sacado de ahí, por el cojinete.[22] Luego, se podrá encontrar una velocidad de giro para la carga, en la cual los obstáculos opuestos al aceite en *a* se cancelen unos a otros y no se manifieste presión en la película de aceite. La capacidad del cojinete para soportar cargas, se hace cero en estas condiciones, en las cuales ocurre el *remolino de la película de aceite* (Fig. 16-11*d*), la que se logra cuando la velocidad de la carga es de un medio la del muñón (y en la misma dirección).

Por medio del diagrama relativo, se aclara la imagen del remolino de la película de aceite. Así, para una velocidad de la carga igual a la mitad de la del muñón y con un diagrama similar al de la Fig. 16-11*a*, se marca como $N/2$ la velocidad relativa de la flecha (hacia la izquierda) con respecto a la carga; se le asigna una rotación hacia al izquierda a la cubierta del cojinete, marcándola $N/2$; obteniéndose un diagrama relativo correcto para el vector de la carga estacionaria. Mediante inspección, se ve que el desplazamiento del aceite en una dirección, hecho por la flecha, queda cancelado por el desplazamiento del aceite en dirección opuesta, provocado por el cojinete, y por lo tanto, no puede crearse presión en el aceite.

Mediante deducciones más rigurosas se puede mostrar,[23] que la capacidad de un cojinete para soportar cargas, cuando éstas son constantes pero variando en dirección, es aproximadamente igual a:

$$p = |C(2N_2 - N_3)| \qquad (16\text{-}8)$$

en la cual

N_2 = velocidad de la carga con respecto a la superficie del cojinete (rpm)
N_3 = velocidad del muñón con respecto a la superficie del cojinete (rpm)
p = presión unitaria en el cojinete (de valor positivo)
C = constante

(del mismo signo, para dirección igual)

Comparando las Ecs. (16-3) y (16-8), se ve que son de forma similar. Esto se ilustra mejor aplicando la Ec. (16-8) al cojinete de la Fig. 16-11*a*; en este caso, N_2 es cero y por lo tanto la ecuación se reduce a la (16-3) (y $C = C'Z$).

[22] Adaptado de los estudios de Burwell, Ref. 9.
[23] Ref. 8 y también Ref. 9.

La Ec. (16-8) se puede utilizar para mostrar lo indeseable y peligroso en ciertas combinaciones de cojinetes; considérese la Fig. 16-11*e* que representa un cojinete flotante. Para las velocidades mostradas en el dibujo y para la superficie exterior del cojinete,

$$p = C\left|2N - \frac{N}{2}\right| = 3/2\,CN$$

Para la superficie interior del cojinete, véase que las velocidades relativas de la carga y del cojinete son $N/2$ y, por ello,

$$p = C\left|2\,\frac{N}{2} - \frac{N}{2}\right| = 1/2\,CN$$

Por lo tanto, un cojinete flotante queda limitado por su superficie interna a cargas de solamente $\frac{1}{3}$ de la de un cojinete plano. Un expediente mucho más efectivo es el de restringir el movimiento del cojinete, como se ve en la Fig. 16-11*f*.

Cuando la carga de la velocidad es de dirección opuesta a la del muñón, el cojinete puede soportar grandes cargas. Para el diagrama de la Fig. 16-11*g*,

$$p = |C|2N - (-N)|| = 3\,CN$$

Adviértase que este caso como se discutió antes, no producirá una velocidad crítica en el remolino de la película del aceite.

En el motor de combustión interna, las cargas sobre las bielas y los cojinetes principales, están variando continuamente de dirección y también de magnitud. El efecto de la velocidad de la carga sobre la capacidad de carga en cualquier etapa del movimiento, se puede determinar mediante la Ec. (16-8). El procedimiento consiste en construir un diagrama polar que muestre la dirección relativa de la carga en cada posición del muñón (no siendo predicible la forma del diagrama). Se encontrará que la velocidad de la carga no sólo varía en magnitud, sino que también, en dirección. Esto indica que en algunas posiciones del cigüeñal, las velocidades relativas permiten grandes capacidades de carga (como en la Fig. 16-11*g*), en tanto que en otras posiciones del cigüeñal, la velocidad podrá reducir la capacidad de carga y, de hecho, la capacidad será cero (como en la Fig. 16-11*d*). No puede predecirse con rapidez si un cojinete particular de un motor quede sometido a condiciones tales que su capacidad de carga permanezca en cero durante un tiempo relativamente grande, a menos que se construyan diagramas de carga para todas las velocidades y presiones del gas que podrá tener el motor.[24] Aun entonces, las componentes radiales de la carga ocasionadas por las variaciones en magnitud de la misma, podrán producir presiones en el aceite que no se han considerado en los análisis previos a la Ec. (16-8). Sin embargo, los análisis indicarán ciertas condiciones peligrosas que deberán ser evitadas porque pueden fallar los cojinetes, incluso con cargas ligeras.

16-8. Materiales para los cojinetes. Los materiales deben exhibir ciertas propiedades para poder calificárseles en su aplicación como cojinetes:

[24] Se encuentran ejemplos en las Refs. 5 y 8.

1. *Fricción.* Deberán tener bajo coeficiente de fricción con relación al material usado comúnmente para las flechas.
2. *Rayado.* No deberá tener acción abrasiva o de desgaste del material de la flecha, y de preferencia, será capaz de trabajar con muñones no endurecidos.
3. *Resistencia y fatiga.* Deberá mantener su resistencia en todo el margen de temperaturas logradas en el funcionamiento sin fluir, sin roturas o fatiga y será hábil para soportar impactos.
4. *Absorción.* Deberá ser capaz de absorber las partículas abrasivas, que de no ser así, rayarían a la flecha.
5. *Corrosión.* No será atacable ni por el aceite, ni por las contaminaciones de éste; no deberá catalizar tales ataques hacia los materiales próximos.
6. *Plasticidad.* Será hábil para conformarse a la flecha, especialmente en el periodo de asentamiento del motor.
7. *Adherencia.* Deberá adherirse o ligarse con el material que le sirve de apoyo.
8. *Conductividad térmica.* Deberá ser un buen conductor del calor generado en el aceite del cojinete.
9. *Adaptabilidad.* Deberá ser maquinable con rapidez, o bien, fácil de fundir, siendo barato para producirlo.

La composición química de diferentes materiales para cojinetes se muestra en la Tabla 16-3, en tanto que los valores de las variables de operación se muestran en la Tabla 16-4.

Antiguamente, los materiales para cojinetes se adherían directamente a la bancada de algún componente de las máquinas, o bien, a las máquinas mismas. La práctica moderna es la de emplear cojinetes de *precisión*, que son guarniciones de acero o de bronce con una

TABLA 16-3. COMPOSICION QUIMICA APROXIMADA DE LAS ALEACIONES PARA COJINETES

(X indica menos del 1%)

Material	Sn	Pb	Sb	Cu	Cd	Ag	Ni
Babbitt							
a base de estaño	88	X	7.5	4			
a base de plomo	5	80	14	X			
Cadmio-Plata	X	X		X	98	1	
Cadmio-Níquel	X	X	X	X	98		1.8
Cobre-Plomo		25		75			
Plata						100	

TABLA 16-4. CAMPO DE APLICACION PARA DIFERENTES MATERIALES PARA COJINETES*

Material	$p_{máx}$ (kg/cm²)	$\left(\frac{ZN}{p_{máx}}\right)_{máx}$	$(pV)_{máx}$	Dureza del cigüeñal (No. Brinell, mín)	Corrosión
Babbitt					
a base de estaño	70–105	214.2–286	746–905	Ninguno	No
a base de plomo	126	143	852	Ninguno	No
Cadmio-plata	126–270	54	917+	250	Posible
Cobre-plomo	126–315	54	1 917+	300	Posible

Nota: Z en centipoises, N en rpm, V en mps.
* Tomado de Willi, Ref. 11.

película delgada de material para cojinete. Las guarniciones de acero han reemplazado ampliamente a las de bronce, en virtud de que los materiales más recientes, usando como cojinete, se adhieren mejor al acero. Las guarniciones con el cojinete se pueden producir con tolerancias muy estrechas y por ello se pueden reemplazar en los motores, sin ajustes posteriores o rasqueteado. En la mayoría de los casos, la guarnición se "estaña" junto con un material de trabazón que se adhiere al acero, y el material para cojinete se liga después a dicha capa.

El material para cojinetes deberá ser blando con objeto de que se le entierren las partículas abrasivas y que sea hábil para conformarse a las irregularidades de la flecha; pero al mismo tiempo, será fuerte para que sea hábil para soportar las cargas. Estas consideraciones opuestas requieren un material no homogéneo que tenga una estructura del tipo de esqueleto, resistente para soportar la carga, y tal estructura quedará embebida en una matriz de material blando para mantener la película del aceite, para desalojar el calor y para darle plasticidad a todo el cojinete cuando se presenten las sobrecargas locales. Por supuesto, podrá utilizarse un material homogéneo si se encuentra que tiene las mismas propiedades que las aleaciones, o sea: la habilidad no para ceder por las cargas aplicadas, sino, más bien, para ceder por sobrecargas locales.

BABBITT. El babbitt o metal blanco es un término general que se refiere a una aleación ya sea de estaño o de plomo, con diferentes metales. El de base estaño, es generalmente preferible para trabajos pesados. El estaño (y el plomo) es blando, con un bajo punto de fusión que le permite a la aleación fluir y contrarrestar la falta de alineamiento, mientras que las adiciones de cobre y antimonio para formar la aleación, suministran la resistencia necesaria. Sin em-

bargo, debido al bajo punto de fusión del metal base, falla la resistencia de la aleación, aun con temperaturas moderadas (93°C) presentándose las fracturas por fatiga. El babbitt es popular, porque las fallas parciales permiten el flujo plástico y el cojinete puede seguir funcionando; además teniéndose la falla completa, no aparecen daños en la flecha. Además las aleaciones a base de estaño y a base de plomo, resisten la corrosión. Los babbitts a base de plomo no han sido tan populares como los de base estaño, porque el plomo es susceptible de ser atacado por los ácidos contenidos en el aceite.

En un tiempo pareció que en los motores de combustión interna, el babbitt sería completamente reemplazado por materiales más recientes y resistentes. Esta tendencia se ha contrarrestado con los últimos métodos de manufactura mediante los cuales la guarnición de acero se cubre primero con una capa (0.508 mm) de aleación, que tenga buenas características contra la fatiga y la fricción; enseguida se aplica una capa delgada (0.2032 mm) de babbitt, para que sirva como la superficie principal del cojinete. Los cojinetes de este tipo pueden soportar grandes cargas y resisten la corrosión, en tanto que manifiestan las características de conformarse, y las de antifricción, de los cojinetes convencionales de babbitt.

Cobre-plomo. El cobre es un metal relativamente fuerte, en tanto que el plomo es blando, con buenas características antifricción. La aleación de cobre y plomo se hace de partículas de plomo casi puro, dispersadas en una matriz de cobre. Los cojinetes de cobre-plomo se usan hoy en día, donde se tenga un servicio pesado (en motores de aviación y motores diesel de alta velocidad), aun cuando son atacados por la corrosión (Fig. 16-9). Además, los cojinetes de cobre-plomo, manifiestan mala conformación y poca absorción, requiriendo muñones endurecidos (si es que hay menos de 30% de plomo en el cojinete). También deberán tenerse espacios grandes entre cojinete y muñón (generalmente el doble de lo necesario con cojinetes de babbitt) debido a que si se presentan zonas de alta temperatura, el alto punto de fusión del cobre evita los realineamientos rápidos tal y como ocurre con el babbitt, en el que se tiene pérdida del plomo. Por la misma razón, el cojinete puede soportar altas temperaturas sin fallar. Debido a la alta conductividad del cobre, el cojinete trabaja más frío y las sobrecargas no le ocasionan fallas súbitas.

Cadmio. Puesto que el babbitt es un material excelente como cojinete, excepto por sus características de resistencia, se propuso la sustitución del estaño por cadmio, con objeto de ganar un alto punto de fusión para el metal base. El cadmio funde a una temperatura 71°C arriba de la del estaño. Se han usado aleaciones de cadmio-níquel y cadmio-plata. En general, sus características de servicio están entre las del babbitt y el cobre-plomo (Tabla 16-4).

Bronce. El cobre aleado con estaño y con plomo forma un material para cojinetes que es conveniente para el servicio en altas temperaturas y con cargas de impacto como las encontradas en los cojintes de los pernos de émbolo. El bronce tiene buena conductividad térmica, pero pobre conformación y absorción. Los émbolos de aluminio no requieren cojinetes para los pernos, en vista de que el aluminio puede servir como material para cojinete.

Plata. Los cojinetes de plata,[27] se han utilizado en motores para avión en virtud de que la plata tiene mejor resistencia a la fatiga y conductividad térmica que cualesquiera de los materiales para cojinetes. La plata tiene tres veces la resistencia a la fatiga del cobre-plomo e igual absorción, resistencia a la corrosión y resistencia a la rayadura, que el babbitt (la incrustación se asegura mediante pequeñas muescas hechas en la superficie de la plata y llenadas con plomo). Sin embargo, el costo de la plata limita su aplicación.

16-9. Rendimiento del motor y la lubricación. La clasificación o la viscosidad (Tabla 16-1) de los lubricantes, dictan muchas de las características de los motores. En la Fig. 16-12 se advierte que los aceites de alta viscosidad aumentan el consumo del combustible y disminuyen el par al freno del motor, pero limitan el paso de la compresión, hacia el cárter. La correcta viscosidad del aceite para un motor, se determina mejor mediante la experiencia. Para servicio automotriz, la regla es utilizar aceites de la más baja viscosidad, comprendida en el margen del 10 al 50 de la escala SAE, que proporcione el consumo más satisfactorio de aceite. La mayoría de los motores se diseñan de tal forma que sus cojinetes trabajen con valores ZN/p muy altos. Con aceites ligeros, se presenta una tendencia hacia la lubricación límite, cuando N es de poco valor y p es elevada. Esta región se puede eludir, evitando grandes cargas y bajas velocidades del motor mediante el cambio a un engrane menor en la caja de velocidades.

Una serie de pruebas[28] muestran que cuando se emplean aceites del grado SAE más alto (Tabla 16-1):

1. Disminuye el consumo de aceite.
2. Aumenta la temperatura del aceite y de los cojinetes principales.
3. Disminuye la oxidación del aceite.
4. No es afectado el desgaste del motor (si bien, algunas evidencias demuestran que el aceite ligero 5W, puede ocasionar un aumento de desgaste de los anillos del émbolo, con altas temperaturas de funcionamiento del motor).

La disminución en el consumo del aceite cuando se emplean aceites pesados, proviene de la mejor acción de sellado de los anillos del émbolo, con el aceite más viscoso. Por otra parte, los aceites de grado

[27] E. B. Eichelis y A. F. Underwood, "Silver Bearings", *Trans. SAE*, septiembre, 1945, Pág. 497.

[28] J. W. Lane y D. S. Chatfield, "Effect of Lubricating Oil Viscosity on Engine Performance", *Trans. SAE*, septiembre, 1949, Pág. 66.

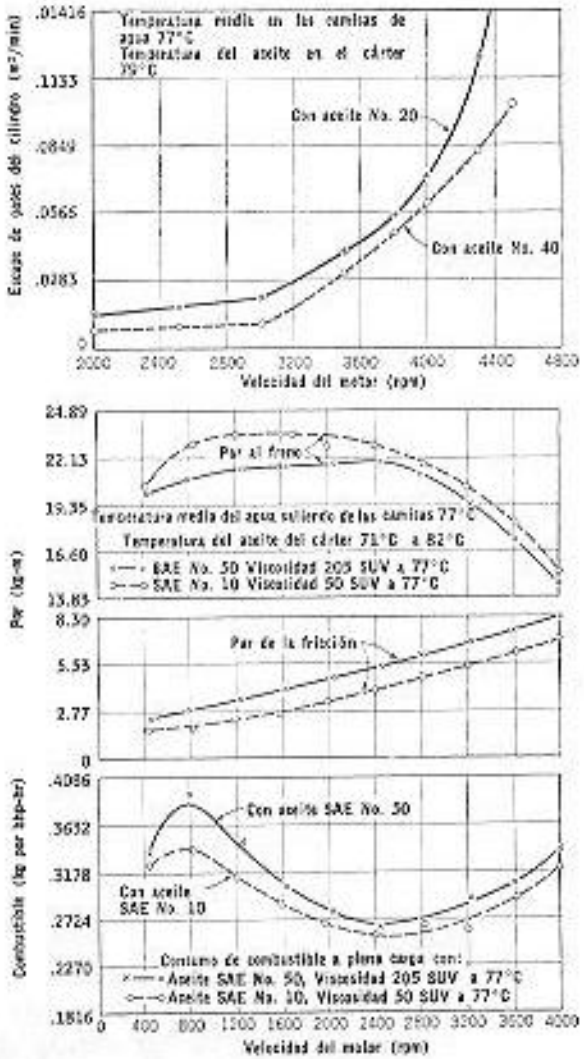


Fig. 16-12. Efecto de la viscosidad del aceite sobre el comportamiento del motor. (Tomado de S. W. Sparrow, SAE Journal Oct. 1938.)

ligero contienen porcentajes más elevados de componentes relativamente volátiles que pueden perderse por vaporización, especialmente en el aceite que esté en la parte superior de las paredes de los cilindros. En algunos casos, puede aumentar el consumo del aceite, porque éste sea muy viscoso, en apariencia, por la acción de corte de los

anillos y porque se retarda el flujo del aceite a través de los agujeros de drenaje en el émbolo. Una vez que el motor alcanza su temperatura de funcionamiento, el efecto del número de clasificación es eliminado por la influencia de las temperaturas aumentadas. En consecuencia, el aceite SAE 50 trabajará a temperatras más altas que el aceite SAE 10, debido al aumento de la fricción y a que las viscosidades en el funcionamiento se hacen esencialmente iguales. Esta conclusión, probablemente sea más aplicable a la lubricación de cojinetes para muñones que para la lubricación de la combinación émbolo-anillos-cilindro.

La viscosidad del aceite no deberá ser muy baja, pues de lo contrario se tendrá humo negro en el escape por el incendio del lubricante. Por otra parte, cuando no llega aceite a la cámara de combustión es de sospechar que los anillos superiores y las paredes superiores del cilindro no estén siendo bien lubricadas. Es difícil definir un consumo satisfactorio de aceite, porque las condiciones de funcionamiento y desgaste (edad) del motor, ocasionan una variación considerable. En general, 0.946 lt, cada 1 120 km de funcionamiento en vehículos de transportación, es un consumo satisfactorio. El funcionamiento del motor a altas velocidades, ocasiona generalmente un aumento en el consumo de aceite, y esto es invariable cuando el motor está desgastado.

El aceite deberá cambiarse siempre que sus condiciones se hayan deteriorado tanto como para producirle daño al motor. Un análisis del aceite revelará estas condiciones. Para vehículos usados en la transportación, el periodo de cambio del aceite es dictado por las horas de servicio, así como por los kilómetros recorridos. Para aquellos casos en que se tengan variaciones extremas de temperatura, climas húmedos y arranques frecuentes, el aceite requiere ser cambiado, aun cuando el kilometraje recorrido sea pequeño, debido a que se presenta su contaminación por la condensación y los diluyentes fluidos. En general se pueden tener recorridos de 1 600 a 4 800 km sin un marcado deterioro del aceite. Los cambios frecuentes de aceite, se reflejan por el bajo consumo del mismo después de un servicio prolongado, en vista de que el desgaste mecánico y los depósitos son mínimos.

16-10. Sistemas de lubricación en los motores. El aceite lubricante deberá circular frío y filtrado hacia los cojinetes, si se trata de obtener los mejores resultados. En la mayoría de los motores automotrices se encuentra un sistema similar al de la Fig. 16-13*a*. En este caso, el aceite se suministra a baja presión (0.7 a 4.2 kg/cm²) a los cojinetes, mediante una bomba de engranes y con una válvula reguladora de la

presión. Una parte del aceite (alrededor de $\frac{1}{6}$) se deriva a través de un filtro que tiene controlado el flujo mediante un orificio restringido. En virtud de que parte del aceite será muy raro que pase por el filtro, no se asegura una protección completa del motor respecto a las partículas abrasivas y los contaminantes. El cárter y el platillo para el aceite en el motor (*sumidero húmedo*), sirven como depósito de almacenamiento y también como enfriador.

En los motores grandes, se encuentran sistemas semejantes a los de la Fig. 16-13*b* donde todo el aceite que llega al motor, es filtrado y enfriado. Se emplea un *sumidero seco* algunas veces.

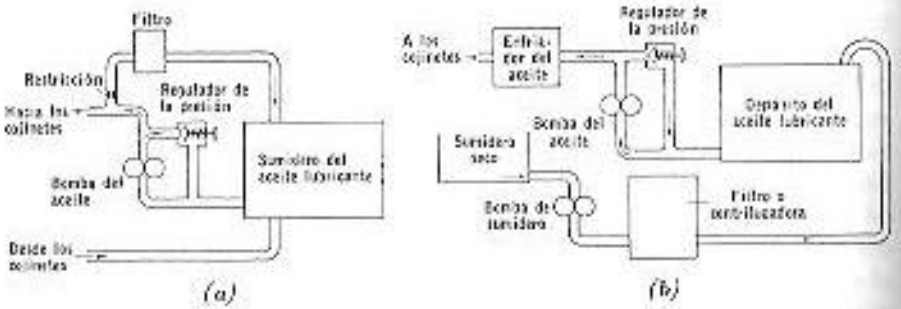


FIG. 16-13. Diagramas esquemáticos de sistemas filtradores de aceite (*a*) motor automotriz; (*b*) motor estacionario

El filtro para el aceite puede ser totalmente metálico, malla de alambre o malla metálica y depende de los pequeños espacios, para actuar como laberinto y así, separar y detener las partículas sólidas de los contaminantes. Sin embargo, el filtro usual en los motores para automóviles, contiene algodón, papel, lana mineral o material de celulosa tratado químicamente, el cual detiene los sólidos y parte del cieno líquido. Para sistemas, tanto automotrices como estacionarios, se utilizan filtros con tierra de fuller (arcilla), envuelta en material de celulosa. La arcilla puede eliminar no sólo a los sólidos, sino también a los contaminantes ácidos y parte de los contaminadores del agua. El tipo más eficiente de separador, es una centrifugadora que agita en remolino al aceite a alta velocidad y separa la mezcla en partes, según su densidad. El material más pesado, los sólidos y el agua se concentran en el perímetro de la centrifugadora, en tanto que el aceite más ligero queda en la porción central. En la mayoría de los casos, la centrifugadora se hace como parte de un sistema separado de purificación y por ello su funcionamiento puede ser intermitente.

El aceite centrifugado, puede ser pasado por los filtros de tierra de fuller y quedar separado de los ácidos contaminantes.

El filtro se puede colocar directamente después de la bomba del aceite y antes de los cojinetes del motor, para obtener un *filtrado de flujo total*. Mediante este diseño, el motor recibe solamente aceite filtrado, funcionando normalmente y, por lo tanto, un filtro obstruido disminuye o corta el suministro del aceite al motor. Con el sistema de derivación (*filtrado de flujo parcial*) de la Fig.16-13*a*, una simple prueba de que el filtro esté o no funcionando sin obstrucción, es la de medir la temperatura del filtro (comúnmente mediante el tacto). Si el filtro está virtualmente tan caliente como el platillo del aceite, no habrá obstrucción. El desgaste del motor se reduce filtrando el aceite, siendo más efectivo[27] el filtrado de flujo total.

Es de creerse que el filtro tipo de arcilla puede eliminar selectivamente los aditivos del aceite por absorción. Esta conclusión puede ser o no cierta, ya que las pruebas muestran que la absorción depende de lo particular que sea un aditivo. Así, los filtros de papel algodón y celulosa, se ha encontrado que eliminan los aditivos detergentes de ciertos aceites que no fueron afectados por los filtros de arcilla y, desde luego, que también se ha encontrado la tendencia opuesta para otros aceites.[28]

El sistema de lubricación dentro del motor puede ser:

1. a presión total,
2. por salpicadura,
3. por salpicadura modificada,

como se ilustra en la Fig. 16-14. Los motores grandes, y muchos del tipo automotriz, emplean el sistema de presión total por facilitar el enfriamiento de los cojinetes. Desde el punto de vista de la película de lubricante, no interesa como entre el aceite al cojinete, pero sí que se tenga en cantidad suficiente; porque la presión del aceite, generada dentro del cojinete, no tiene relación con la presión de la bomba del aceite. El sistema de presión total suministra, sin embargo, un flujo continuo de aceite, que ayuda a mantener al cojinete a temperatura relativamente baja. En la Fig. 16-14*a*, adviértanse los conductos delgados y largos de las bielas y el cigüeñal, que permiten al aceite fluir desde los cojinetes principales hacia las bielas, y de la parte superior de éstas, a los pernos del émbolo. Los motores con válvulas en la

[27] N. C. Penfold y D. S. Gray, "Oil Filtration and Its Effect on Engine Wear", SAE National Fuels and Lubricants Meeting, Tulsa, noviembre 8, 1946.

[28] O. C. Bridgeman, E. W. Aldrich y J. B. Romans, "Oil Filters and Detergent Oils", *Trans. SAE*, abril, 1947, Pág. 309.

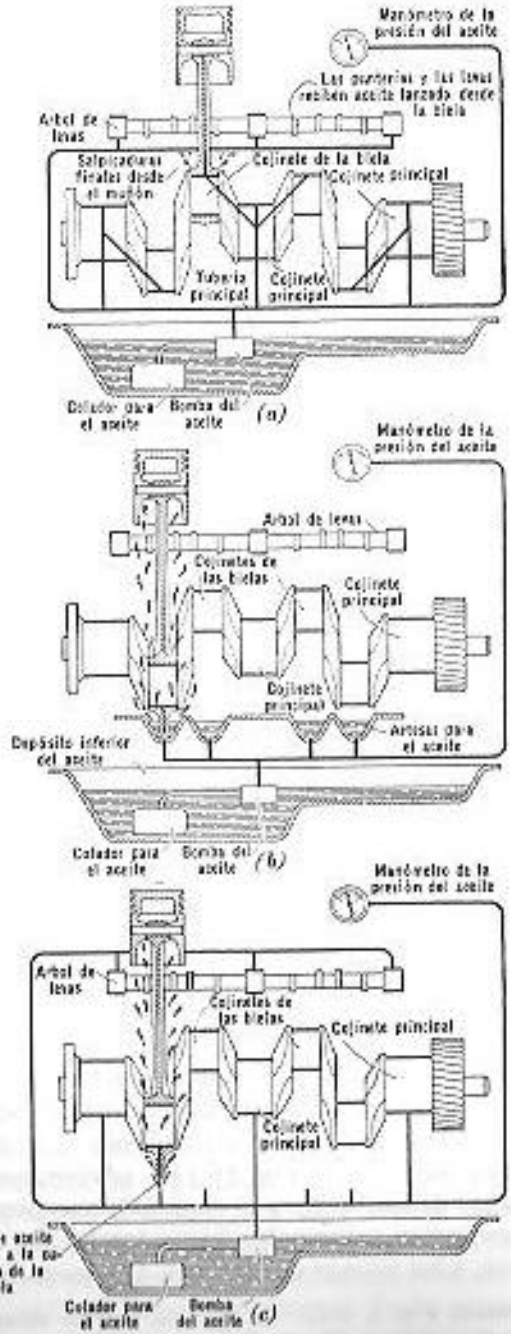


FIG. 16-14. Vistas diagramáticas de los sistemas de lubricación (*a*) sistema de presión total; (*b*) sistemas de salpicadura; (*c*) sistema de salpicadura modificado

culata, tienen generalmente una tubería de aceite, descargando en una barra hueca que soporta a los balancines. De ahí puede fluir a través de los balancines hacia las guías de las válvulas y hacia la barra de empuje y las punterías.

16-11. **Recubrimientos resistentes al desgaste.** El desgaste proviene tanto de la interacción mecánica como molecular entre las superficies en rozamiento. El desgaste mecánico o *abrasión* es ocasionado por salientes de una de las superficies, que se acomodan con depresiones de la otra superficie acoplada, ocasionando corte del material. La abrasión, también puede ser ocasionada por la presencia de partículas de un tercer material, como por ejemplo, arena. El desgaste también proviene como resultado de que las moléculas de una de las superficies sean retenidas en el campo molecular de la superficie acoplada. En este caso, las superficies quedan soldadas y cuando se separan algunas porciones de una de ellas, son rasgadas; aparecen rayas o estrías visibles y se dice que el material ha sido *raspado* o *ludido*. La práctica generalizada para reducir o evitar el raspado, es la de utilizar materiales no similares para las superficies de los cojinetes, puesto que así la atracción molecular es menor. El desgaste podrá evitarse en esencia si se mantiene una lubricación perfecta; desafortunadamente, la lubricación límite se puede presentar, especialmente durante el período de asentamiento. Por estas razones, los tratamientos químicos se emplean para producir una película superficial que nulifique la atracción molecular entre las superficies acopladas, o para que actúen como lubricante, o como una mejor superficie para mantenerlo. Usualmente, sólo una de las superficies de acoplamiento requieren ser cubiertas.

Las partes de acero y de hierro se pueden tratar[59] en una solución acuosa, caliente, de hidróxido de sodio y azufre, para obtener una superficie grabada porosa, cubierta con una película delgada de sulfuro de hierro. Se ha encontrado que mediante este procedimiento se pueden remover en parte las aristas de las herramientas, por lo cual se puede utilizar con el mismo objeto en los cilindros, émbolos, anillos para émbolo, engranes, árboles de levas y punterías.

Cuando se puede calentar la pieza sin que se afecten las propiedades físicas deseadas, hay la posibilidad de formar una capa de óxido de hierro. Los óxidos de hierro deseables (FeO y Fe_3O_4) se producen en un horno cerrado, a una temperatura de 593°C en presencia de vapor, para excluir el aire. Las aplicaciones más generalizadas del tratamiento por óxido de hierro, se tienen en las punterías y anillos para émbolo.

Se puede obtener un recubrimiento de hierro y fosfato de manganeso, empleando una solución preparada mediante carbonato de manganeso y ácido fos-

[59] Tomado de F. C. Young y S. B. Davis "Scuff and Wear Resistant Chemical Coatings". *Trans. SAE*, octubre, 1947, Pág. 626.

fórico. La capa de fosfato absorbe o mantiene el aceite lubricante y ayuda así a la lubricación. La acción de grabado del baño, produce oquedades en el metal base, lo cual es de creerse ayuda a la lubricación (Art. 16-1), aun después que el recubrimiento se ha desgastado. Se ha sugerido que el recubrimiento actúa como un abrasivo moderado y pule las superficies en contacto, hasta que el recubrimiento desaparece. El tratamiento se ha utilizado para engranes, guías de válvulas, muñones de acero que no son bien lubricados, cilindros, émbolos y anillos, punterías o botadores y balancines.

La abrasión de los materiales aparece relacionada con la propiedad de la dureza, por lo cual, se reduce el desgaste empleando superficies duras. Los cilindros y los anillos para émbolo, pueden endurecerse, bien sea mediante nitruración o bien, mediante cromado. Lo más conveniente por lo que respecta a costos, es cromar los anillos y no los cilindros. Un examen [30] sobre los anillos cromados indica que:

1. Se obtienen mejores resultados, cromando solamente el anillo superior (de compresión).
2. El cromado puede ser duro (pocas oquedades o porosidad) o poroso (con grabado y porosidad considerables).
3. Se prolonga la vida de todos los anillos, especialmente donde hay polvo (abrasivo) mediante el uso de un anillo superior cromado.
4. El desgaste del cilindro disminuye reduciendo el desgaste de los anillos.

El éxito de los anillos cromados proviene, según parece, de diferentes factores. El cromo duro resiste por sí mismo la abrasión y también reduce el tamaño y agudeza de las partículas de polvo atrapadas en las paredes del cilindro, la superficie dura resiste la penetración de las partículas abrasivas que ocasionarían que el anillo trabajara como bruñidor; el anillo cromado resiste el desgaste por raspado, posiblemente, porque el punto de fusión del cromo, es 371°C mayor que el del hierro; o quizás, debido a un menor coeficiente de fricción y mayor coeficiente de conductividad térmica. Los anillos con recubrimiento poroso de cromo fueron desarrollados para retener el aceite lubricante en mayor grado.

El éxito de los anillos cromados, proviene indirectamente de las necesidades de funcionamiento, muy severas. Los gases a alta presión dentro de la cámara de combustión, se fugan de anillo a anillo aun en el funcionamiento normal. Como consecuencia de estas fugas, la presión detrás del anillo superior es del mismo orden que la de la cámara de combustión, en tanto que detrás del segundo anillo, la presión es aproximadamente la mitad o la cuarta parte del valor máximo. Las altas presiones como éstas, aplicadas atrás de los anillos, ocasionan grandes desgastes, siendo el remedio el de reducir el ancho del anillo (alrededor de 2.4 mm para los anillos de compresión en motores para automóvil y algo más, para los anillos inferiores) así como cromar el anillo superior. Las mediciones [31] hechas, muestran que el mayor desgaste del cilindro tiene lugar al final del recorrido del anillo superior (muy cerca de la cámara de combustión) y rápidamente va disminuyendo hasta una región de desgaste casi cero (en algunos casos, vuelve a aumentar en el extremo de la carrera). Es de

[30] H. O. Mathews. "Chrome Plating to Reduce Wear", *SAE Journal*, octubre, 1947, Pág. 33; véase, además, W. G. Payne y W. F. Joachim, "Investigations on Cylinder-Liner Wear", Trans. SAE, enero, 1949, Pág. 51.

[31] Ref. 14.

BIBLIOTECA CENTRAL

creerse, [32] que más o menos la mitad de este desgaste, sea debido a la alta presión existente atrás del anillo superior. El resto del desgaste es ocasionado por altas temperaturas, mala lubricación y la corrosión proveniente quizá de los ácidos formados de los productos de la combustión [33] o de ciertos materiales formados en el aceite lubricante. [34] El alto contenido de azufre en el combustible y las bajas temperaturas obtenidas con el refrigerante, aumentan el desgaste proveniente de la corrosión. [35, 34, 35]

PROBLEMAS

1. Describir la acción del lubricante para reducir el desgaste.
2. Definir la lubricación por película.
3. Discutir cuál de las superficies, la tersa o la rugosa, sea la mejor para soportar grandes cargas. Dar los dos puntos de vista.
4. En el motor de émbolos reciprocante, seleccionar las regiones en las cuales haya más probabilidad de que exista la lubricación límite.
5. Distinguir entre aceites minerales y aceites animales o vegetales.
6. En virtud de que el agua es un compuesto polar, ¿qué sucede cuando se pone en contacto con un cojinete cubierto con aceite mineral?
7. Detallar la teoría de la acción de las moléculas polares en la región de la lubricación límite.
8. Definir la oleosidad y la viscosidad.
9. ¿Qué se entiende por un aceite compuesto?
10. Explicar la probable acción de un lubricante, para presiones extremas.
11. ¿Todos los crudos contienen parafina y asfalto? ¿Cuál es el objetivo del desparafinado?
12. ¿Un motor diesel estacionario de una planta de fuerza, requerirá aceite con índice de alta viscosidad? Explíquelo.
13. Determinar los índices de viscosidad de los aceites consignados en la Fig. 16-6. En el diagrama, sobrepónganse los aceites con índice de viscosidad (IV) cero y 100, pero con idéntica viscosidad a la del aceite de grado SAE 10, a 99°C.
14. Distinguir entre formación de cieno a altas y bajas temperaturas.
15. ¿Cuál es la distinción principal entre los aceites para motor: regular, premium y servicio pesado?
16. Distinguir entre un agente detergente y uno dispersante.
17. Establecer la teoría sobre la acción de los mejoradores de la viscosidad. ¿Puede un aceite ser clasificado igualmente como SAE 10W y SAE 30?
18. ¿Por qué el factor pV, se utiliza algunas veces como un límite en el diseño?
19. Un cojinete de muñón, puede mantener una película de aceite sin tener movimiento relativo entre la flecha y el cojinete? Explicarlo.

[32] Ref. 14

[33] C. G. Williams en la Ref. 13.

[34] L. A. Blanc, "Effect of Diesel Fuel on Deposits and Wear", Trans. *SAE*, abril, 1948, Pág. 306.

[35] C. C. Moore W. L. Kent, "The Effect of the Nitrogen and Sulphur Contents of Fuels on the Rate of Wear in Diesel Engines", Trans. *SAE*, octubre, 1947, Pág. 687.

20. Explicar las condiciones en las cuáles tiene lugar el remolino de la película de aceite.

21. Si un motor tiene cojinetes de babbitt ¿por qué es preferida la lubricación mediante bomba de aceite, en lugar del tipo por salpicadura?

22. Describir las características deseables en un material para cojinetes y compárense con las propiedades del babbitt y del cobre-plomo.

23. Transladar los datos en la Tabla 16-4 a velocidades límite (rpm), para una flecha de 50.8 mm con aceite SAE 30 (alrededor de 20 centipoises a 66°C).

24. Explicar la diferencia entre los filtros de flujo total y flujo parcial.

25. Explicar qué se entiende con el término *raspado* o *ludido*.

26. ¿Por qué razón no se cromán, tanto el cilindro como los anillos?

27. Determinar la capacidad de carga del cojinete mostrado en la Fig. 16-11*f*.

REFERENCIAS

1. Roach, A. E. "The Load-Carrying Ability of Hydrodynamic Oil Films", *Mechanical Engineering*, Vol. 71, No. 4 (Abril, 1949), Pág. 293.
2. Dunstan, A. E., Nash, A. W., Brooks, B. T., and Tizard, H. T., eds. *The Science of Petroleum*, Vols. 3 and 4. New York: Oxford University Press, 1938.
3. Kalichevsky, V. A., and Stagner, B. A. *Chemical Refining of Petroleum*. New York: Reinhold Publishing Corporation, 1942.
4. Nelson, W. L. *Petroleum Refinery Engineering*. New York: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1949.
5. Rather, J. B., and Hadley, W. C. "Diesel Lubricating Oils", ASME Epecial Hersey, M. D. "Basic Principles of Lubrication", ASME Special Publication, Feb., 1949.
6. Clower, J. I. "Fundamentals of Lubrication", *Lubrication Engineering*, Vol. 2, No. 3 (Sept., 1946), Pág. 93.
7. "Symposium on Additives for Petroleum", *"Industrial and Engineering Chemistry"*, Vol. 41, No. 5 (Mayo, 1949).
8. Stone, J. M., and Underwood, A. F. "Load Carring Capacidad of journal Bearings", *Trans. SAE*, Vol. 1, No. 1 (Ene., 1947), Pág. 56.
9. Burwell, J. T. "The Calculated Performance of Dynamically Loaded Sleeve Bearings", *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 14, No. 3, (Sept., 1947), Pág. A231.
10. Watson, R. A., and Thill, W. E. "Bearing Selection", *SAE Journal*, Vol. 52, No. 12 (Dic., 1946), Pág. 41.
11. Willi, A. B. "Bearings for Diese Engines", *Mechanical Engineering*, Vol. 64, No. 6 (Junio, 1942), Pág. 439.
12. Tichvinsky, L. M. "Diesel Engine Bearings", *Mechanical Engineering*, Vol. 67, No. 5 (Mayo, 1945), Pág. 297.
13. Landau, D. *Wear*. New York: The Nitralloy Corporation.
14. Bundy, F. P. Eagan, T. E., and Boyer, R. L. *Wear*. Mt. Vernon, Ohio: The Cooper-Bessemer. Corp.

CAPITULO 17

COMPRESORES, TURBINAS DE GAS Y PROPULSION A CHORRO

Los motores pueden requerir un compresor como componente necesario para un buen barrido o como un medio para elevar la potencia producida. La potencia de un motor queda limitada directamente por la cantidad de aire inducida. Se puede aumentar el consumo de aire aumentando el número y tamaño de los cilindros o evitando sobrepeso mediante el empleo de un compresor, para sobrealimentar con aire o con mezcla al cilindro. La sobrealimentación es una práctica normal en motores de aviación de gran potencia, obteniéndose poco peso por unidad de potencia producida.

Puesto que un sobrealimentador es un compresor, el motor sobrealimentado tendrá una relación de compresión total más alta que la relación de expansión. La gran relación de compresión trae, como consecuencia, mayor densidad y alta temperatura de la alimentación durante el encendido o la inyección. Estos efectos incrementan la tendencia del motor ECH hacia el golpeteo, pero, en cambio, disminuyen las del motor EC. De aquí que los motores EC se hayan hecho muy populares, incluso para servicio automotriz (camiones).

Si, bien, la sobrealimentación implica la existencia de presiones mucho mayores que la atmosférica al comienzo de la carrera de compresión, esto podrá no ser necesario. Es de admitir que el funcionamiento de un motor con ciclo de dos carreras dependa completamente del concurso de un soplador, pero éste nunca aumentará la cantidad de aire en el cilindro, aun cuando la presión dentro de él sea esencialmente la atmosférica. En el motor de cuatro carreras el sobrealimentador puede vencer las pérdidas de la fricción fluida en el múltiple de entrada mientras barre el volumen de compresión, y el aumento de la cantidad de aire en el cilindro será una fracción considerable del volumen de desplazamiento. Por estas razones, es más propio definir la sobrealimentación *como cualquier asistencia dada al proceso de admisión mediante un ventilador, soplador o compresor suplementarios*. Es muy usual seleccionar arbitrariamente una presión de admisión; si el compresor suministra aire abajo de la presión especifi-

cada, se dice que el motor es barrido pero no sobrealimentado, y el compresor se llama, soplador barredor.

Los compresores son también un suplemento esencial para las turbinas de gas cuando éstas funcionan como unidades generadoras de potencia por separado. Estas aplicaciones serán revisadas brevemente en este capítulo.

17-1. Compresores de desplazamiento positivo. El soplador Roots, Fig. 17-1, se utiliza para sobrealimentar a los motores, tanto a los de dos carreras como a los de cuatro carreras; sin embargo, en el primer caso se le llama, comúnmente, un soplador-barredor. El aire es llevado al interior de un volumen de desplazamiento definido, entre la cubierta y los lóbulos del impulsor, y de allí, sin compresión, hacia el extremo de descarga. Al ser descubierto el extremo de descarga, tiene lugar un reflujo de aire desde el receptor y la presión se eleva, más o menos instantáneamente, hasta el valor de la del receptor. La subsiguiente rotación del impulsor descarga dentro del receptor la mezcla del aire inicialmente atrapado, más el aire de reflujo.

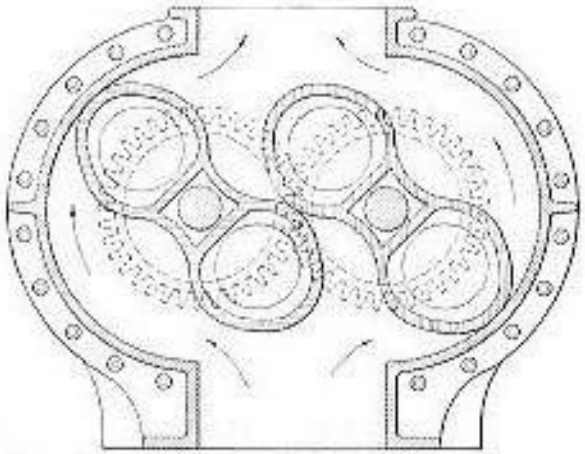


FIG. 17-1. Soplador Roots

Puesto que el proceso completo involucra el mezclado así como la compresión, la acción se nota mejor en un diagrama pV (en vez de uno pv). Fig. 17-2. Nótese que la presión aumenta abruptamente (BC) y que el movimiento del impulsor sólo ocasiona desplazamiento y no compresión. Consecuentemente, la fuerza sobre el impulsor es constante durante los procesos de admisión y descarga y el trabajo es, simplemente, fuerza multiplicada por distancia: $p_2V_D - p_1V_D$. Ya que V_D es igual a V_D, el trabajo neto requerido para mover al impulsor será

$$W = V_D\,(p_2 - p_1) \text{ pie-lb} \qquad (17\text{-}1)$$

V_D = Volumen de desplazamiento (constante),

Siendo ésta la cantidad de energía requerida para hacer girar al impulsor (independientemente de la cantidad de aire de entrada), será también la cantidad de energía añadida al sistema que incluye, el aire de entrada y el del receptor.

Cuando se prueba el soplador Roots, se obtienen curvas de rendimiento semejantes a las de la Fig. 17-3. En ellas se verifica que, como consecuencia de las fugas el volumen inducido en el desplazamiento es menor que el máximo teórico. Nótese que los impulsores de la Fig. 17-1 se mantienen ligeramente separados mediante los engranes motrices. Este huelgo y el existente entre los impulsores y la cubierta

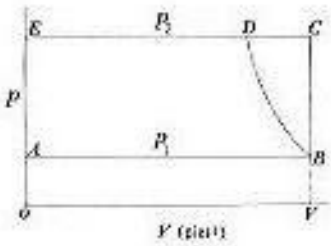


FIG. 17-2. Diagrama pV, del soplador Roots

permiten al aire fugarse, regresando hacia el lado de admisión del soplador. En este proceso de estrangulación, el aire que se escapa no proporciona trabajo [2] útil y simplemente se reúne en el conducto de admisión reduciendo el volumen disponible para el aire de entrada (además, eleva la temperatura del mismo). Las fugas de aire son aproximadamente proporcionales a la raíz cuadrada de la diferencia de presiones e independientes de la velocidad, como lo indica la Fig. 17-3, por las características de suministro, que son las líneas rectas paralelas. Por esta razón, el rendimiento volumétrico aumenta, con aumentos de la velocidad.

[1] En virtud de que el volumen de desplazamiento no es fácil de medir, se le define mejor como las porciones límites de aire que son suministradas cuando las presiones de entrada y de salida son iguales (Prob. 2).

[2] Además, la temperatura del aire, cuando éste es estrangulado atrás de la entrada, es igual a la del aire suministrado. Compárese esta acción con la del compresor de émbolo reciprocante en el que el aire en el espacio de compresión se dilata, realizando así trabajo y reduciendo su temperatura, en tanto que reduce el trabajo total del compresor.

En la Fig. 17-3, es evidente el efecto de la fuga de los gases calientes a bajas velocidades, como queda mostrado por las características de elevación de la temperatura. En este caso, las fugas de aire corresponden a una gran fracción del desplazamiento total (bajo rendimiento volumétrico) y, en consecuencia, cuando tiene lugar el proceso de reflujo todavía se obtienen temperaturas mayores. En otras palabras, una gran parte del trabajo suministrado se utiliza para volver a comprimir el aire que se había escapado del compresor.

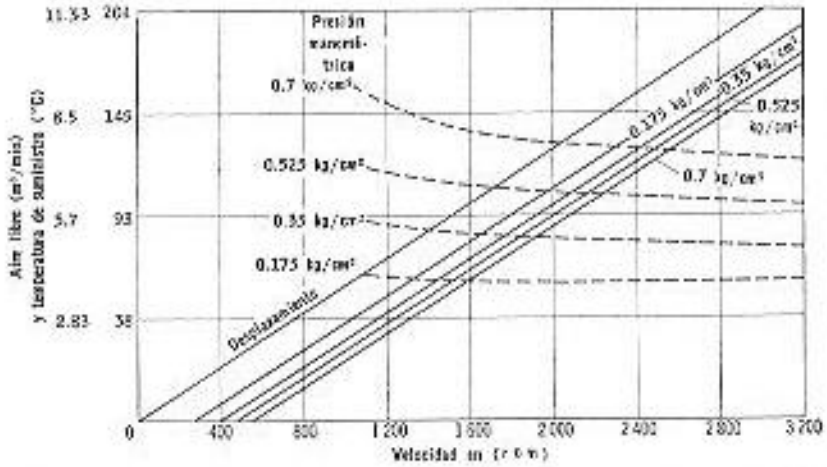


FIG. 17-3. Capacidad de aire y temperatura de suministro (líneas punteadas) para el soplador Roots. Admisión 38°C, 1.00 kg/cm² abs (Tomado de Pigott, Ref. 4.)

De la Fig. 17-3 se deduce lo conveniente del soplador Roots, para sobrealimentar al motor de émbolo reciprocante. Nótese que el peso del aire suministrado a presión constante, aumenta en proporción lineal con la velocidad, puesto que esa es la característica de la curva de aire libre. Por lo tanto, si el soplador Roots se acopla al motor mediante engranes, a medida que aumente su velocidad [1] tenderá a proporcionar dentro del múltiple presiones un tanto elevadas. Esta característica no es inconveniente en un motor ECH, porque así se evita el golpeteo a bajas velocidades; y no es inconveniente en el motor EC, puesto que en él se requiere una mayor cantidad de aire con los aumentos de velocidad [es por este hecho que la bomba común inyectora de combustible, tiene características elevadoras (Fig. 12-8)]. El

[1] Prob. 6.

soplador Roots es accionado, ya sea mediante engranes o mediante transmisión por banda, a velocidad relativamente bajas (igual o ligeramente mayor que la velocidad del motor). Por otra parte, el soplador no es eficiente debido a la pérdida (fugas) y a la compresión del tipo de desplazamiento. Estas faltas de eficiencia no son serias para bajas relaciones de presión entre p_2 y p_1 (las relaciones inferiores a 1.5 corresponden a presiones manométricas en el múltiple, de 0.49 kg/cm², al nivel del mar). Por estas razones, el soplador Roots se utiliza ampliamente para fines de barrido o para sobrealimentar motores de velocidad variable que requieren poco empuje (bajas relaciones de presión).

Se pueden retener las características deseables del soplador Roots y reducir a un mínimo los rasgos indeseables, desarrollando una bomba rotativa con desplazamiento fijo, la cual comprimirá el aire hasta la presión final sin retorno del flujo. La inspección de la Fig. 17-2 muestra que la compresión del aire atrapado permitirá seguir una trayectoria tal y como la *BD* y en consecuencia el trabajo se reducirá desde *ABCE* hasta *ABDE*. Cuando las relaciones altas, de la presión, exhiben un ahorro atractivo por el tamaño del área *BDC*, se emplean dichos compresores rotativos (principalmente en las turbinas de gas). En uno de los diseños (Lisholm-Elliott) se construyen los impulsores como roscas de tornillo, entrando el aire a la cubierta por un extremo. A medida que gira el impulsor, disminuye progresivamente el volumen del aire atrapado antes de que quede descubierta la lumbrera de descarga. En otros diseños, un rotor con aspas deslizantes, dentro de una cubierta excéntrica, proporciona el mismo tipo de compresión. En tales formas, la presión se eleva hasta el valor de descarga sin reflujos.

17-2. Compresor centrífugo. El compresor centrífugo se emplea, comúnmente, para sobrealimentar o barrer el motor de combustión, especialmente cuando la velocidad del motor es relativamente constante o la relación deseada de la presión es alta. Los elementos del compresor se ilustran en la Fig. 17-4 (así como en las Figs. 1-14 y 17-9). El aire penetra por el cubo del impulsor, el cual contiene generalmente unos "captadores" de entrada curvos, como se ve en la Fig. 17-4. En virtud de que las aspas giran a alta velocidad (hacia la derecha cuando se ve el impulsor de frente), la velocidad relativa del aire que entra a las aspas en movimiento, estará en dirección tangente con respecto a las superficies curvas de entrada, si la admisión debe hacerse sin impactos o fricción. De ahí pasa el aire a través de los

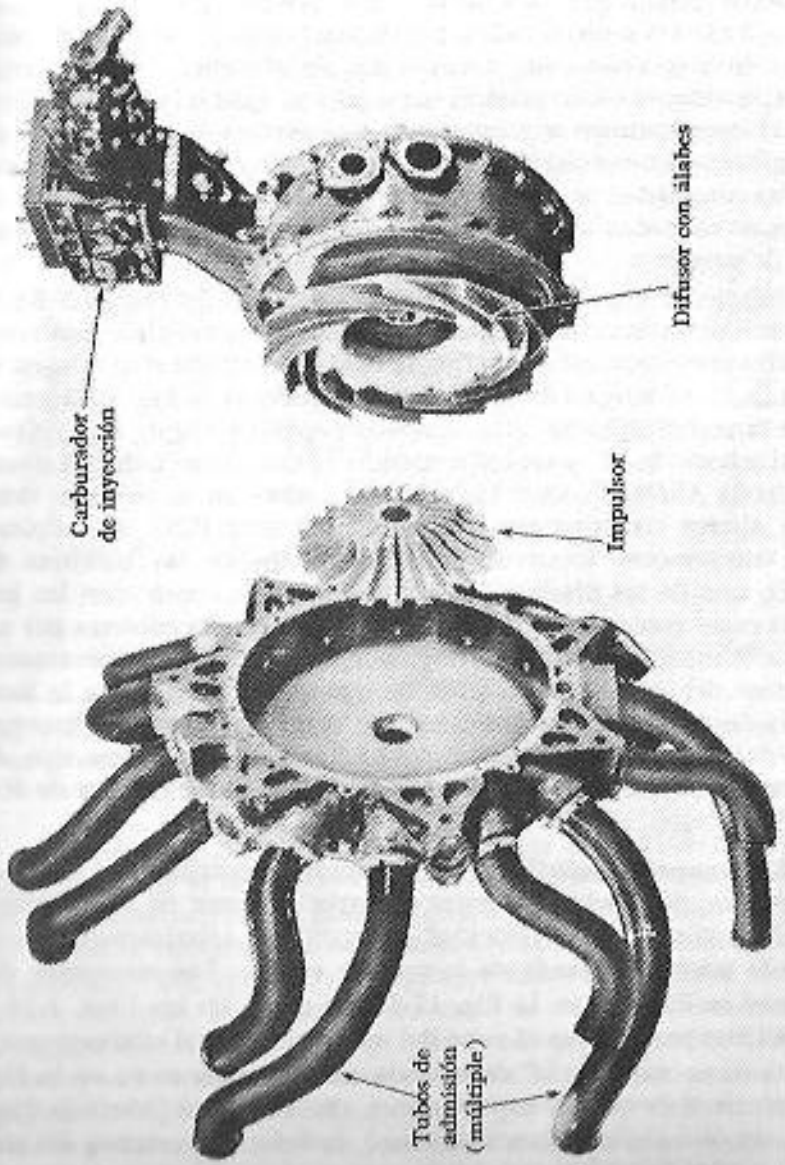


FIG. 17-4. Sobrealimentador centrífugo

conductores radiales por la acción de la fuerza centrífuga, se puede visualizar[1] el aumento de la presión soportada por el fluido al pasar a través del impulsor, considerando primero el movimiento impartido al fluido cuando quede interrumpida la salida. En estas condiciones, el aire sufre en cada radio la acción de la fuerza centrífuga, la cual aumenta a medida que aumenta el radio. El fluido que soporta la fuerza centrífuga es comprimido y, en consecuencia, su presión será progresivamente mayor a medida que aumenta el radio. A la compresión por rotación se le llama, muy característicamente, *compresión*

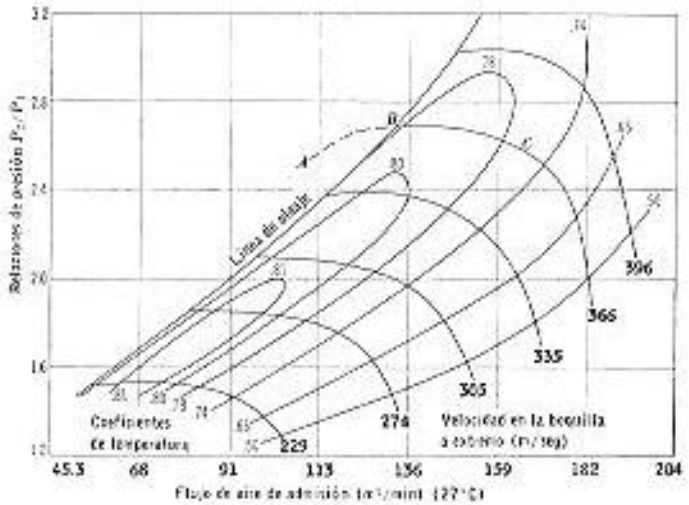


FIG. 17-5. Diagrama típico del comportamiento del compresor centrífugo. (Tomado de Campbell y Talbert, Ref. 3.)

centrífuga. Cuando tiene lugar la compresión a través de conductos radiales se puede sobreponer un tipo diferente de compresión sobre el efecto centrífugo. Nótese que la compresión del fluido, le permite ocupar un volumen cada vez menor, a medida que se aleja del cubo, aun cuando el ducto diverja y ofrezca una gran área para el flujo en el perímetro. Por estas dos razones, disminuye la velocidad relativa del fluido al pasar del cubo al perímetro. A esta conversión[2] de la velocidad (energía cinética), junto con la consiguiente elevación en

[1] Adaptado de la Ref. 2.

[2] K. Campbell, en la discusión de la Ref. 2, establece que la Wright Aeronautical Corporation, mantiene constante el área del pasaje del impulsor con objeto de hacer mínima la compresión por el difusor. Con esto se incrementa la velocidad radial en el exterior de la rueda y se requiere, de parte del difusor una mayor conversión de velocidad. Se dice que este diseño proporciona mayor eficiencia.

la presión, se le llama *compresión por difusor*, porque ocurre el mismo proceso en el difusor de un venturi (Art. 3-22).

El fluido que abandona al impulsor tiene una velocidad absoluta de gran valor que proviene de la alta componente tangencial impartida por la velocidad de la rueda (304 m/seg y más), así como de la componente radial a través de los ductos. Esta alta velocidad es reducida en las aletas estacionarias del difusor con el aumento consiguiente de la presión y, en consecuencia, se asegura el tercer efecto de la compresión — en este caso, después que el fluido ha abandonado al impulsor.

Cuando se prueba el compresor centrífugo a diferentes velocidades se puede trazar un diagrama semejante al de la Fig. 17-5. Supóngase que la prueba se efectúa con una velocidad de 363 m/seg; en el extremo del impulsor y con relación de presiones igual a 2. Si se restringe la salida del flujo de aire aumentará la relación de las presiones del compresor en un intento por contarrestar la restricción. Estas características opuestas a los cambios del flujo están presentes en la región estable *BC* en la que es negativa[4] la pendiente de las características del compresor. Sin embargo, con la continua restricción del flujo el funcionamiento es forzado a volver a la zona inestable *AB*. En ella, disminuye la relación de la presión del compresor no oponiéndose la restricción al flujo y, por lo tanto, puede surgir en el tubo de suministro un aire de alta presión que regresa a través del compresor. Pero con este alivio de la presión, responde el compresor intentando aumentar su relación de presión y nuevamente se experimenta un oleaje de retorno. Por lo tanto, atrás y adelante en el sistema del compresor, tendrá lugar un oleaje de alta frecuencia de aire. La región del oleaje se identifica notando que cuando se presenta una pequeña desviación del estado de flujo constante, la compensación ofrecida por el compresor y el sistema tiende a hacer mayor la desviación. La región en la cual principia[5] el oleaje es:

1. Aquella en la cual la pendiente de las características del compresor sea positiva.
2. La gobernada por la capacidad volumétrica y la orientación del compresor y sus aditamentos.
3. La afectada por la inclinación de la pendiente de la característica del compresor.

[4] Se encuentra una situación análoga para el funcionamiento sobre la pendiente negativa de la curva del par de arranque del motor.

[5] R. O. Bullock, W. W. Wilcox y J. J. Moses, *Experimental and Theoretical Studies of Surging in continuous Flow Compressors*, NACA Report No. 861 (1946).

Si se instala un sobrealimentador centrífugo en un motor de velocidad variable, tenderá a proporcionar una elevación rápida de las presiones de empuje con los aumentos de la velocidad. El efecto de la sobrealimentación aumentada, con respecto a la proporcionada por el soplador Roots, se ilustra en la Fig. 17-6.

El diagrama de comportamiento de la Fig. 17-5 tiene como abscisas al volumen de admisión, siendo este parámetro independiente de la presión de admisión. En consecuencia, estrangulando la admisión hacia el sobrealimentador no tendrá efecto sobre el comportamiento, suponiendo, por supuesto, que la restricción de salida se ajusta para mantener el mismo volumen del flujo (en unidades de metros cúbicos por minuto de aire de entrada), así como la relación de presión. Sin embargo, un cambio en la temperatura de la admisión cambia la velocidad local del sonido a través del sobrealimentador y, en consecuencia se modifica la relación de la velocidad del aire, a la velocidad del sonido, junto con las alteraciones en el comportamiento. El diagrama de comportamiento de la Fig. 17-5 se puede ajustar mediante factores de corrección para tomar en cuenta la temperatura, y una vez hecho tal ajuste se le puede emplear para predecir el comportamiento bajo todas las condiciones de funcionamiento y todos los estados del aire de admisión.

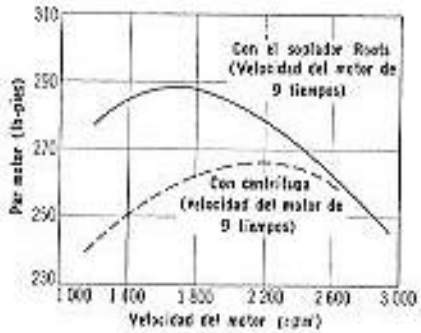


FIG. 17-6. Comparación del rendimiento del motor ECH con dos tipos de sobrealimentadores. (Cortesía de R. L. Weider, *White Motor Co.*)

17-3. Relaciones del rendimiento. El trabajo necesario para comprimir un fluido en condiciones de flujo estable se puede encontrar mediante un balance de energía:

$$-W = (h_2 - h_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2gJ} - Q \qquad \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right) \tag{3-4}$$

Esta ecuación puede simplificarse en su aspecto considerando que h_1 y h_2, sean los valores de impacto (estancamiento) o, bien, suponiendo que las velocidades en los puntos en los cuales se miden la temperatura y la presión sean despreciables. Adoptando por simplicidad el último punto de vista, el trabajo en función de las temperaturas estáticas será:

$$-W = c_p(T_2 - T_1) - Q \qquad \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right) \qquad (17\text{-}2)$$

La Ec. (17-2) es perfectamente general para todas las máquinas en las cuales el fluido es semejante en sus propiedades. Si el proceso de compresión es considerado como adiabático y reversible, esto es, isoentrópico, se relacionan las temperaturas y las presiones mediante:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = r_p^{\frac{k-1}{k}} \qquad (3\text{-}27)$$

Combinando las Ecs. (17-2) y (3-27) e incluyendo los factores de conversión,

$$\text{hp}_{\text{isoentrópico}} = \frac{mc_pT_1(r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1)427}{76} \qquad (17\text{-}3)$$

m = proporción del flujo (kg/seg)
c_p = poder calorífico (kcal/kg-°K)

La Ec. (17-3) [y también la Ec. (17-2)], indica que la potencia necesaria para comprimir un fluido depende directamente de la temperatura inicial (T_1) y de la relación de las presiones (r_p). En algunos casos se sustituye en la Ec. (3-27) la temperatura T_2 del sobrealimentador real, determinándose así un exponente ficticio. Este valor de n se puede sustituir en lugar de k en la Ec. (3-27) para encontrar la potencia verdadera en hp (así el denominador contiene una fracción de la potencia consumida en los cojinetes):

$$\text{Rendimiento en la flecha} = \eta_s = \frac{\text{hp}_{\text{isoentrópico}}}{\text{hp}_{\text{real en la flecha}}} \qquad (17\text{-}4)$$

A este rendimiento se le llama más comúnmente el rendimiento "adiabático" de la flecha, aun cuando en realidad éste es un movimiento isoentrópico en la flecha. Este tipo de inconsistencias se encuentra con frecuencia en la literatura técnica.

En virtud de que las pérdidas de calor por radiación, conducción y convección son pequeñas, se puede despreciar el término de Q en la Ec. (17-2). Por lo tanto, el rendimiento para un proceso de compresión, referido a la compresión isoentrópica, se indica mediante un *coeficiente de temperatura*:

$$\eta_a = \frac{\text{trabajo de la compresión isoentrópica}}{\text{trabajo de la compresión real}} = \frac{(T_2 - T_1)_{\text{isoentrópico}}}{(T_2 - T_1)_{\text{actual}}} \qquad (17\text{-}5)$$

Se le designa mejor como el coeficiente de temperatura el rendimiento isoentrópico, aun cuando, desafortunadamente, se le conoce como *rendimiento adiabático* (probablemente porque se calcula sólo para compresores en los que Q es esencialmente cero). Nótese que el coeficiente de temperatura difiere del rendimiento en la flecha porque esta última incluye la fricción mecánica de la máquina real (y también se aplica el rendimiento en la flecha a los compresores con dispositivos de refrigeración).

Considérese que el aire entra al compresor con una velocidad V_1 perpendicular al impulsor, abandonándolo con una velocidad V_2. Por lo tanto, la única fuerza F proveniente de la componente tangencial de V_2 es la que se opone a la rotación y esta fuerza es igual a:

$$F = \frac{m\Delta V}{g_c} = \frac{mV_{\text{tangencial}}}{g_c} \qquad (\text{kg})$$

La velocidad de aplicación de la fuerza es $2\pi rN$ m/seg y

$$\text{hp} = \frac{mV_{\text{tan}}}{g_c(76)}(2\pi rN)$$

Pero $2\pi rN$ es la velocidad tangencial o velocidades en el extremo del impulsor y para un número infinito de aspas radiales:

$$V_{\text{tan}} = V_{\text{en el extremo}}$$

$$\text{hp}_{\text{ideal}} = \frac{mV^2_{\text{en el extremo}}}{76\,g_c} \qquad (17\text{-}6)$$

La Ec. (17-6) especifica la potencia requerida por un compresor centrífugo con aspas radiales para las condiciones ideales en las que cada elemento del fluido que abandona al impulsor tiene la misma velocidad tangencial que la del impulsor.

Si el compresor de la Ec. (17-6) tiene un difusor perfecto, podrá esperarse una relación de presión limitadora o ideal. Pero en los

compresores reales se alcanza una relación menor de la presión debido a las pérdidas en el impulsor y en el difusor. Se puede definir un *coeficiente de presión*,

$$\text{Coeficiente de presión} = \frac{\text{relación real de la presión}}{\text{relación ideal de la presión}} \qquad (17\text{-}7)$$

Para valorar la Ec. (17-7) deberá valuarse la relación ideal de la presión. Esto se puede eludir sustituyendo la Ec. (17-6) en el denominador de la Ec. (17-7) y la potencia isoentrópica en hp basada en la relación medida de la presión en el numerador:

$$\text{Coeficiente de presión} = \frac{c_p T_1\left(r_p^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)427}{V^2_{\text{en el extremo}}/g_c} \qquad (17\text{-}8)$$

La Ec. (17-8) muestra que dos puntos en la Fig. 17-5, con el mismo coeficiente de presión, tienen relaciones de presión que quedan referidas al cuadrado de sus velocidades:

$$\frac{c_p T_1\left(r_{p1}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{V_1^2} = \frac{c_p T_1\left(r_{p2}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{V_2^2}$$

$$\frac{r_{p1}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{r_{p2}^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^2 = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \qquad (17\text{-}9)$$

Nótese, sin embargo, que la presión de descarga y la velocidad del soplador centrífugo no están relacionadas directamente.

EJEMPLO 1. Un sobrealimentador con relación de presión igual a 2, rendimiento en la flecha de 75%, coeficiente de presión de 0.8 y rendimiento mecánico de 97%, está funcionando en una altura de 6 092 m (sin refrigeración). Determinar (*a*) la potencia requerida para mover el compresor, (*b*) el coeficiente de temperatura, (*c*) el exponente n asignado a la compresión, (*d*) la temperatura del aire que abandona al sobrealimentador y (*e*) la velocidad en el extremo del aspa radial del impulsor.

SOLUCIÓN. (*a*) La Fig. 17-7 indica que a 6 096 m la temperatura será de -24.4°C (248.6 K) y para esta temperatura, k es muy aproximadamente 1.4 (Fig. II del Apéndice). Mediante las Ecs. (17-3) y (17-4),

$$\text{hp}_{\text{en la flecha}} = \frac{\text{hp}_{\text{isoentrópico}}}{0.75} = \frac{0.24(249)427}{0.75 \times 76}\left[2^{0.286} - 1\right]$$

$$= 98.5 \text{ hp por kilogramo de aire por segundo}$$
$$= 1.64 \text{ hp por kilogramo de aire por minuto} \qquad \text{Resp.}$$

(*b*) El trabajo para comprimir al fluido solamente es igual a:

$$\text{hp}_{\text{fluido}} = \eta_{\text{el}}(\text{hp}_{\text{flecha}}) = 0.97(98.5) = 95 \text{ hp por kg de aire por seg.}$$

Y por definición del rendimiento "adiabático",

$$\eta_c = \frac{W_{\text{isoentrópico}}}{W_{\text{real}}} = \frac{0.75 \times 98.5}{95} = 0.775 \qquad \text{Resp.}$$

(*c*) El exponente n se puede encontrar mediante una ecuación en la forma de la Ec. (17-3):

$$\text{hp}_{\text{real}} = \frac{mc_pT_1(r_p^{\frac{n-1}{n}} - 1)427}{76}$$

$$95 = \frac{1(0.24)(249)(2^{\frac{n-1}{n}} - 1)427}{76}$$

$$n = 1.48 \qquad \text{Resp.}$$

(*d*) La temperatura del aire, después de la compresión, se encuentra mediante la Ec. (3-27):

$$T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 249(2)^{0.324} = 310\text{°K} \qquad \text{Resp.}$$

(*e*) Por la Ec. (17-8):

$$\text{coeficiente de presión} = \frac{0.75(98.5)}{V^2/76(9.81)} = 0.8$$

$$V = 262 \text{ m/seg} \qquad \text{Resp.}$$

17-4. Instalación del sobrealimentador en los aviones. La potencia proveniente de un motor no sobrealimentado, instalado en un avión, disminuye con los aumentos de altura, porque disminye la densidad del aire (Fig. 17-7). Supóngase que el motor no sobrealimentado tiene características de la potencia de altura semejantes a AA' en la Fig. 17-8. Si este motor se sobrealimenta mediante un soplador centrífugo que gira a cinco veces la velocidad del motor, supóngase que la potencia producida aumenta como lo muestra la línea BB' en la Fig. 17-8. La instalación del sobrealimentador se ilustra en la Fig. 17-9.

Podrá encontrarse que a nivel del mar con el estrangulador completamente abierto, el motor desarrollará la potencia B (Fig. 17-8)

durante un corto tiempo y luego disminuye por el sobrecalentamiento y grandes esfuerzos. Mediante pruebas muy cuidadosas se determina una potencia producida C que puede ser mantenida sin fallar. Esta será la potencia nominada al nivel del mar para determinadas rpm y se consigue mediante la estrangulación del carburador de la Fig. 17-9.

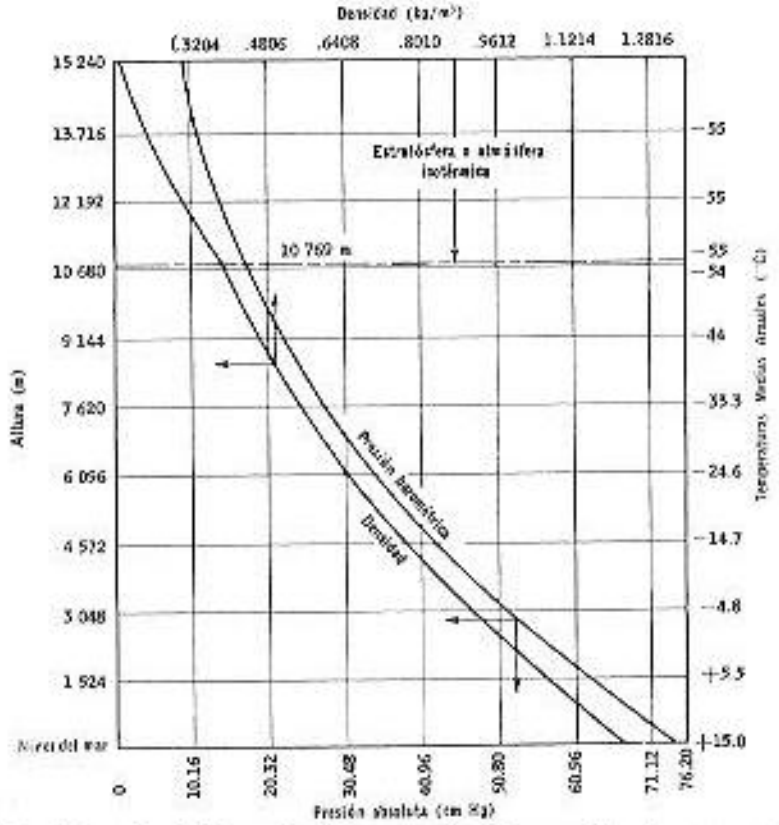


FIG. 17-7. Promedio de las variaciones anuales de la presión y la temperatura con la altura a 42 grados de latitud

A medida que el aeroplano gana altura la potencia tiende a disminuir porque disminuye la densidad del aire; pero podrá mantenerse la potencia constante mediante la apertura del estrangulador, de acuerdo con el cambio de altura. Se puede mantener la misma potencia hasta que se alcance una altura D (Fig. 17-8), en la cual el estrangulador queda completamente abierto. Nótese que la potencia requerida para mover el sobrealimentador permanece sustancialmente

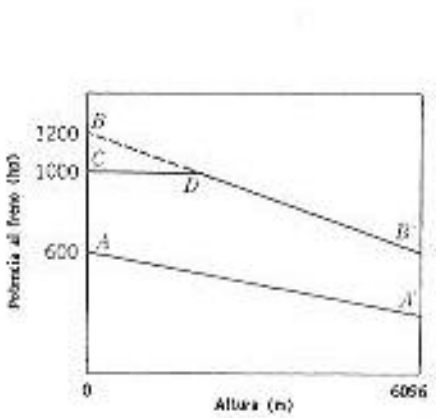


FIG. 17-8. Diagrama de altura potencia para el motor sobrealimentado

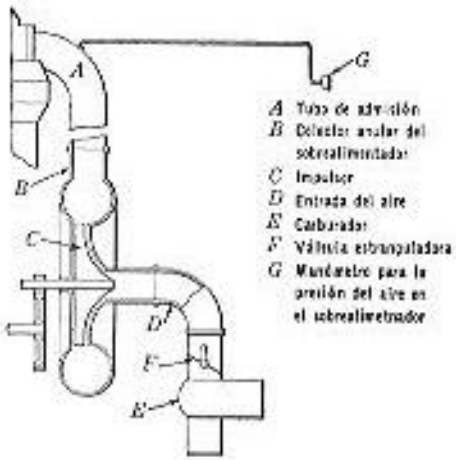


FIG. 17-9. Sobrealimentador de una sola etapa accionado mediante engranes

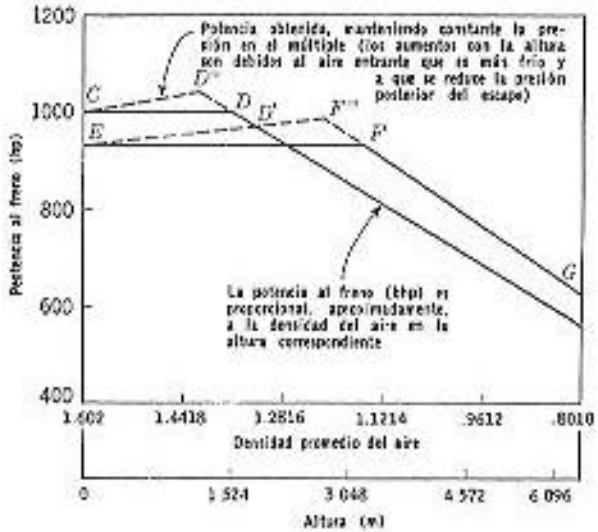


FIG. 17-10. Diagrama de altura potencia para dos velocidades diferentes del sobrealimentador

constante desde C hasta D; sin embargo, el estrangulador restringe la presión de admisión, ya que el sobrealimentador deberá manejar el mismo peso de aire para mantener una potencia constante y la rela-

ción de la presión queda determinada por la velocidad constante del soplador.

Supóngase que el sobrealimentador deba ser movido a siete veces la velocidad del motor. La potencia requerida para mover al soplador deberá ser aumentada y, por lo tanto, se limitará la potencia al freno, hasta *EF*, Fig. 17-10 [puesto que la producción de seguridad del motor es la suma de la potencia al freno (bhp), la potencia perdida en las fricciones (fhp) y la potencia del sobrealimentador]. Sin embargo, el sobrealimentador, con mayor velocidad y con alta relación de presión, ya es hábil para mantener la potencia nominada a una altura *F* mayor que la anterior, *D* (Fig. 17-10).

Adviértase que el piloto no sabe qué potencia está desarrollando el motor. En consecuencia, él mantiene una presión uniforme en el múltiple hasta que se alcanza la *altura crítica* (*D''* o *F''* en la Fig. 17-10). Por varias razones, la potencia desarrollada en la altura crítica será mayor que la correspondiente al nivel del mar. El aire más frío que entra al sobrealimentador no sólo requiere menor trabajo de compresión (por unidad de flujo) sino que, además, se puede contener una mayor cantidad de aire dentro del cilindro; este aire, mucho más frío, reduce el golpeteo que, como se ha visto, es un factor limitador al nivel del mar; además, la presión disminuida del escape aumenta el trabajo neto del ciclo, sin sumarse a las presiones máximas del mismo.

Para un buen rendimiento en alturas tanto elevadas como bajas, deberá incorporarse dentro de la transmisión del sobrealimentador un engrane elevador para aumentar la velocidad del soplador en las grandes alturas. La curva de rendimiento (Fig. 17-10) será la *CD''* para aceleración parcial y baja velocidad de la transmisión; *D''D'* para estrangulación completa y baja velocidad de la transmisión. *D'F''* para estrangulación parcial y alta velocidad de la transmisión. Es impráctico utilizar más de dos velocidades. Nótese, además, que el rotor y el difusor se diseñan para funcionar mejor a una velocidad particular.

En virtud de que el trabajo de compresión depende directamente de la temperatura del aire de admisión [Ecs. (17-2) y (17-3)], se podrán emplear dos etapas de compresión con un *enfriador entre etapas*, para reducir el trabajo requerido por el sobrealimentador (Fig. 17-11). Para aumentar la densidad del aire que entra al motor y, por lo tanto, la potencia del motor, se instala un *enfriador posterior* directamente antes del motor (y *después* del sobrealimentador). El enfriador posterior también podrá reducir la tendencia del motor al golpeteo.

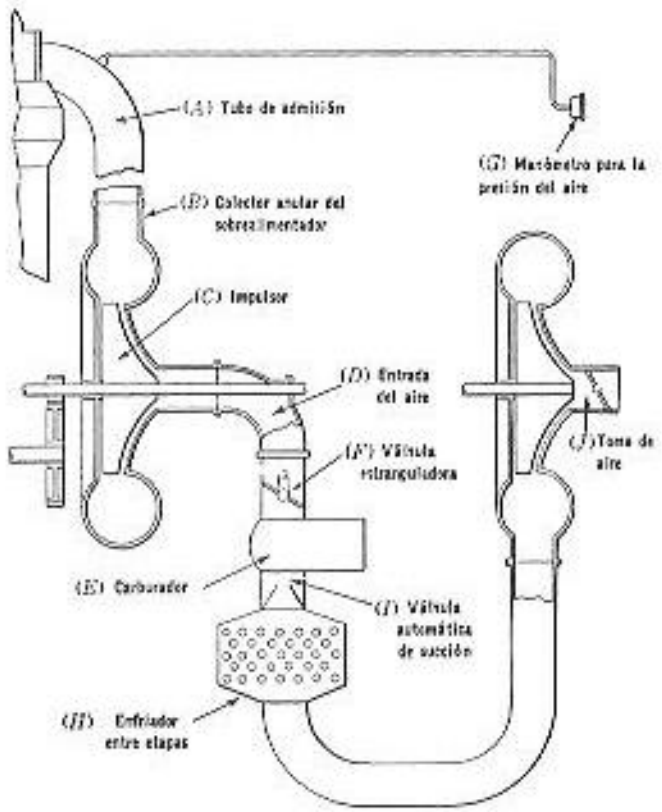


FIG. 17-11. Sobrealimentador centrífugo de dos etapas con enfriador entre etapas. (Tomado de Berger y Chenoweth, Ref. 1.)

En la Fig. 17-12 se ilustra el rendimiento del motor sobrealimentado para alturas normales, condiciones de presión constante en el múltiple, rpm y potencia producida. Estas curvas son trazadas por el constructor, a partir de datos tomados en las pruebas, siendo corregidas para las condiciones normales de la altura considerada.

EJEMPLO 2. Un aeroplano está funcionando con una velocidad del motor de 1 800 rpm y presión en el múltiple de 66.04 cm Hg abs a una altura de 1 524 m y a una temperatura atmosférica observada de 5.5°C. ¿Cuál es la potencia producida por el motor? (Utilícese la Fig. 17-12.)

SOLUCIÓN. Para la velocidad y presión dadas, se localiza el punto *A* sobre el diagrama del lado derecho y el punto *B* en el diagrama del lado izquierdo. Al

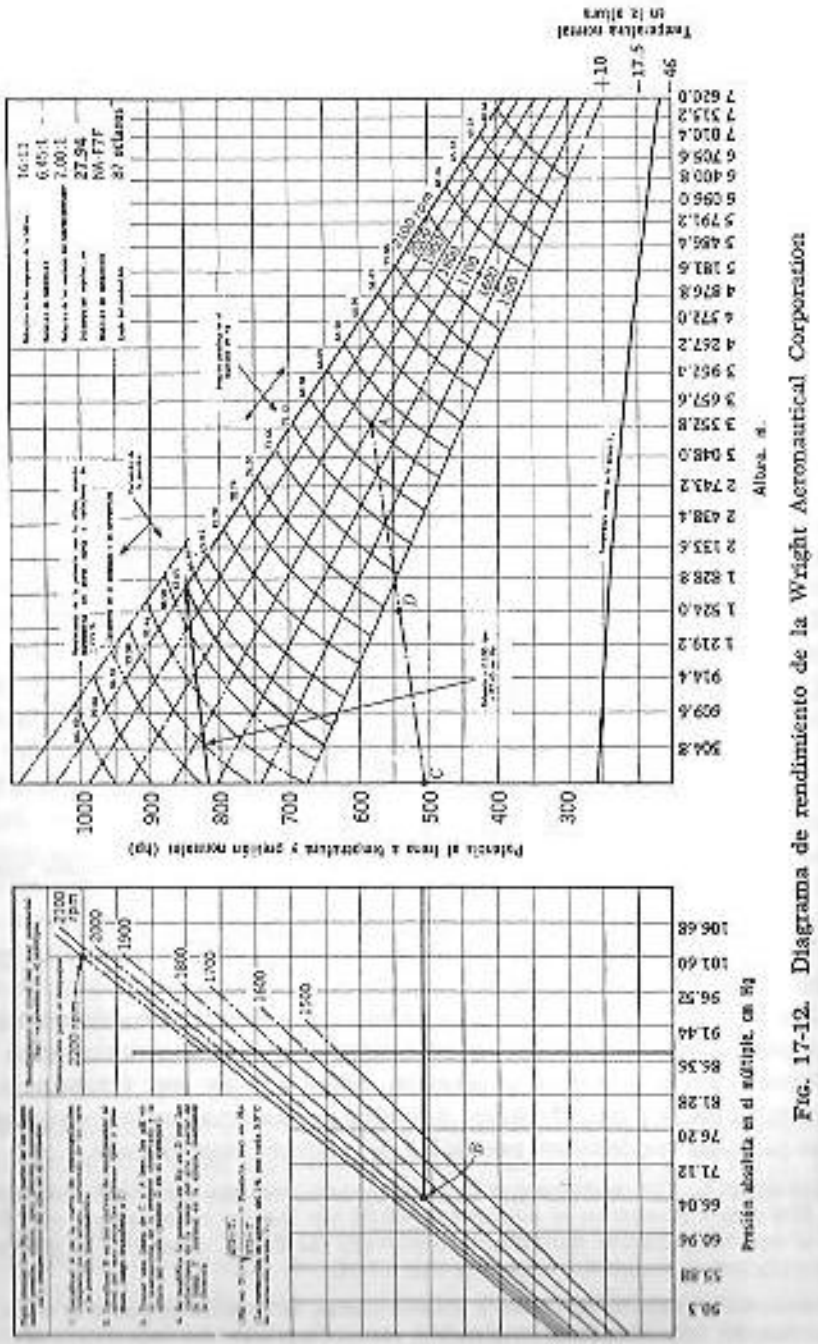


FIG. 17-12. Diagrama de rendimiento de la Wright Aeronautical Corporation

nivel del mar, el motor desarrolla 510 hp (punto *B*). En seguida se localiza el punto *C* sobre el diagrama de la derecha, trazando la línea *AC* como una velocidad constante y presión constante en el múltiple (solamente que para estrangulación parcial). En el punto *D*, donde dicha línea intercepta a la altura conocida para las condiciones dadas, resulta la potencia de 540 hp. Resp.

Nótese que el punto *C* representa las condiciones de estrangulación intensa al nivel del mar, en tanto que *A* representa condiciones de menor estrangulación a 3 353 m. La potencia en *A* es mayor que en *C* por dos razones: La presión posterior del escape en el motor es menor en la altura *A* y el aire que entra al motor es más frío, puesto que la temperatura inicial antes de la compresión era menor para la altura *A* que al nivel del mar.

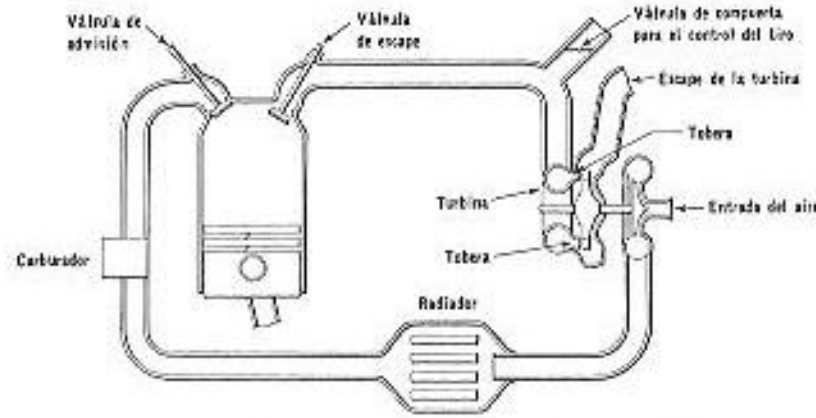


FIG. 17-13. Sobrealimentador centrífugo accionado mediante turbina accionada por el escape

El motor puede ser sobrealimentado mediante un compresor que es movido por una turbina de gas del escape Fig. 17-13. En este caso, los gases del escape no son purgados a la presión atmosférica sino a una presión intermedia, mantenida por la compuerta de control del escape. Los gases pasan a través de una tobera y se dilatan hasta la presión atmosférica, adquiriendo así una alta velocidad. El impulso de los gases sobre los álabes de la turbina permite que la energía de la expansión sea transformada en trabajo que se utiliza para mover un compresor centrífugo. El aire que abandona al compresor seguirá hacia un enfriador entre etapas y a un segundo compresor conectado mediante engranes al motor (no se muestra en la Fig. 17-13). Con este tipo de instalación, el segundo soplador suministra la potencia de despegue y el motor se acelera hasta que se alcanza una altura crítica. A continuación, se saca de funcionamiento la turbina del escape mediante un ligero cierre de la compuerta correspondiente y se

podrá mantener una presión constante en el múltiple, hasta que la compuerta quede completamente cerrada. En estas condiciones se logra una verdadera altura crítica (Fig. 17-14).

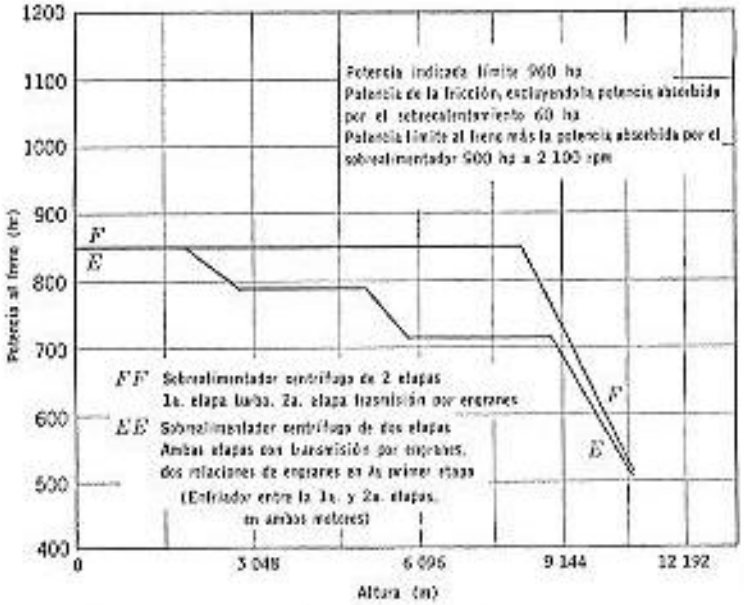


FIG. 17-14. Rendimiento potencia-altura del sobrealimentador centrífugo de dos etapas utilizando una turbina accionada mediante el escape

Puesto que la cantidad de potencia demandada por el sobrealimentador es considerable, el compresor acoplado mediante transmisión al motor reduce la potencia al freno de éste. En bajas alturas, cuando el motor está estrangulado, deberá suministrarse en esencia la misma cantidad de potencia al sobrealimentador que para estrangulación total. La turbina del escape utiliza la energía de dilatación de los gases del escape, que en otra forma se desperdiciarían y, por lo tanto, la energía no es sustraída directamente de la producida por el motor. Para bajas alturas, se puede ajustar la derivación de los gases del escape para que suministren solamente el refuerzo requerido por el múltiple para la potencia solicitada haciendo que trabaje la turbina a velocidad reducida. Esta novedad de la velocidad variable, reemplaza al proceso usual de estrangulación como medio de control.

Por otra parte, en las alturas el motor desarrolla más potencia si la presión del escape es baja y la turbina del escape eleva la presión

posterior. Un aeroplano bien diseñado, con sobrealimentador movido mediante engranes, deberá desviar los gases del escape a través de toberas exteriores especiales, hacia la parte de atrás del aeroplano obteniendo un efecto considerable de propulsión. Esta ganancia adicional de potencia no queda indicada en los diagramas de rendimiento, semejantes a los de la Fig. 17-12. Sin embargo, tales desventajas son pequeñas en proporción a las ventajas ganadas y los turbocargadores se emplean extensamente siempre que se requiere un alto rendimiento en las alturas.

Los análisis del proceso de purga, para valorizar la energía disponible en los gases del escape, se encuentran en los Arts. 6-9, 6-10 y 6-13; las tablas de Hottel se pueden emplear para tener precisión (Prob. 33, Cap. 7).

17-5. Instalación en el piso. Para la transportación y servicio estacionario se emplean, generalmente, los sopladores tipo Roots y Elliott. Los detalles de su instalación se ilustran mejor mediante problemas (Probs. 6 y 22). En general, la potencia indicada del motor puede aumentarse en relación directa con la cantidad de aire (y combustible) en el cilindro (Art. 13-7). Pero el rendimiento térmico indicado no cambia puesto que la relación de expansión es invariable. En consecuencia, mientras se obtenga más trabajo indicado, deberá añadirse un aumento proporcional de combustible. Por lo tanto, la potencia al freno no aumenta en relación directa con el aumento de combustible, puesto que una parte de la ganancia en potencia deberá utilizarse para mover al compresor. Luego, como una regla general, los motores sobrealimentados tienen un mayor consumo específico de combustible al freno de lo que tienen los motores similares, pero sin sobrealimentar (a menos que la sobrealimentación produzca una combustión más eficiente, mediante un mejor barrido o mejor mezclado del combustible y el aire, o mediante la disminución de los porcentajes de pérdidas de calor, o mediante el reemplazo del estrangulamiento como un medio de control).

Esta conclusión falla cuando el sobrealimentador es accionado mediante una turbina eficiente, alimentada con gases del escape, ya que la energía utilizada para mover el compresor no se resta necesariamente de la energía en la flecha. El sistema[5] Buchi de sobrealimentación suministra aire al motor sin aumentar apreciablemente la presión del escape. Adviértase que la presión en el cilindro es elevada (alrededor de 7 kg/cm^2) cuando abren la válvula de escape (o la

[5] Ref. 7.

lumbrera) y, en consecuencia, la primer fuga de los gases del escape se hace desde una alta presión hasta una presión baja (la atmosférica). La válvula del escape actúa como un inyector, permitiendo que una columna de gases a alta velocidad se dirijan hacia el tubo del escape. Empleando tubos tan pequeños y rectos como sea posible, cada cilindro puede descargar dentro de las aspas de la turbina, sin el empleo necesario de inyectores suplementarios y, por ello, la energía cinética de los periodos de descarga se utilizan sin elevar en forma apreciable la presión remanente (esencialmente el esquema del Art. 6-13). En la práctica y para un motor de cuatro carreras, se hace necesario utilizar una tubería de escape por separado, para cada tres cilindros solamente, para asegurar que durante el periodo de traslape de las válvulas no haya en la misma tubería un cilindro en la etapa de escape cuando otro esté siendo barrido. El objetivo es el de evitar que la descarga se derive hacia un cilindro que va a ser barrido. Nótese, en la Fig. 17-15, que la presión del escape elevada e intermitente, queda aislada del periodo de barrido y, por lo tanto, la presión del soplador es mayor que la de los gases del escape. Adviértase, también, que el múltiple de escape de los gases no dispone de una presión constante puesto que la reflexión de las corrientes de alta velocidad ocasiona disturbios de presión (crestas) que crecerán en el múltiple con una frecuencia natural, determinada por las dimensiones físicas y velocidad del motor. Por estas razones, el múltiple del escape del sistema Buchi deberá ser "afinado" muy cuidadosamente para obtener resultados óptimos. En un motor con sobrealimentador Buchi se puede obtener un aumento de potencia de 50%, y aún más, con un consumo de combustible tan bueno, si no es que mejor, que el de un motor sin sobrealimentación.

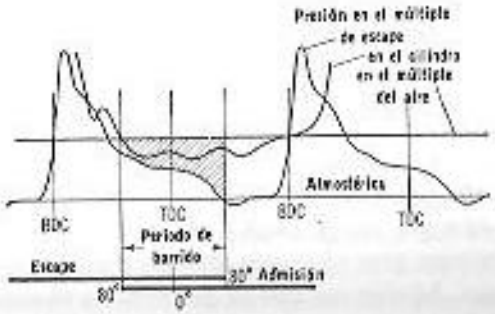


Fig. 17-15. Presiones en un motor de cuatro carreras, ocho cilindros con turboalimentación Buchi. (Tomado de Buchi, Ref. 7.)

17-6. Compresores de flujo axial. La generación y conversión de la energía de velocidad en energía de presión puede lograrse con más eficiencia con relaciones de presión bajas, ya que la turbulencia del fluido es baja. El compresor de flujo axial se puede construir con un gran número de etapas en serie y la relación de presiones en cada etapa puede ser pequeña (alrededor de 1.2) (y para n etapas la relación total será 1.2^n).

En la Fig. 17-16 se muestra la construcción de un compresor de flujo axial; en virtud de que la longitud de los álabes es pequeña se podrán considerar como representativos los vectores de las velocidades en el radio medio del rotor. El aire es guiado al interior del rotor con una velocidad absoluta V_1, y, por lo tanto, la velocidad relativa

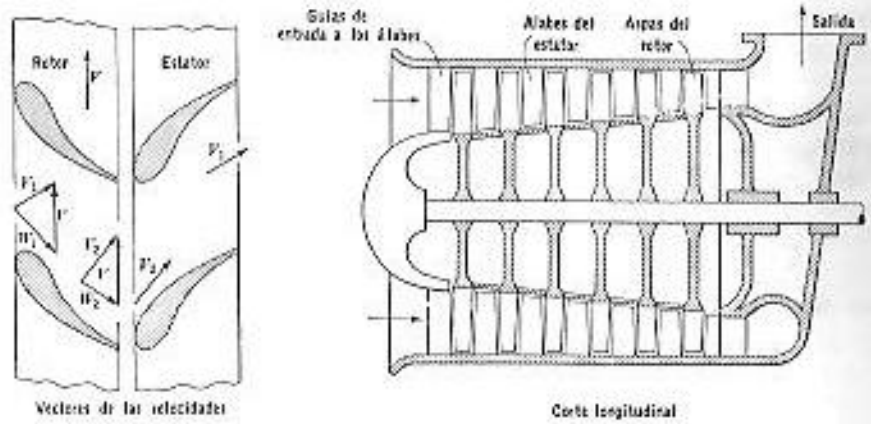


Fig. 17-16. Compresor de flujo axial

será W_1 (obtenida al sustraer la velocidad V de la rueda de la velocidad absoluta V_1). Los álabes divergentes del rotor desaceleran y cambian la velocidad relativa hacia la longitud y dirección mostradas por W_2. Esta desaceleración (efecto del difusor) da por resultado un aumento en la presión estática. Una vez que el aire abandona al rotor con velocidad absoluta V_2 (obtenida al añadir la velocidad V de la rueda, a la velocidad relativa W_2), entra al estator. Como V_2 es mayor que V_1, el aire ha tenido una ganancia en su energía cinética. El estator retarda el aire hasta su valor inicial V_1 con la consecuente elevación de la presión, en tanto que también reestablece la dirección inicial. Este proceso se repite en cada etapa de la máquina y aumenta progresivamente la presión tanto en el rotor como en el estator.

El compresor axial se utiliza extensamente en instalaciones estacionarias de las turbinas de gas, pudiendo obtenerse coeficientes de temperatura de 0.80 a 0.90 (compárense con los valores de 0.70 a 0.80 de un compresor centrífugo bien diseñado).

17-7. Turbinas de gas. Ya se ha discutido el principio de funcionamiento de la turbina de gas en el Art. 1-10; el tipo de la combustión en el Art. 4-14; el ciclo teórico de funcionamiento en el Art. 6-8; y el tipo de combustible en el Art. 8-21. La instalación completa de una turbina moderna con el compresor de flujo axial, parecerá como la de la Fig. 17-17.

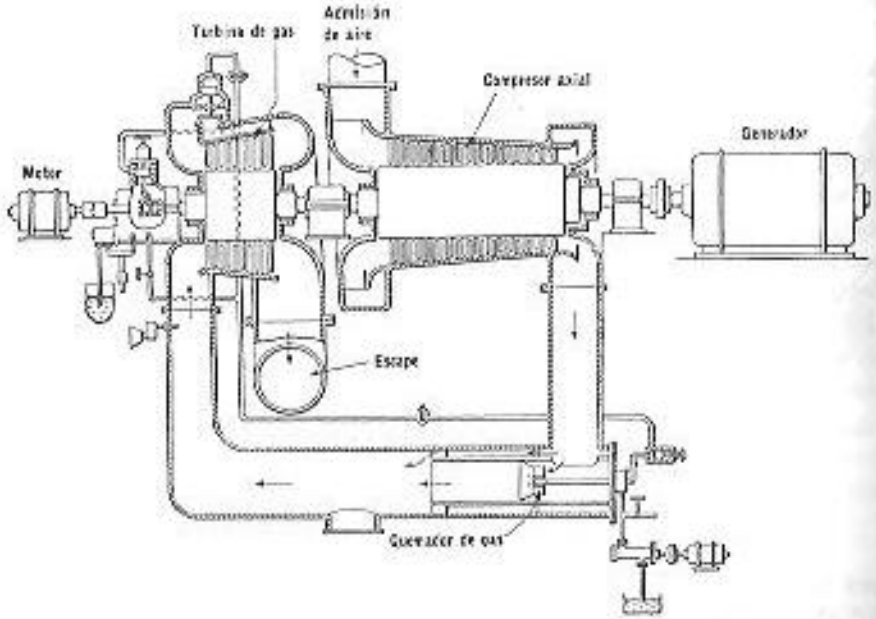


FIG. 17-17. Turbina de gas de combustión continua. (Cortesía de *Allis-Chalmers Manufacturing Company*)

El alto rendimiento térmico de una turbina de gas, utilizando altas temperaturas y expansión completa, no se ha logrado porque los materiales utilizados en la fabricación de los álabes de la turbina, así como en las toberas, no soportan las altas temperaturas. El límite aparente para funcionamiento continuo está en el margen de los 649-816°C, a pesar de lo cual la aparición de nuevas aleaciones permitirán que estas cifras sean aumentadas.

Aun cuando el rendimiento térmico del ciclo teórico es independiente de la temperatura máxima y sólo depende de la relación de las presiones, esta conclusión no es cierta para el sistema real, por razón de las pérdidas por la fricción fluida presentes en los procesos de compresión y expansión. Adviértase, en la Fig. 17-18, que si se mantiene constante T_c, en tanto que se eleva la relación de las presiones, se añadirá una cantidad de calor $[c_p(T_c - T_{b'})]$ cada vez menor. De hecho, a medida que $T_{b'}$ se aproxima a T_c se obtendrán rendimientos negativos,[1] debido a que el trabajo requerido por el compresor es mayor que el trabajo entregado por la turbina. En consecuencia, en el sistema real están presentes dos tendencias: (1) deberá elevarse la relación de presiones para obtener grandes relaciones de expansión y (2) podrán disminuirse las relaciones de las presiones para hacer mínimo el efecto de las pérdidas en los procesos de compresión y expansión. Se ha encontrado que para cada sistema de turbina de gas existe una relación de presiones óptima (Prob. 24).

El rendimiento térmico de la turbina de gas con procesos irreversibles de compresión y expansión será igual a (siendo W_c un número negativo):

$$\eta_t = \frac{W_t + W_c}{Q_A}$$

Para los gases perfectos y por definición de los rendimientos de la compresión (η_c) y de la expansión (η_e) isoentrópicas:

$$\eta_t = \frac{(h_c - h_a)\eta_c - (h_b - h_a)(1/\eta_e)}{h_c - h_{b'}} = \frac{(T_c - T_a)\eta_c - (T_b - T_a)(1/\eta_e)}{T_c - T_{b'}}$$

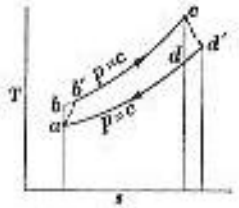


FIG. 17-18. Ciclo irreversible de la turbina de gas

Sustituyendo

$$x = \frac{T_b}{T_a} = \frac{T_c}{T_d} = r_p^{\frac{k-1}{k}} \qquad \text{y} \qquad T_{b'} = T_a\left(\frac{x-1}{\eta_c} + 1\right)$$

[1] Véase la nota al pie de la Pág. 218.

se encuentra que el rendimiento térmico es igual a

$$\eta_t = \frac{\left(\frac{T_c\eta_c}{x} - \frac{T_a}{\eta_c}\right)(x-1)}{T_c - T_a\left(\frac{x-1}{\eta_c}+1\right)} \qquad (17\text{-}10)$$

Por lo tanto, el rendimiento térmico del sistema de la turbina de gas depende de muchos factores y el valor óptimo de la relación de presiones no se determina con rapidez.

En virtud de que la turbina de gas queda limitada a relaciones de presión relativamente bajas, el gas de escape proveniente de ella está casi de modo invariable a temperaturas mucho mayores que las del aire que abandona al compresor. Por esta razón se hace factible la regeneración, pudiéndose enfriar los gases calientes del escape, calentando el aire comprimido en la forma ilustrada en la Fig. 17-19. (Y tómese nota de que las turbinas de gas eficientes, con altas relaciones de presiones, no son regeneradas.) La regeneración reduce la cantidad de calor que debiera ser añadida por el incendio del combustible y por lo tanto el rendimiento térmico aumenta. Se define el rendimiento del regenerador como:

$$\eta_r = \frac{\text{elevación real de la temperatura}}{\text{elevación máxima de la temperatura}} = \frac{t_y - t_{b'}}{t_{d'} - t_{b'}} \qquad (17\text{-}11)$$

El rendimiento térmico del ciclo regenerado es igual a:[10]

$$\eta_t = \frac{\left(\frac{T_c\eta_c}{x} - \frac{T_a}{\eta_c}\right)(x-1)}{T_c - \left\{T_a\left(\frac{x-1}{\eta_c}+1\right)(1-\eta_r) + \eta_r T_c\left[1 - \eta_c\left(\frac{x-1}{x}\right)\right]\right\}} \qquad (17\text{-}12)$$

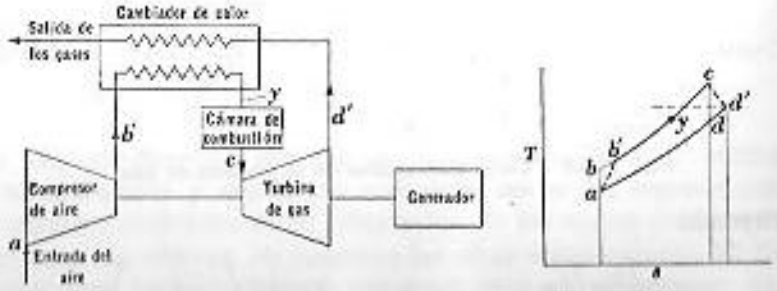


FIG. 17-19. Sistema regenerativo de la turbina de gas

[10] La deducción se encuentra en la Ref. 8.

Para las condiciones de sobrecarga, la turbina de gas puede utilizar inyección de agua como un medio para aumentar la potencia en la flecha. Cuando se añaden pequeñas cantidades de agua antes del regenerador, no sólo aumentan la potencia entregada en la flecha sino que también se eleva el rendimiento térmico. Véase, en la Fig. 17-19, que los gases del escape pueden ser enfriados teóricamente hasta T_a. El agua se bombea a través de serpentines en el regenerador (siendo despreciable el trabajo de bombeo) y luego se inyecta en el seno del aire que abandona al compresor. El agua y el aire entran al regenerador y pasará por la turbina un flujo con masa proporcionalmente mayor que la que pasa por el compresor de aire. En consecuencia, el trabajo proveniente de la turbina crece sin aumentar perceptiblemente el trabajo de bombeo del ciclo.

17-8. Plantas de fuerza combinadas. Se han propuesto muchos diseños para aumentar el rendimiento térmico de las plantas de fuerza, utilizando la energía que se pierde. Se añade un ciclo de vapor al motor de combustión, para enfriar los gases del escape y de ese modo suministrarle calor a una planta de fuerza de vapor. Puesto que la energía de salida de los gases del escape de un motor ECH convencional, representa una gran parte de la energía del combustible (alrededor de 20-30%), se pueden emplear las turbinas de gas para recobrar parte de esta energía. El turbosobrealimentador y el motor de émbolo de la Fig. 17-13 representa una forma de las *plantas compuestas generadoras de fuerza*. Es imaginable que el motor podrá ser diseñado de tal manera que el escape de la turbina suministre una cantidad apreciable del trabajo neto en la flecha y al mismo tiempo, mueva al sobrealimentador. Luego, en las paredes del cilindro quedará localizado un portillo o lumbrera que será descubierto por el émbolo muy al principio relativamente de la carrera de expansión y el flujo a través del portillo será dirigido hacia una turbina generadora de fuerza (Fig. 6-19).

El *generador de gases calientes de émbolo libre* se ha propuesto como un sustituto del motor convencional. En la Fig. 17-20 se ilustra como diagrama un diseño Sulzer (suizo) de 7 000 hp netos empleando tres generadores de gas. Los elementos principales del motor de émbolo libre, son los émbolos *A* de potencia, los émbolos *B* del compresor, el émbolo *C* de rebote y la tobera *D*, inyectora de combustible. La compresión del aire en el cilindro de rebote, en la carrera de potencia, es el principal medio para regresar los conjuntos acoplados al émbolo en la carrera de compresión del motor.

La energía de expansión de los productos de la combustión se utiliza para comprimir aire, para alimentar y barrer al cilindro de fuerza, y para almacenar energía en el cilindro botador. Mediante este arreglo no son constantes ni la carrera ni la relación de compresión, pero quedan determinadas por la masa de las partes reciprocantes y por la cantidad de combustible inyectado. Inyectando una mayor cantidad de combustible, se tiene como resultado una mayor carrera con la consiguiente mayor compresión en el cilindro botador y, por ello, mayor compresión en la carrera de retorno del émbolo de fuerza. Se evitan las presiones excesivas de compresión y combustión, controlando la compresión en las cámaras de compresión internas E mediante un portillo F. La frecuencia natural de oscilación de los émbolos se controla por medio de la masa de las partes reciprocantes, así como por medio de las presiones creadas en las cámaras E, G y H (1 000 ciclos por minuto, y más aún).

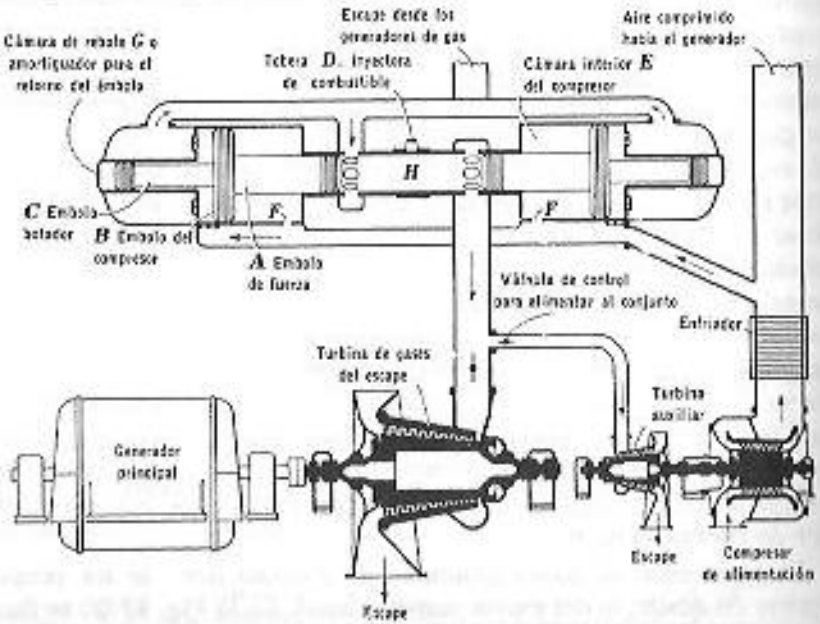


FIG. 17-20. Generador de gases calientes de émbolo libre con turbina de gas. (Tomado de Meyer, *Mechanical Engineering*, abril, 1947.)

Por supuesto que se requieren válvulas y portillos más elaborados que los mostrados esquemáticamente en el diagrama de la Fig. 17-20. Los émbolos de fuerza son obligados mediante una flecha sincronizadora y un brazo oscilante, para garantizar que sus posiciones relativas

se mantengan correctamente para un buen funcionamiento. Además, debe proveerse de un medio para el arranque, pudiendo utilizarse un suministro de aire para mover el émbolo de fuerza hacia el punto muerto superior (TDC) y, en este caso, el encendido es conveniente en la primera carrera.

El motor de émbolo libre funciona sin provocar empujes laterales del émbolo y las fuerzas de inercia no son aplicadas a las superficies principales.

17-9. Motores de chorro. Se puede producir una fuerza de reacción o empuje mediante el cambio del momentum de la corriente de un fluido. Este principio se utiliza en los motores de hélice, de chorro y los cohetes, para proveer la fuerza de movimiento.

Una forma simple de un motor de reacción es el *ariete de chorro* o *ariete retropropulsor*. Este dispositivo consiste en un ducto o tubo que contiene a un difusor (Art. 3-22), una cámara de combustión (Art. 4-14) y una tobera (Art. 3-22). Considérese un ariete de chorro viajando a una velocidad constante V, a través de una atmósfera de aire inmóvil (como si fuera el motor de propulsión de un avión). Para un observador en el avión, el aire entra al ducto con una velocidad relativa V siendo desacelerado en el difusor con la consiguiente elevación de la presión. El cambio en la energía cinética relativa del aire se puede evaluar en el caso ideal mediante la Ec. (3-8b), y puesto que no se realiza trabajo con respecto al observador,

$$\Delta \mathrm{KE}_{\text{compresión}} = -m_1 \int_{p_1}^{p_2} v_{\text{relativa}}\, dp \qquad (a)$$

Luego se quema combustible (en cantidades de m_f kg por seg) a presión esencialmente constante, aumentando la temperatura y el volumen específico. A continuación, al descargar el fluido a través de la tobera con una velocidad relativa W, desde la parte posterior del ducto, se recupera la energía cinética; en el caso ideal de valor

$$\Delta \mathrm{KE}_{\text{expansión}} = -(m_1 + m_f) \int_{p_2}^{p_1} v_{\text{relativa}}\, dp \qquad (b)$$

Puesto que el volumen específico (y la proporción del flujo de masa) fue aumentado por la combustión del combustible, se habrá producido una mayor cantidad de energía cinética en el proceso de expansión [Ec. (b)] que la que fue suministrada por el proceso de compresión, y la velocidad relativa de escape W, será mayor que la veloci-

dad relativa de entrada V. Se dispone de energía para mover al ariete retropropulsor a través de la atmósfera (y se habrá cedido trabajo con respecto a un observador parado en la tierra).

La misma conclusión es evidente al considerar la velocidad ideal W desarrollada por la tobera:

$$W = \sqrt{2Jg_c c_p T_{\text{combustión}}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \qquad (3\text{-}38b)$$

La Ec. (3-38*b*) se puede aplicar también al proceso inverso en el difusor cambiando los subíndices.

$$V = \sqrt{2Jg_c c_p T_{\text{compresión}}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$

Por lo tanto, en el caso ideal,

$$\frac{W}{V} = \sqrt{\frac{T_{\text{combustión}}}{T_{\text{compresión}}}} = \sqrt{\frac{T_{\text{combustión}}}{T_1 r_p^{\frac{k-1}{k}}}} \qquad (17\text{-}13)$$

Sin embargo, una parte de la energía producida por la expansión deberá perderse necesariamente. Esto se evidencia notando que la energía cinética residual permanece en los gases del escape. En consecuencia, los gases del escape tienen una velocidad absoluta $W - V$ y la energía cinética en la *pérdida saliente* es como sigue:

$$\text{Pérdida saliente} = \frac{m_a}{2g_c}(W-V)^2 \qquad (17\text{-}14)$$

Adviértase que las condiciones para cero pérdidas salientes son que la velocidad V del avión se haga igual a la velocidad relativa W de los gases del escape —una condición que podrá corresponder (en el caso ideal) a cero adición de combustible (calor)—. De aquí que si el ariete de chorro debe funcionar, las pérdidas salientes constituyen su acompañante necesario.

El ariete de chorro se puede convertir en una forma ligeramente diferente de motor de chorro, mediante la instalación de una turbina de gas y un compresor (tal y como el de la Fig. 17-16). Teniendo esta disposición, el aire que entra al motor es retardado y comprimido en el difusor y luego comprimido hasta una alta presión en el compresor. El fluido que abandona a la cámara de combustión pasa por la turbina de gas en su recorrido hacia la salida de la tobera, y el trabajo obtenido de la turbina se utiliza solamente para mover al compresor

de aire. A esta combinación de ariete de chorro y turbina de gas se le llama *motor turbochorro*.

Las pérdidas salientes, provenientes del ariete de chorro o del motor turbochorro, pueden reducirse (y hasta eliminarse) instalando una turbina de gases de escape. La potencia entregada en la flecha de la turbina se utiliza para mover la regulación de la hélice. El esquema común es el de emplear la combinación de las unidades del turbochorro, pero con una turbina muy grande. En este caso, el exceso de potencia arriba de la necesaria para mover al compresor se utiliza para mover a la hélice. Esta variación del turbochorro, se le llama motor de *turbohélice*. La propulsión se obtiene mediante la hélice y también del empuje de la reacción de los gases de escapes salientes. En otras palabras, por lo común estará presente una pérdida saliente, aun cuando su magnitud se haya reducido considerablemente en comparación con la del motor turbochorro.

El examen de los motores de turbochorro y turbohélice revela que se puede seguir, idealmente, la misma secuencia de procesos que la del ariete de chorro: (1) compresión isoentrópica, (2) combustión a presión constante y (3) expansión isoentrópica. Un ciclo hipotético, empleando estos procesos, es el ciclo Brayton (Art. 6-8). Este ciclo representa el rendimiento ideal o límite del motor de reacción con el máximo valor posible para el rendimiento térmico. Para lograr el rendimiento del ciclo Brayton deberán utilizarse totalmente los gases del escape. Por lo general, el motor de reacción pierde una gran parte de la energía disponible por la descarga de los gases del escape a una velocidad muy alta, con relación a la velocidad de entrada. Deberá notarse especialmente, sin embargo, que el motor de chorro trabaja con relaciones de presión mucho más bajas que los motores de émbolos reciprocantes y, en consecuencia, el rendimiento térmico tiende a ser inherentemente menor (Art. 6-8), aun cuando la pérdida saliente sea despreciable. Además, la temperatura de la combustión, limitadora, podrá demandar una baja relación de compresión para máximo rendimiento (Art. 17-7). Este último argumento podrá eludirse parcialmente en el diseño del chorro, empleando altas temperaturas de combustión que producen buen rendimiento (aun cuando poca vida). Con aumentos en la relación de las presiones para alcanzar altos rendimientos térmicos, la velocidad óptima de los gases aumenta, necesariamente [Ec. (17-13)]. Por ello, los motores de chorro han de trabajar a altas velocidades si su eficiencia debe acercarse a la del motor de émbolo reciprocante. Por otra parte, se ha obtenido una ventaja con la alta velocidad, ya que el motor de émbolo recipro-

cante emplea una hélice y el rendimiento propulsor (propulsivo) de la hélice disminuiría rápidamente al excederse la velocidad del vuelo de los 4 800 k.p h. Por estas razones, cuando se requieren altas velocidades (como en las aplicaciones militares), el rendimiento total del motor de chorro puede exceder a la combinación del motor de émbolo reciprocante y hélice, debido al mal desempeño de esta última unidad. Su construcción simple y poco peso del motor de reacción lo hacen particularmente deseable para el funcionamiento a altas velocidades en aviación.

El rendimiento del motor de chorro se puede determinar a partir del principio de Newton, de que por el cambio de momentum de un caudal que fluye se crea una fuerza. Para las condiciones en las que el aire de entrada (m_1), el flujo del combustible (m_f) y la salida de los gases del escape (m_2), ocurren todos en una proporción invariable por entre el ducto del motor de chorro, la fuerza ejercida por el caudal fluyendo (el *empuje*) es igual a:

$$T=\frac{m_2W-m_1V}{g_c}=\frac{m_1}{g_c}(W-V)+\frac{m_f}{g_c}W \qquad (17\text{-}15a)$$

Esta ecuación se puede aplicar, igualmente, al caudal que pasa a través de una hélice (el término m_f no estará presente). El empuje para un motor de turbohélice proviene de un chorro y también de una hélice y la Ec. (17.15) deberá aplicarse por separado a cada flujo del caudal.

Adviértase que una hélice tendrá una menor pérdida saliente, ya que la velocidad de escape W se podrá igualar en magnitud a la velocidad de entrada V. En este caso se desarrolla un mayor empuje manejando grandes masas de aire con cambios relativamente pequeños en la velocidad. No es particularmente deseable una mayor proporción de flujo de masas para el motor de chorro, ya que la relación W/V es fijada por las condiciones del diseño, para gran rendimiento [Ec. (17-13) y Art. 17-17].

La potencia del empuje se define como sigue:

$$\text{Potencia de empuje} = TV \qquad (17\text{-}16)$$

Un *cohete* difiere del motor de chorro en que la alimentación de combustible y oxidador se llevan en el cohete y no se requiere una corriente de aire; por lo tanto, por la Ec. (17-15*a*), el empuje es igual a:

$$T=\frac{m_f}{g_c}W \qquad (17\text{-}15b)$$

La potencia que genera el empuje de potencia se le llama la *potencia de propulsión*. Es igual a la potencia consumida en el trabajo útil y en las pérdidas:

$$\text{Potencia de propulsión} = \text{potencia del empuje} + \text{pérdidas salientes} \qquad (17\text{-}17a)$$

La potencia de la propulsión se encuentra sumando las Ecs. (17-14) y (17-16); para los motores ariete de chorro y turbochorro,

$$\text{Potencia de propulsión} = \frac{1}{2g_c}(m_2W^2+m_fV^2-m_1V^2) \qquad (17\text{-}17b)$$

y para el cohete,

$$\text{Potencia de propulsión (del cohete)} = \frac{m_f}{2g_c}(W^2+V^2) \qquad (17\text{-}17c)$$

El *rendimiento propulsivo* η_p se define como:

$$\eta_p = \frac{\text{potencia de empuje}}{\text{potencia de propulsión}} \qquad (17\text{-}18)$$

El *rendimiento térmico* η_t del motor de chorro se define como la relación de la potencia de propulsión al calor disponible, de la combustión del combustible:

$$\eta_t = \frac{\text{potencia de propulsión}}{\text{proporción de calentamiento}} = \frac{\text{potencia de propulsión}}{m_fQ_p(427)} \qquad (17\text{-}19)$$

en la cual Q_p = calor de combustión en kcal/kg.

El *rendimiento total* η se define como la relación de la potencia de empuje a la proporción de calentamiento:

$$\eta = \frac{\text{potencia de empuje}}{\text{proporción de calentamiento}} = \frac{\text{potencia de empuje}}{m_fQ_p(427)} \qquad (17\text{-}20a)$$

La comparación de las Ecs. (17-18) y (17-19) muestra que:

$$\eta = \eta_t\eta_p \qquad (17\text{-}20b)$$

El consumo específico de combustible (sfc) de los motores de chorro podrá estar basado tanto en el empuje como en la potencia, en hp, del empuje (Thp):

$$T \text{ sfc} = \frac{\text{kg de combustible/hora}}{T} \qquad (17\text{-}21a)$$

$$\text{Thp sfc} = \frac{\text{kg de combustible/hora}}{\text{Thp}} \qquad (17\text{-}21b)$$

PROBLEMAS

1. Calcular y hacer un esquema de las características del rendimiento volumétrico contra la velocidad, para los datos de la Fig. 17-3 para 0.175 kg/cm² y 0.7 kg/cm².

2. Comprobar el volumen de desplazamiento mostrado en la Fig. 17-3, poniendo en una gráfica metros cúbicos por minuto, contra la raíz cuadrada de la presión de empuje y extrapolar hasta empuje cero.

3. Calcular la potencia requerida en hp por kilogramo de aire descargado a velocidades de 800 a 2 800 rpm, y con empuje de 0.7 kg/cm², con los datos de la Fig. 17-3 para un soplador con rendimiento mecánico de 98%.

4. De los datos de la Fig. 17-3, construir las curvas de suministro para el soplador Roots con metros cúbicos de aire comprimido por minuto (a p_2T_2) como ordenadas y revoluciones por minuto como abscisas, para presiones de empuje de 0.175, 0.350, 0.525 y 0.7 kg/cm².

5. Con los datos del Prob. 4, construir curvas de suministro constante para velocidades de 1 200, 2 400 y 3 000 rpm. Consignar metros cúbicos de aire comprimido por minuto (p_2T_2) contra la presión de empuje ($p_2 - p_1$).

6. Supóngase que el rendimiento volumétrico de un motor (basado en la presión y temperatura en el extremo de descarga del sobrealimentador) sea de 84% a 1 200 rpm, 75% a 2 400 rpm, 70% a 3 000 rpm y que no cambien por la presión de empuje. El desplazamiento del motor es de 33 m³/min a 1 000 rpm. Sobreponer en la gráfica del Prob. 5 las demandas de aire del motor (en metros cúbicos de aire por minuto a p_1T_1) para velocidades de 1 200, 2 400 y 3 000 rpm. En la intersección de las curvas del motor y del compresor en cada velocidad, leer la presión de empuje que debe ser la presión de funcionamiento para esa combinación particular de compresor y motor en esa velocidad. Construir una curva que muestre la potencia del soplador en las ordenadas, y la velocidad en las abscisas, para este motor particular si el rendimiento mecánico es de 98%.

7. Explicar por qué razón aumenta la temperatura de descarga del aire a medida que disminuye la velocidad del soplador Roots (para una presión constante de empuje).

8. Establecer los tres efectos de compresión diferentes encontrados en un sobrealimentador centrífugo y explicarlos.

9. Preparara un esquema vectorial de velocidades para explicar por qué son necesarios los ganchos de entrada si el aire admitido debe pasar al impulsor sin pérdidas indebidas por fricción.

10. Mostrar, mediante un diagrama de vectores, la velocidad y sus componentes que abandonan la llanta del impulsor.

11. Explicar cómo puede construirse un ducto en el impulsor que pueda tener una acción de difusor cero.

12. Calcular el coeficiente de presión para una relación de presiones de 2 y una velocidad de 305 m/seg en el extremo de la tobera (Fig. 17-5).

13. Explicar por qué se muestra en la Fig. 17-5 una línea de oleaje y describir el método probable para definir su lugar geométrico.

14. Un aeroplano a 6 096 m utiliza 3 632 kg de aire por hora. La temperatura de salida del sobrealimentador sin refrigeración es de 66°C; el rendimiento mecánico es de 98%; y el coeficiente de temperatura de 0.70. Determinar la potencia requerida para mover el sobrealimentador.

15. Determinar el valor de n para el proceso irreversible de compresión en el Prob. 14.

16. Determinar el coeficiente de presión para los datos del Prob. 14 si la velocidad en el extremo de la tobera es de 305 m/seg.

17. Un sobrealimentador tiene un valor de n de 1.70 y requiere 1.76 hp por kg-min de aire suministrado. Para una altura de 3 050 m ¿cuál será la densidad del aire que sale del sobrealimentador? (Las pérdidas por refrigeración y fricción son de 0.277 kcal/kg de aire comprimido.)

18. Si el sobrealimentador del Prob. 17 se reemplaza por un compresor isoentrópico sin pérdidas de fricción y el motor estuviera utilizando 2 724 kg/hr de aire, ¿qué cantidad de potencia adicional estará disponible en la flecha de la hélice? (La densidad del aire entregado por el sobrealimentador debe mantenerse constante.)

19. Calcular el coeficiente de temperatura para un sobrealimentador con relación de presiones de 2.5, temperatura de salida de 138°C y temperatura de entrada de 16°C.

20. Un motor se alimenta con una relación aire-combustible de 12 y tiene un consumo específico de 0.23 kg por bhp-hr al desarrollar 1 200 hp. ¿Qué potencia requerirá un compresor isoentrópico con relación de presiones de 2 para sobrealimentar al motor? (El aire de entrada está a 261°K.)

21. Para los datos del Prob. 17, ¿qué porcentaje de la potencia necesaria para mover al sobrealimentador es recobrada por el motor en la carrera de admisión, si el motor utiliza 1 090 kg de aire por hora y trabaja a 2 000 rpm (7 cilindros de 12.7 × 15.24 cm y ciclo de 4 carreras)?

22. Para los datos de la Fig. 17-5, supóngase que un motor está funcionando con una velocidad en el extremo del sobrealimentador de 229 m/seg y suministro de 1 019 m³/min de aire de admisión. Calcular el peso y los metros cúbicos por minutos de aire comprimido recibido por el motor. Aumentar la velocidad del motor hasta la correspondiente a la velocidad de 335 m/seg en el extremo de un impulsor y supóngase que los metros cúbicos de aire por minuto, *tenidos en el interior de los cilindros*, son proporcionales a la velocidad; determinar el peso del aire y la relación de presiones desarrolladas por el sobrealimentador (solución por tanteo, ya que p_2 y t_2 son desconocidas). ¿Cuál es la probable relación de esfuerzos torsionales del motor para las dos velocidades?

23. ¿Se le puede llamar al turboalimentador de la Fig. 17-13 alimentador Buchi? Explicarlo.

24. Construir una gráfica con los rendimientos térmicos como ordenadas y las relaciones de presión como abscisas. Consignar los valores del rendimiento térmico para el ciclo ideal Brayton para relaciones de presión de 1 a 12; también consignar el rendimiento térmico de una turbina de gas con temperatura máxima de 649°C; $\eta_c = \eta_t = 0.85$ y $T_c = 289$°K. Repetir el problema pero para $T_c = 427$°C. Discutirlo.

25. Repetir el Prob. 24 con $t_c = 649$°C, pero para un sistema de turbina con regenerador de 50% de eficiencia. Repetir, pero con eficiencias del regenerador de cero y 100%.

26. Reducir la Ec. (17-12) para los tres casos de $\eta_r = 0$; $\eta_r = 1$; $\eta_c = \eta_c = 1.0$.

REFERENCIAS

1. Berger, A. L. y Chenoweth, O. "Supercharger Installation Problems", *SAE Journal*, Vol. 33, No. 6 (Junio, 1938), Pág. 472.
2. Moss, S. A., Smith, C. W., y Foote, W. R. "Energy Transfer Between a Fluid and a Rotor", *Trans. ASME*, Vol. 64, No. 6 (agosto, 1942), Pág. 567.

3. Campbell K., y Talbert, J. E. "Some Advantages and Limitations of Centrifugal and Axial Aircraft Compressors", *SAE Journal*, Vol. 53, No. 10 (octubre, 1945), Pág. 607.
4. Pigott, R. J. S. "The Supercharger and the Engine", *Trans. SAE*, Vol. 3, No. 3 (julio, 1949), Pág. 473.
5. Ryde, J. L. "The Positive Displacement Supercharger", *SAE Journal*, Vol. 50, No. 7 (julio, 1942), Pág. 304.
6. Standerwick, R. G., y King, W. J. "Superchargers for Aircraft Engines", *Trans. ASME*, Vol. 66, No. 1 (enero, 1944), Pág. 61.
7. Buchi, A. J. "Turbo Charging and Gas Turbines", *Journal of the American Society of Naval Engineers*, Vol. 60, No. 3 (agosto, 1948) Pág. 261.
8. Obert, E. F. *Thermodynamics*. New York: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1948.
9. Schweitzer, P. H., y Salisbury, J. K. "Compound Powerplants", *Trans. SAE*, Vol. 3, No. 4 (octubre, 1949), Pág. 656.

APENDICE

TABLA I. DEFINICIONES Y FACTORES DE CONVERSION

Aceleración normal de la gravedad = 32.1739 pies/seg²
= 980.665 cm/seg²
≅ 9.81 m/seg²

Constante universal de los gases $R_o = 1\,545 \frac{\text{pie-lb}}{\text{mol R}} = 1.9859 \frac{\text{Btu}}{\text{mol R}}$

$= 847.827 \frac{\text{kg-m}}{\text{mol kg-°K}} = 1.9859 \frac{\text{kcal}}{\text{mol kg-°K}}$

Presión

1 lb/plg² = 2.036 plg de Hg a 32°F = 2.307 pies de H_2O a 4°C
1 plg Hg = 0.03342 atm = 25.4 mm de Hg = 0.491 lb/plg²
1 atm (normal) = 14.696 lb/plg² = 760 mm de Hg a 32°F = 29.92 plg de Hg a 32°F
= 2 116 lb/pie² = 33.934 pies de H_2O a 60°F
= 1.0332 kg/cm² = 10.34 m H_2O a 15°C
1 atm métrica = 1 kg/cm² = 10.01 m H_2O a 15°C = 0.7356 m Hg a 0°C

Temperatura

°F = 9/5°C + 32 — Grados Rankine (°R) = F + 459.7
°C = (°F − 32)5/9 — Grados Kelvin (°K) = C + 273.2

Energía

1 Btu = 778.2 pie-lb = 252 cal
1 hp = 550 pie-lb/seg = 33 000 pie-lb/min
1 hp-hr = 2 544.6 Btu
1 kw-hr = 3 412.8 Btu
Igualdad entre las unidades del calor específico: 1 Btu/lb°F = 1 cal/g°C
1 cal/g = 1.8 Btu/lb
1 caballo métrico = hr = 0.7355 kw-hr = 270 000 kg-m = 0.9863 hp-hr

Longitud y área

1 plg = 2.54 cm
1 cm = 0.3937 plg
1 mi = 5 280 pies = 1 609 m
1 mi/hr = 88 pies/min
1 m = 3.281 pies
1 pie = 0.3048 m
1 pie² = 144 plg²
1 plg² = 6.452 cm²

Volumen y densidad

1 gal = 231 plg³ = 128 oz = 3.785 lt
1 pie³ = 28.316 lt = 7.48 gal
1 plg³ = 16.387 cm³
1 lb/pie³ = 0.01602 g/cm³

Viscosidad

$$\frac{Z}{\rho} = 2.20\ (10^{-4})\ t - \frac{1.80}{t}$$

Z = viscosidad absoluta en poises (100 centipoises)
ρ = densidad, gramos por centímetro cúbico
t = tiempo del derrame, en segundos (segundos Saybolt universal)

TABLA IIA. ECUACIONES APROXIMADAS PARA LOS CALORES ESPECIFICOS*

Gas	Peso molecular	Calor específico a presión constante (c_p), Btu lb_m^{-1} R^{-1} T = Grados Rankine	Variación R	Desviación máxima de los datos experimentales (por ciento)
N_2	28.02	$0.227+0.0000292T$	720–1900	Menos de 1
H_2O	18.016	$0.433+0.0000166T$	720–1900	.....
CO_2	44.00	$0.186+0.0000235T$	720–1900	Menos de 3
CO	28.00	$0.226+0.0000321T$	720–1900	Menos de 1
H_2	2.016	$3.35+0.0001147T$	720–1900	Menos de 1
CH_4	16.03	$0.208+0.0000617T$	720–1900	.....
O_2	32.00	$0.200+0.0000353T$	720–1900	Menos de 1
Aire	28.96	$0.220+0.0000306T$	720–1900	Menos de 1
C_6H_{14}	114.14	$0.105+0.0000486T$	720–1900	.....

* E. S. Taylor, W. A. Leary, y J. R. Diver, *Effect of Fuel-Air Ratio, Inlet Temperature and Exhaust Pressure on Detonation*, NACA Report No. 699 (1940).

TABLA IIB. ECUACIONES PARA LOS CALORES ESPECIFICOS

Gas o vapor	Ecuación c_p en Btu mol^{-1} R^{-1}	Variación R	Error máximo (porcentaje)
O_2	$c_p = 11.515 - \frac{172}{\sqrt{T}} + \frac{1530}{T}$	540–5000	1.1
	$= 11.515 - \frac{172}{\sqrt{T}} + \frac{1530}{T} + \frac{0.05}{1000}(T-4000)$	5000–9000	0.3
N_2	$c_p = 9.47 - \frac{3.47\times10^3}{T} + \frac{1.16\times10^6}{T^2}$	540–9000	1.7
CO	$c_p = 9.46 - \frac{3.29\times10^3}{T} + \frac{1.07\times10^6}{T^2}$	540–9000	1.1
H_2	$c_p = 5.76 + \frac{0.578}{1000}T + \frac{20}{\sqrt{T}}$	540–4000	0.8
	$= 5.76 + \frac{0.578}{1000}T + \frac{20}{\sqrt{T}} - \frac{0.33}{1000}(T-4000)$	4000–9000	1.4
H_2O	$c_p = 19.86 - \frac{597}{\sqrt{T}} + \frac{7560}{T}$	540–5400	1.8
CO_2	$c_p = 16.2 - \frac{6.53\times10^3}{T} + \frac{1.41\times10^6}{T^2}$	540–6300	0.8
CH_4	$c_p = 4.52+0.00737T$	540–1500	1.2
C_2H_4	$c_p = 4.23+0.01177T$	350–1100	1.5
C_2H_6	$c_p = 4.01+0.01636T$	400–1100	1.5
C_6H_{14}	$c_p = 7.92+0.0601T$	400–1100	Est. 4
$C_{12}H_{26}$	$c_p = 8.68+0.0889T$	400–1100	Est. 4

* R. L. Sweigert y M. W. Beardsley, *Empirical Specific Heat Equations Based upon Spectroscopic Data*, Georgia School of Technology Bulletin, Vol. 1, No. 3 (Junio, 1938).

TABLA IIA'. ECUACIONES APROXIMADAS PARA LOS CALORES ESPECIFICOS

Gas	Peso molecular	Calor específico a presión constante (c_p) kcal $mol kg^{-1}$ $°K^{-1}$ T = grados Kelvin	Límites de °K	Desviación máxima de los datos experimentales (por ciento)
N_2	28.02	$0.227 + 0.000052567T$	400–1056	Menos de 1
H_2O	18.016	$0.433 + 0.000029667T$	400–1056	.....
CO_2	44.00	$0.186 + 0.00011257T$	400–1056	Menos de 3
CO	28.00	$0.226 + 0.000057787T$	400–1056	Menos de 1
H_2	2.016	$3.35 + 0.0001052T$	400–1056	Menos de 1
CH_4	16.03	$0.208 + 0.0010098T$	400–1056	.....
O_2	32.00	$0.200 + 0.000063547T$	400–1056	Menos de 1
Aire	28.96	$0.220 + 0.000055087T$	400–1056	Menos de 1
C_6H_{14}	114.14	$0.105 + 0.0005748T$	400–1056	.....

* E. S. Taylor, W. A. Leary y J. R. Diver, *Effect of Fuel-Air Ratio, Inlet Temperature and Exhaust Pressure on Detonation*, NACA Report No. 699 (1940).

TABLA IIB'. ECUACIONES DE LOS CALORES ESPECIFICOS

Gas o vapor	Ecuación c_p en kcal $mol kg^{-1}$ $°K^{-1}$	Límites de °K	Error máximo (porcentaje)
O_2	$c_p = 11.515 - \frac{128}{\sqrt{T}} + \frac{850}{T}$	300–2780	1.1
	$c_p = 11.515 - \frac{128}{\sqrt{T}} + \frac{850}{T} + \frac{0.09}{1000}(T-4000)$	2780–5000	0.3
N_2	$c_p = 9.47 - \frac{1.925\times10^3}{T} + \frac{0.358\times10^6}{T^2}$	300–5000	1.7
CO	$c_p = 9.46 - \frac{1.825\times10^3}{T} + \frac{0.33\times10^6}{T^2}$	300–5000	1.1
H_2	$c_p = 5.76 + \frac{1.04}{1000}T + \frac{14.95}{\sqrt{T^2}}$	300–2220	0.8
	$c_p = 5.76 + \frac{1.04}{1000}T + \frac{14.95}{\sqrt{T}} - \frac{0.594}{1000}(T-4000)$	2220–5000	1.4
H_2O	$c_p = 19.86 - \frac{446}{\sqrt{T}} + \frac{4160}{T}$	300–3000	1.8
CO_2	$c_p = 16.2 - \frac{3.63\times10^3}{T} + \frac{0.495\times10^6}{T^2}$	300–3500	0.8
CH_4	$c_p = 4.52 + 0.0133T$	300–835	1.2
C_2H_4	$c_p = 4.23 + 0.0212T$	194–612	1.5
C_2H_6	$c_p = 4.01 + 0.0294T$	222–612	1.5
C_6H_{14}	$c_p = 7.92 + 0.108T$	222–612	Est. 4
$C_{12}H_{26}$	$c_p = 8.68 + 0.16T$	222–612	Est. 4

* R. L. Sweigert y M. W. Beardsley, *Empirical Specific Heat Equations Based upon Spectroscopic Data*, Georgia School of Technology Bulletin, Vol. 1, No. 3 (Junio, 1938).

TABLA III. VALORES DE LAS CONSTANTES DE LOS GASES

Gas	Fórmula química	Peso molecular M	R $\frac{\text{pie-lb}}{\text{lb-R}}$	c_v $\frac{\text{Btu}}{\text{lb R a 77°F}}$	c_p $\frac{\text{Btu}}{\text{lb R a 77°F}}$	k $\frac{c_p}{c_v}$
Acetileno	C_2H_2	26.02	59.39	0.361	0.285	1.27
Aire	.....	28.96	53.36	0.240	0.171	1.40
Amoniaco	NH_3	17.024	90.7	0.52	0.404	1.29
Argón	A	39.90	38.73	0.124	0.074	1.68
Butano	C_4H_{10}	58.08	26.61	0.406	0.372	1.09
Bióxido de carbono	CO_2	44.00	35.12	0.201	0.156	1.29
Monóxido de carbono	CO	28.00	55.19	0.248	0.177	1.40
Dodecano	$C_{12}H_{26}$	170.3	9.074	0.408	0.397	1.03
Etano	C_2H_6	30.05	51.43	0.418	0.352	1.19
Etileno	C_2H_4	28.03	55.13	0.360	0.289	1.25
Helio	He	4.00	386.33	1.25	0.75	1.67
Hidrógeno	H_2	2.016	766.53	3.416	2.421	1.41
Metano	CH_4	16.03	96.40	0.532	0.408	1.30
Nitrógeno	N_2	28.02	55.15	0.248	0.177	1.40
Octano	C_8H_{18}	114.14	13.54	0.407	0.390	1.04
Oxígeno	O_2	32.00	48.29	0.219	0.157	1.39
Propano	C_3H_8	44.06	35.07	0.398	0.353	1.13
Bióxido de azufre	SO_2	64.07	24.12	0.154	0.123	1.25
Vapor de agua	H_2O	18.01	85.6	0.445	0.335	1.33

TABLA III'. VALORES DE LAS CONSTANTES DE LOS GASES

Gas	Fórmula química	Peso molecular M	R $\frac{\text{kg-m}}{\text{kg-°K}}$	c_p $\frac{\text{kcal}}{\text{kg-°K}}$ a 25°C	c_v $\frac{\text{kcal}}{\text{kg-°K}}$ a 25°C	k $\frac{c_p}{c_v}$
Acetileno	C_2H_2	26.02	32.58	0.361	0.285	1.27
Aire	.....	28.96	29.27	0.240	0.171	1.40
Amoniaco	NH_3	17.024	49.76	0.52	0.404	1.29
Argón	A	39.90	21.25	0.124	0.074	1.68
Butano	C_4H_{10}	58.08	14.60	0.406	0.372	1.09
Bióxido de carbono	CO_2	44.00	19.27	0.201	0.156	1.29
Monóxido de carbono	CO	28.00	30.28	0.248	0.177	1.40
Dodecano	$C_{12}H_{26}$	170.3	4.98	0.408	0.397	1.03
Etano	C_2H_6	30.05	28.21	0.418	0.352	1.19
Etileno	C_2H_4	28.03	30.24	0.360	0.289	1.25
Helio	He	4.00	212.00	1.25	0.75	1.67
Hidrógeno	H_2	2.016	420.52	3.416	2.431	1.41
Metano	CH_4	16.03	52.89	0.532	0.408	1.30
Nitrógeno	N_2	28.02	30.26	0.248	0.177	1.40
Octano	C_8H_{18}	114.14	7.43	0.407	0.390	1.04
Oxígeno	O_2	32.00	26.49	0.219	0.157	1.39
Propano	C_3H_8	44.06	19.24	0.398	0.353	1.13
Bióxido de azufre	SO_2	64.07	13.23	0.154	0.123	1.25
Vapor de agua	H_2O	18.01	46.96	0.445	0.335	1.33

TABLA IV. ENERGIA INTERNA DE LOS GASES*

(Btu por mol lb, Referencia, 520 R)

°R	O_2	N_2	Aire	CO_2	H_2O	H_2	CO	C_2H_6	C_2H_2	$\frac{p'}{778}$
520	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1 033
537	85,0	82,5	82,5	118	101	82	82,5	640	911	1 068
540	100	97	97	139	122	96	97	756	1 077	1 072
560	200	196	196	280	244	193	196	1 536	2 188	1 112
580	301	295	295	424	367	291	295	2 340	3 336	1 152
600	402	395	395	570	490	390	396	3 137	4 518	1 192
700	920	896	897	1 320	1 110	887	896	7 668	10 967	1 390
800	1 449	1 389	1 403	2 120	1 734	1 386	1 402	12 768	18 303	1 589
900	1 989	1 905	1 915	2 965	2 366	1 886	1 913	18 471	26 530	1 787
1000	2 539	2 416	2 431	3 852	3 009	2 387	2 430	24 773	35 644	1 986
1100	3 101	2 934	2 957	4 778	3 660	2 889	2 954	31 677	45 648	2 185
1200	3 675	3 461	3 492	5 736	4 339	3 393	3 485	39 182	56 541	2 383
1300	4 262	3 996	4 036	6 721	5 030	3 899	4 026	47 288	68 323	2 582
1400	4 861	4 539	4 587	7 731	5 740	4 406	4 580	55 995	80 994	2 780
1500	5 472	5 091	5 149	8 764	6 468	4 916	5 145	65 303	94 554	2 979
1600	6 092	5 652	5 720	9 819	7 212	5 429	5 720	.....	.....	3 178
1700	6 718	6 224	6 301	10 896	7 970	5 945	6 305	.....	.....	3 376
1800	7 349	6 805	6 889	11 993	8 741	6 464	6 899	.....	.....	3 575
1900	7 986	7 393	7 485	13 105	9 526	6 988	7 501	.....	.....	3 773
2000	8 629	7 989	8 087	14 230	10 327	7 517	8 109	.....	.....	3 972
2100	9 279	8 592	8 698	15 368	11 146	8 053	8 722	.....	.....	4 171
2200	9 934	9 203	9 314	16 518	11 983	8 597	9 339	.....	.....	4 369
2300	10 592	9 817	9 934	17 680	12 835	9 147	9 961	.....	.....	4 568
2400	11 252	10 435	10 558	18 852	13 700	9 703	10 588	.....	.....	4 766
2500	11 916	11 056	11 185	20 033	14 578	10 263	11 220	.....	.....	4 965
2600	12 584	11 682	11 817	21 222	15 469	10 827	11 857	.....	.....	5 164
2700	13 257	12 313	12 453	22 419	16 372	11 396	12 499	.....	.....	5 362
2800	13 937	12 949	13 095	23 624	17 288	11 970	13 144	.....	.....	5 561
2900	14 622	13 590	13 742	24 836	18 217	12 549	13 792	.....	.....	5 759
3000	15 309	14 236	14 394	26 055	19 160	13 133	14 443	.....	.....	5 958

* Tomada de L. C. Lichty, *Internal Combustion Engines*, McGraw-Hill Book Co., Inc. (1939) y basada en los datos de Hershey, Eberhardt and Hottel, *Trans. SAE*, Oct. 1936. Pág. 409.

TABLA IV. (*Continuación*)

°R	O_2	N_2	Aire	CO_2	H_2O	H_2	CO	C_2H_6	C_2H_2	$\frac{p'}{778}$
3100	16 001	14 888	15 061	27 281	20 117	13 723	15 097	.....	.....	6,157
3200	16 693	15 543	15 710	28 513	21 080	14 319	15 754	.....	.....	6,355
3300	17 386	16 199	16 369	29 760	22 060	14 921	16 414	.....	.....	6,554
3400	18 080	16 855	17 030	30 991	23 057	15 529	17 078	.....	.....	6,752
3500	18 776	17 512	17 692	32 237	24 057	16 143	17 744	.....	.....	6,951
3600	19 475	18 171	18 356	33 487	25 067	16 762	18 412	.....	.....	7,150
3700	20 179	18 833	19 022	34 741	26 085	17 385	19 082	.....	.....	7,348
3800	20 887	19 496	19 691	35 998	27 110	18 011	19 755	.....	.....	7,547
3900	21 598	20 162	20 363	37 258	28 141	18 641	20 430	.....	.....	7,745
4000	22 314	20 830	21 037	38 522	29 178	19 274	21 107	.....	.....	7,944
4100	23 034	21 500	21 714	39 791	30 221	19 911	21 784	.....	.....	8,143
4200	23 757	22 172	22 393	41 064	31 270	20 552	22 462	.....	.....	8,341
4300	24 482	22 845	23 073	42 341	32 326	21 197	23 143	.....	.....	8,540
4400	25 209	23 519	23 755	43 622	33 389	21 846	23 823	.....	.....	8,738
4500	25 938	24 194	24 437	44 906	34 459	22 497	24 503	.....	.....	8,937
4600	26 668	24 869	25 120	46 193	35 535	23 154	25 186	.....	.....	9,136
4700	27 401	25 546	25 805	47 483	36 618	23 816	25 868	.....	.....	9,334
4800	28 136	26 224	26 491	48 775	37 701	24 480	26 533	.....	.....	9,533
4900	28 874	26 905	27 180	50 069	38 791	25 418	27 219	.....	.....	9,731
5000	29 616	27 589	27 872	51 366	39 883	25 819	27 907	.....	.....	9,930
5100	30 361	28 275	28 566	52 662	40 983	26 492	28 597	.....	.....	10,129
5200	31 108	28 961	29 262	53 963	42 084	27 166	29 288	.....	.....	10,327
5300	31 857	29 648	29 958	55 265	43 187	27 842	29 980	.....	.....	10,526
5400	32 607	30 337	30 655	56 569	44 293	28 519	30 674	.....	.....	10,724
5500	33 356	31 026	31 353	57 875	45 402	29 198	31 369	.....	.....	10,923
5600	34 161	31 726	32 051	59 183	46 513	29 978	32 065	.....	.....	11,121
5700	34 900	32 428	32 750	60 491	47 627	30 659	32 762	.....	.....	11,320
5800	35 673	33 130	33 449	61 891	48 744	31 342	33 461	.....	.....	11,519
5900	36 412	33 833	34 150	63 293	49 863	32 026	34 161	.....	.....	11,717
6000	37 149	34 537	34 852	64 297	50 985	32 712	34 863	.....	.....	11,916
6500	.....	.....	38 364	.....	.....	.....	.....	.....	.....	12,908
7000	.....	.....	41 893	.....	.....	.....	.....	.....	.....	13,901

TABLA IV'. ENERGIA INTERNA DE LOS GASES

Kcal por molkg; Referencia 289°K

Grados K	O_2	N_2	Aire	CO_2	H_2O	H_2	CO	C_2H_2	C_6H_6	Fr 427
289	0	0	0	0	0	0	0	0	0	574
298	47	46	46	66	58	46	58	358	506	593
300	56	54	54	77	68	53	54	420	598	596
311	111	109	109	156	136	107	109	853	1 216	618
322	167	164	164	236	198	162	164	1 400	1 953	640
333	233	219	219	317	272	217	220	1 759	2 510	662
389	511	498	498	733	617	493	498	4 260	6 093	772
444	805	777	779	1 178	963	770	779	7 093	10 168	883
500	1 105	1 068	1 064	1 647	1 314	1 048	1 063	10 202	14 739	993
555	1 411	1 342	1 351	2 140	1 672	1 328	1 350	13 763	19 602	1 103
611	1 723	1 630	1 643	2 654	2 037	1 605	1 641	17 598	25 360	1 214
666	2 042	1 923	1 940	3 187	2 411	1 885	1 936	21 768	31 412	1 324
722	2 368	2 220	2 242	3 734	2 794	2 166	2 237	26 271	37 957	1 434
777	2 707	2 522	2 548	4 295	3 189	2 448	2 544	31 108	44 997	1 544
833	3 040	2 828	2 861	4 869	3 593	2 731	2 858	36 279	52 530	1 655
888	3 384	3 140	3 178	5 455	4 007	3 016	3 178	....	....	1 766
944	3 732	3 458	3 501	6 053	4 428	3 303	3 503	....	....	1 876
1100	4 083	3 781	3 827	6 673	4 856	3 691	3 833	....	....	1 986
1156	4 436	4 107	4 158	7 281	5 292	3 982	4 167	....	....	2 096
1211	4 794	4 438	4 493	7 906	5 737	4 176	4 505	....	....	2 207
1267	5 155	4 733	4 832	8 538	6 192	4 474	4 846	....	....	2 317
1322	5 519	5 113	5 174	9 177	6 657	4 776	5 188	....	....	2 427
1378	5 884	5 454	5 519	9 822	7 131	5 082	5 534	....	....	2 538
1433	6 251	5 797	5 866	10 473	7 611	5 391	5 882	....	...	2 648
1489	6 620	6 142	6 214	11 129	8 099	5 702	6 233	....	....	2 758
1544	6 991	6 490	6 563	11 790	8 594	6 015	6 587	....	....	2 869
1600	7 365	6 841	6 918	12 455	9 096	6 331	6 944	....	....	2 979
1656	7 743	7 194	7 275	13 124	9 604	6 650	7 302	....	....	3 089
1711	8 123	7 550	7 634	13 198	10 121	6 972	7 662	....	....	3 199
1767	8 505	7 909	7 997	14 475	10 644	7 296	8 024	....	....	3 310

* Tomada de L. C. Lichty, *Internal Combustion Engines*, McGraw-Hill Book Co., Inc. (1939) y basada en los datos de Hershey, Eberhardt and Hottel, *Trans. SAE*, Oct. 1936. Pág. 409.

TABLA IV'. (*Continuación*)

Grados K	O_2	N_2	Aire	CO_2	H_2O	H_2	CO	C_2H_2	C_6H_6	Fr 427
1722	8 850	8 271	8 362	15 156	11 176	7 624	8 387	....	....	3 421
1778	9 274	8 635	9 736	15 841	11 714	7 955	8 752	....	....	3 531
1833	9 659	8 989	9 094	16 528	12 259	8 289	9 119	....	....	3 641
1888	10 044	9 364	9 461	17 217	12 809	8 627	9 488	....	....	3 751
1944	10 431	9 729	9 829	17 909	13 385	8 968	9 858	...	....	3 862
2000	10 819	10 095	10 198	18 604	13 938	9 312	10 229	....	....	3 972
2056	11 211	10 463	10 568	19 301	14 492	9 658	10 601	....	....	4 082
2111	11 604	10 831	10 939	19 999	15 061	10 006	10 975	....	....	4 193
2167	11 999	11 101	11 313	20 699	15 634	10 356	11 350	....	....	4 303
2222	12 397	11 472	11 687	21 401	16 210	10 708	11 726	....	....	4 413
2278	12 797	11 844	12 063	22 106	16 789	11 062	12 102	....	....	4 524
2333	13 198	12 218	12 441	22 813	17 372	11 418	12 479	....	....	4 634
2389	13 823	12 592	12 818	23 523	17 959	11 776	12 857	....	....	4 744
2444	14 005	12 966	13 197	24 234	18 549	12 136	13 235	....	....	4 854
2500	14 410	13 341	13 576	24 948	19 144	12 498	13 613	....	....	4 965
2556	14 816	13 716	13 956	25 663	19 742	12 863	13 992	....	....	5 076
2611	15 223	14 092	14 336	26 379	20 342	13 231	14 371	....	....	5 186
2667	15 631	14 469	14 717	27 097	20 845	13 600	14 741	....	....	5 298
2722	16 041	14 947	15 200	27 816	21 351	14 121	15 122	....	....	5 406
2778	16 453	15 327	15 684	28 536	22 158	14 344	15 504	....	....	5 517
2833	16 867	15 708	15 970	29 257	22 768	14 718	15 887	....	....	5 627
2889	17 282	16 089	16 357	29 979	23 380	15 092	16 271	....	....	5 737
2944	17 698	16 471	16 643	30 703	23 993	15 468	16 656	....	....	5 848
3000	18 115	16 853	17 031	31 427	24 607	15 844	17 041	....	....	5 959
3056	18 546	17 237	17 419	32 153	25 223	16 277	17 427	....	....	6 068
3111	18 978	17 625	17 806	32 879	25 841	16 654	17 814	....	....	6 178
3167	19 389	18 066	18 194	33 606	26 459	17 033	18 201	....	....	6 289
3222	19 818	18 506	18 583	34 334	27 080	17 412	18 589	....	....	6 399
3278	20 229	18 796	18 972	35 163	27 702	17 792	18 979	....	....	6 509
3333	20 638	19 187	19 362	35 721	28 325	18 173	19 368	....	....	6 620
3611	....	....	21 313	....	....	....	....	....	....	7 171
3889	....	....	23 274	....	....	....	....	....	....	7 723

TABLA V. PODER CALORICO DE LOS COMBUSTIBLES

Combustible		Calor de vaporización h_{fg} (Btu por mol)	HHV* (Btu/mol a 77°F)		LHV† (Btu/mol a 77°F)	
			Presión constante $-\Delta H$	Volumen constante $-\Delta U$	Presión constante $-\Delta H$	Volumen constante $-\Delta U$
Monóxido de carbono	CO	.....	121 664	121 131	.....	.....
Hidrógeno	H_2	.....	122 801	121 292	103 968	103 435
Carbón (grafito)	C	.....	169 182	169 182	.....	.....
Parafinas normales‡						
Metano	CH_4	.....	382 492	380 360	344 644	344 644
Etano	C_2H_6	.....	670 235	667 579	613 463	613 996
Butano	C_4H_{10}	10 494	1 236 697	1 232 966	1 142 077	1 143 676
Pentano	C_5H_{12}	.....	1 519 756	1 516 491	1 406 211	1 408 343
Heptano	C_7H_{16}	.....	2 086 665	2 081 335	1 935 273	1 938 471
Octano	C_8H_{18}	17 784	2 389 874	2 384 611	2 199 558	2 203 279
Decano	$C_{10}H_{22}$	21 808	2 936 787	2 929 868	2 728 623	2 733 420
Alcoholes normales						
Alcohol metílico	CH_3OH	16 128	329 374	327 775	291 560	292 089
Alcohol etílico	C_2H_5OH	18 256	607 551	605 419	550 830	551 890
Alcohol propílico	C_3H_7OH	19 934	889 733	887 070	814 105	815 098
Alcohol butílico	C_4H_9OH	21 287	1 172 420	1 169 232	1 077 885	1 080 007
Aromáticos						
Benceno	C_6H_6	13 710	1 427 685	1 426 020	1 370 964	1 371 491
Tolueno	C_7H_8	14 252	1 699 729	1 696 485	1 624 101	1 624 903
Xileno (orto)	C_8H_{10}	15 876	1 977 003	1 973 272	1 882 468	1 884 058

* Poder calorífico superior (combustible gaseoso H_2O líquido) (exceptuando al carbón).
† Poder calorífico inferior (combustible gaseoso y los productos).
‡ National Bureau of Standards, API Research Project 44 (1945).

TABLA V. PODER CALORICO DE LOS COMBUSTIBLES

Combustible		Calor de vaporización h_{fg} (kcal por mol)	Poder calorífico superior (kcal por mol a 25°C)		Poder calorífico inferior (kcal por mol a 25°C)	
			Presión constante $-\Delta H$	Volumen constante $-\Delta U$	Presión constante $-\Delta H$	Volumen constante $-\Delta U$
Monóxido de carbono	CO	.....	67 591	67 295	.....	.....
Hidrógeno	H_2	.....	68 273	67 384	57 760	57 464
Carbón (grafito)	C	.....	93 990	93 900	.....	.....
Parafinas normales‡						
Metano	CH_4	.....	212 496	211 311	191 469	191 469
Etano	C_2H_6	.....	372 353	370 872	340 813	341 109
Butano	C_4H_{10}	5 829	687 054	684 911	634 487	635 376
Pentano	C_5H_{12}	.....	844 308	841 939	781 228	782 413
Heptano	C_7H_{16}	.....	1 159 258	1 156 297	1 075 152	1 076 928
Octano	C_8H_{18}	9 880	1 316 597	1 313 339	1 221 977	1 224 044
Decano	$C_{10}H_{22}$	12 149	1 631 155	1 627 599	1 515 802	1 518 567
Alcoholes normales						
Alcohol metílico	CH_3OH	8 960	182 986	181 997	161 878	162 172
Alcohol etílico	C_2H_5OH	10 292	337 528	336 244	305 917	306 506
Alcohol propílico	C_3H_7OH	11 074	494 296	492 717	452 181	453 066
Alcohol butílico	C_4H_9OH	11 826	651 344	649 468	598 725	599 904
Aromáticos						
Benceno	C_6H_6	7 617	793 158	791 678	761 547	761 839
Tolueno	C_7H_8	7 918	944 294	941925	902 278	902 274
Xileno (orto)	C_8H_{10}	8 818	1 098 335	1 096 282	1 945 816	1 046 699

‡ National Bureau of Standards, API Research Project 44 (1945).

TABLA VI. AIRE A BAJAS PRESIONES*

(Para 1 lb de aire)

T (°R)	t (°F)	h (Btu/lb)	p_r	u (Btu/lb)	v_r	ϕ
500	40.3	119.48	1.0590	85.20	174.90	.58233
520	60.3	121.27	1.2147	86.68	158.58	.59173
540	80.3	123.06	1.3860	92.04	144.33	.60078
560	100.3	124.86	1.5742	95.47	131.78	.60950
580	120.3	126.66	1.7800	98.90	120.70	.61793
600	140.3	128.47	2.005	102.34	110.88	.62607
620	160.3	130.28	2.249	105.78	102.12	.63395
640	180.3	132.09	2.514	109.21	94.30	.64159
660	200.3	133.92	2.801	112.67	87.27	.64902
680	220.3	135.73	3.111	116.12	80.90	.65621
700	240.3	137.56	3.446	119.58	75.23	.66321
720	260.3	139.39	3.806	123.04	70.07	.67002
740	280.3	141.23	4.193	126.51	65.38	.67665
760	300.3	143.08	4.607	129.98	61.10	.68312
780	320.3	144.91	5.051	133.47	57.20	.68942
800	340.3	146.81	5.526	136.97	53.63	.69558
820	360.3	148.69	6.033	140.47	50.35	.70160
840	380.3	150.56	6.573	143.98	47.34	.70747
860	400.3	152.45	7.149	147.50	44.57	.71323
880	420.3	154.35	7.761	151.02	42.01	.71886
900	440.3	156.25	8.411	154.57	39.64	.72438
920	460.3	158.15	9.102	158.12	37.44	.72979
940	480.3	160.11	9.834	161.68	35.41	.73509
960	500.3	161.99	10.610	165.26	33.52	.74030
980	520.3	163.92	11.430	168.83	31.76	.74540
1000	540.3	165.86	12.298	172.43	30.12	.75042
1050	590.3	170.75	14.685	181.47	26.48	.76259
1100	640.3	175.69	17.413	190.58	23.40	.77426
1150	690.3	180.61	20.61	199.78	20.771	.78548
1200	740.3	185.50	24.01	209.05	18.514	.79628
1250	790.3	190.08	27.95	218.40	16.553	.80672
1300	840.3	195.94	32.39	227.83	14.868	.81680
1350	890.3	200.88	37.35	237.34	13.391	.82658
1400	940.3	205.83	42.85	246.93	12.095	.83604
1450	990.3	210.80	49.03	256.60	10.954	.84523
1500	1040.3	215.77	55.86	266.34	9.948	.85416
1550	1090.3	220.42	64.10	276.17	9.056	.86285
1600	1140.3	225.71	71.73	286.06	8.263	.87130
1650	1190.3	230.73	80.89	296.03	7.552	.87954
1700	1240.3	235.69	90.95	306.06	6.924	.88758
1750	1290.3	240.12	101.98	316.16	6.357	.89542
1800	1340.3	245.71	114.03	326.32	5.847	.90308
1850	1390.3	250.87	127.18	336.53	5.388	.91055
1900	1440.3	255.99	141.51	346.83	4.974	.91785
1950	1490.3	260.68	157.10	357.20	4.598	.92501
2000	1540.3	264.77	174.00	367.61	4.258	.93205
2100	1640.3	272.95	212.1	388.60	3.637	.94566
2200	1740.3	280.92	256.6	409.78	3.176	.95868
2300	1840.3	288.82	308.1	431.15	2.765	.97123
2400	1940.3	297.22	367.6	452.73	2.419	.98331
2500	2040.3	305.78	435.7	474.40	2.125	.99497
2600	2140.3	314.49	513.5	496.26	1.8750	1.00623
2700	2240.3	323.35	601.9	518.25	1.6617	1.01712
2800	2340.3	332.38	702.0	540.40	1.4775	1.02767
2900	2440.3	341.45	814.8	562.65	1.3184	1.03788
3000	2540.3	350.68	941.4	585.01	1.1803	1.04779
3500	3040.3	398.48	1829.3	698.48	.7087	1.09332
4000	3540.3	1088.26	3280	814.05	.4618	1.13334
4500	4040.3	1230.86	5521	931.39	.3019	1.16905
5000	4540.3	1392.87	8837	1050.12	.20059	1.20129
5500	5040.3	1547.07	13568	1170.04	.15016	1.23068
6000	5540.3	1702.29	20120	1291.00	.11047	1.25769
6500	6040.3	1858.41	28974	1412.87	.08310	1.28268
7000	6540.3	2014.0	39600	1534.7	.0628	1.30707†

* Extractado con permiso de *Gas Tables*, de J. H. Keenan y J. Kaye, publicadas por John Wiley & Sons, Inc. (1948).

† Extrapolado.

TABLA VI. AIRE A BAJAS PRESIONES*

(Para 1 kg de aire)

T (°K)	t (°C)	h (Kcal/kg)	p_r	u (Kcal/kg)	v_r	ϕ
278	5	68.377	1.0590	47.333	174.90	.58233
289	16	69.035	1.2147	49.038	158.58	.59173
300	27	71.699	1.3860	51.133	144.33	.60078
311	38	74.365	1.5742	53.038	131.78	.60950
322	49	77.033	1.7800	54.944	120.70	.61793
333	60	79.705	2.005	56.585	110.88	.62607
344	71	82.377	2.249	58.766	102.12	.63395
356	83	85.049	2.514	60.672	94.30	.64159
367	94	87.733	2.801	62.594	87.27	.64902
378	105	90.406	3.111	64.511	80.90	.65621
389	116	93.083	3.446	66.433	75.23	.66321
400	127	95.772	3.806	68.385	70.07	.67002
411	138	98.461	4.193	70.283	65.38	.67665
422	149	101.155	4.607	72.218	61.10	.68312
433	160	103.853	5.051	74.149	57.20	.68942
444	171	105.581	5.526	76.094	53.63	.69558
456	183	109.272	6.033	78.038	50.35	.70160
467	194	111.977	6.573	79.588	47.34	.70747
478	205	114.690	7.149	81.546	44.57	.71323
489	216	117.416	7.761	83.899	42.01	.71886
500	227	120.144	8.411	85.873	39.64	.72438
511	238	122.877	9.102	87.844	37.44	.72979
522	249	125.616	9.834	89.823	35.41	.73509
533	260	128.366	10.610	91.811	33.52	.74030
544	271	131.122	11.430	93.794	31.76	.74540
556	283	133.877	12.295	95.794	30.12	.75042
583	310	140.805	14.686	100.816	26.48	.76259
611	338	147.772	17.413	105.877	23.40	.77426
639	366	154.783	20.61	110.983	20.771	.78548
667	394	161.833	24.01	116.138	18.514	.79628
694	421	168.933	27.96	121.333	16.553	.80672
722	449	176.077	32.39	126.573	14.868	.81680
750	477	183.266	37.35	131.853	13.391	.82658
778	505	190.499	42.85	137.183	12.095	.83604
806	533	197.777	49.03	142.553	10.954	.84523
833	560	205.094	55.86	147.966	9.948	.85416
861	588	212.465	63.40	153.427	9.056	.86285
889	616	219.865	71.73	158.932	8.263	.87130
917	644	227.284	80.89	164.476	7.556	.87954
944	671	234.772	90.95	170.038	6.924	.88758
972	699	242.258	101.98	175.644	6.357	.89542
1000	729	249.858	114.03	181.288	5.847	.90308
1028	755	257.427	124.18	186.972	5.388	.91055
1056	783	265.049	141.51	192.694	4.974	.91785
1083	810	272.711	157.10	198.444	4.598	.92504
1111	838	280.394	174.00	204.227	4.258	.93205
1167	894	295.861	212.1	215.886	3.637	.94564
1222	949	311.438	256.6	227.655	3.176	.95868
1278	1005	327.011	308.1	239.533	2.765	.97121
1331	1060	342.599	367.6	251.499	2.419	.98331
1389	1116	358.700	435.7	263.535	2.125	.99497
1444	1171	374.716	513.5	276.699	1.8726	1.00623
1500	1227	393.749	601.9	287.922	1.6617	1.01712
1555	1283	405.649	702.0	300.223	1.4775	1.02767
1611	1338	423.027	814.8	312.585	1.3184	1.03788
1667	1394	439.256	941.4	325.028	1.1803	1.04778
1944	1671	521.333	1829.3	385.044	.7087	1.09332
2222	1949	604.580	3280	452.255	.4618	1.13334
2500	2227	688.811	5521	517.438	.3019	1.16905
2778	2505	773.816	8837	583.399	.20059	1.20129
3056	2783	859.483	13568	650.032	.15016	1.23068
3333	3060	945.718	20120	717.222	.11047	1.25769
3611	3338	1032.468	28974	784.937	.08310	1.28268
3889	3616	1119.222	39600	853.011	.0628	1.30707†

* Extractado con permiso de *Gas Tables*, de J. H. Keenan y J. Kaye, publicadas por John Wiley & Sons, Inc. (1948).

† Extrapolado.

TABLA VII. VAPOR SATURADO: TEMPERATURAS*

Temperatura °F t	Presión absoluta lb/pig² p	Volumen específico Líquido Sat. v_f	Volumen específico Vapor Sat. v_g	Entalpía Líquido Sat. h_f	Entalpía Evap. r_{fg}	Entalpía Vapor Sat. h_g	Entropía Líquido Sat. s_f	Entropía Vapor Sat. s_g
32°	0.08851	0.01602	3306	0.00	1075.8	1075.8	0.0000	2.1877
35	0.09994	0.01602	2947	3.02	1074.1	1077.1	0.0061	2.1770
40	0.12170	0.01602	2444	8.05	1071.3	1079.3	0.0162	2.1607
45	0.14752	0.01602	2036.4	13.06	1068.4	1081.5	0.0262	2.1420
50	0.17811	0.01603	1703.2	18.07	1065.6	1083.7	0.0361	2.1261
60°	0.2563	0.01604	1206.7	28.06	1059.9	1088.0	0.0555	2.0948
70	0.3631	0.01606	867.9	38.04	1054.3	1092.3	0.0745	2.0647
80	0.5069	0.01608	633.1	48.02	1048.6	1096.6	0.0932	2.0360
90	0.6982	0.01610	468.0	57.99	1042.8	1100.9	0.1115	2.0087
100	0.9492	0.01613	350.4	67.97	1037.2	1105.2	0.1295	1.9826
110°	1.2748	0.01617	265.4	77.94	1031.6	1109.6	0.1471	1.9577
120	1.6924	0.01620	203.27	87.92	1025.8	1113.7	0.1645	1.9339
130	2.2233	0.01625	157.34	97.90	1020.0	1117.9	0.1816	1.9112
140	2.8850	0.01629	122.81	107.89	1014.1	1122.0	0.1984	1.8894
150	3.718	0.01634	97.07	117.89	1008.2	1126.1	0.2149	1.8685
160°	4.741	0.01639	77.29	127.89	1002.3	1130.2	0.2311	1.8485
170	5.992	0.01645	62.06	137.90	996.3	1134.2	0.2472	1.8293
180	7.510	0.01651	50.23	147.92	990.2	1138.1	0.2630	1.8109
190	9.339	0.01657	40.94	157.95	984.1	1142.0	0.2786	1.7932
200	11.526	0.01663	33.64	167.99	977.9	1145.9	0.2938	1.7762
210°	14.123	0.01670	27.82	178.05	971.6	1149.7	0.3090	1.7598
212	14.696	0.01672	26.80	180.07	970.3	1150.4	0.3120	1.7566
220	17.186	0.01677	23.13	188.12	965.3	1153.4	0.3239	1.7440
230	20.780	0.01684	19.382	198.23	958.8	1157.0	0.3387	1.7288
240	24.969	0.01692	16.323	208.34	952.2	1160.6	0.3531	1.7140
250°	29.825	0.01700	13.821	218.48	945.5	1164.0	0.3675	1.6998
260	35.429	0.01709	11.763	228.64	938.7	1167.3	0.3817	1.6860
270	41.858	0.01717	10.061	238.84	931.8	1170.6	0.3958	1.6727
280	49.203	0.01726	8.645	249.06	924.7	1173.8	0.4098	1.6597
290	57.555	0.01735	7.481	259.31	917.5	1176.8	0.4234	1.6472
300°	67.013	0.01745	6.466	269.59	910.1	1179.7	0.4369	1.6350
310	77.68	0.01755	5.626	279.92	902.6	1182.5	0.4504	1.6231
320	89.66	0.01765	4.914	290.28	894.9	1185.2	0.4637	1.6116
330	103.06	0.01775	4.307	300.68	887.0	1187.7	0.4769	1.6002
340	118.01	0.01787	3.788	311.13	879.0	1190.1	0.4900	1.5891
350°	134.63	0.01799	3.342	321.63	870.7	1192.3	0.5029	1.5783
360	153.04	0.01811	2.957	332.18	862.2	1194.4	0.5158	1.5677
370	173.37	0.01823	2.625	342.79	853.5	1196.3	0.5286	1.5573
380	195.77	0.01836	2.336	353.45	844.6	1198.1	0.5413	1.5471
390	220.37	0.01850	2.0835	364.17	835.4	1199.6	0.5539	1.5371
400°	247.31	0.01864	1.8633	374.97	826.0	1201.0	0.5664	1.5272
410	276.75	0.01878	1.6709	385.83	816.3	1202.1	0.5788	1.5174
420	308.84	0.01894	1.5030	396.77	806.5	1203.1	0.5912	1.5078
430	343.72	0.01910	1.3560	407.79	796.0	1203.8	0.6035	1.4982
440	381.59	0.01926	1.2271	418.90	785.1	1204.2	0.6158	1.4887
450°	422.6	0.0194	1.0993	430.1	774.5	1204.6	0.6280	1.4793
460	466.9	0.0196	0.9944	441.4	763.2	1204.6	0.6402	1.4700
470	514.7	0.0198	0.9009	452.8	751.5	1204.3	0.6523	1.4606
480	566.1	0.0200	0.8172	464.4	739.1	1203.7	0.6644	1.4513
490	621.4	0.0202	0.7423	476.0	726.8	1202.8	0.6766	1.4419
500°	680.8	0.0204	0.6749	487.8	713.9	1201.7	0.6887	1.4325
520	812.4	0.0209	0.5594	511.9	688.4	1198.2	0.7130	1.4136
540	962.5	0.0215	0.4649	536.6	660.6	1193.2	0.7374	1.3942
560	1133.1	0.0221	0.3868	562.2	624.2	1186.4	0.7621	1.3742
580	1325.8	0.0228	0.3217	588.9	588.4	1177.3	0.7872	1.3532
600°	1542.9	0.0236	0.2668	617.0	548.5	1165.5	0.8131	1.3307
620	1786.6	0.0247	0.2201	646.7	503.6	1150.3	0.8398	1.3062
640	2059.7	0.0260	0.1798	678.0	452.0	1130.5	0.8679	1.2789
660	2365.4	0.0278	0.1442	711.2	390.2	1101.4	0.8987	1.2472
680	2708.1	0.0305	0.1115	747.3	309.0	1067.2	0.9331	1.2071
700°	3093.7	0.0369	0.0701	823.3	172.1	995.4	0.9995	1.1389
705.4	3206.2	0.0503	0.0503	902.7	0	902.7	1.0580	1.0580

* Copiada mediante licencia de *Thermodynamic Properties of Steam* por J. H. Keenan y F. G. Keyes, publicada por John Wiley & Sons, Inc. (1936).

TABLA VII'. VAPOR SATURADO: TEMPERATURA*

Temperatura °C t	Presión absoluta kg/cm² p	Volumen específico Líquido Sat. v_f	Volumen específico Vapor Sat. v_g	Entalpía Líquido Sat. h_f	Entalpía Evap. r_{fg}	Entalpía Vapor Sat. h_g	Entropía Líquido Sat. s_f	Entropía Vapor Sat. s_g
0	0.00623	0.00100	206.3	0	597.67	597.67	0.0000	2.1877
1.67	0.00793	0.00100	183.9	1.678	596.72	598.39	0.0061	2.1770
4.44	0.00976	0.00100	152.3	4.472	595.17	599.61	0.0162	2.1597
7.22	0.01317	0.00100	127.1	7.256	593.56	600.83	0.0262	2.1429
10.00	0.01252	0.00100	106.3	10.039	591.99	610.10	0.0361	2.1264
15.56	0.01902	0.00100	77.9	15.589	588.83	604.44	0.0555	2.0948
21.1	0.02553	0.00100	54.16	21.133	585.72	606.85	0.0745	2.0647
26.7	0.03264	0.00100	39.51	26.675	582.58	609.22	0.0932	2.0360
32.2	0.04908	0.00100	28.20	32.217	579.39	611.61	0.1115	2.0087
37.8	0.06673	0.00101	21.06	37.781	576.22	613.99	0.1295	1.9826
43	0.08962	0.00101	15.50	43.338	573.11	616.39	0.1471	1.9577
48	0.11896	0.00101	12.68	48.844	569.89	618.72	0.1645	1.9339
54	0.15634	0.00101	9.62	54.389	566.67	621.06	0.1816	1.9112
60	0.20327	0.00102	7.68	59.939	563.39	623.33	0.1984	1.8894
66	0.26138	0.00102	6.057	65.494	560.11	625.61	0.2149	1.8685
71	0.33329	0.00102	4.823	71.050	556.83	627.88	0.2311	1.8485
77	0.42134	0.00103	3.873	76.611	553.50	630.11	0.2472	1.8293
82	0.52795	0.00103	3.134	82.178	550.11	632.28	0.2630	1.8109
88	0.65653	0.00103	2.555	87.750	546.72	634.44	0.2785	1.7932
93	0.81028	0.00104	2.099	93.335	543.28	636.61	0.2938	1.7761
99	0.98835	0.00104	1.736	98.917	539.78	638.72	0.3090	1.7598
100	1.03312	0.00104	1.672	100.039	539.08	639.11	0.3120	1.7566
104	1.20515	0.00105	1.448	104.517	536.22	640.76	0.3239	1.7440
110	1.46083	0.00105	1.209	110.128	532.67	642.78	0.3387	1.7288
116	1.75532	0.00106	1.019	115.744	528.99	644.72	0.3531	1.7140
121	2.03669	0.00106	0.8654	121.327	526.28	648.68	0.3675	1.6998
127	2.40085	0.001060	0.7340	127.022	521.50	648.46	0.3817	1.6860
132	2.94261	0.001071	0.6278	132.688	517.67	650.33	0.3958	1.6727
138	3.48899	0.001077	0.5394	138.360	513.72	652.11	0.4098	1.6597
143	4.04658	0.001082	0.4656	144.061	509.72	653.78	0.4234	1.6472
149	4.71101	0.001088	0.4035	149.772	505.61	655.39	0.4369	1.6350
154	5.46060	0.001095	0.3511	155.511	501.44	656.94	0.4505	1.6231
160	6.30309	0.001101	0.3066	161.256	497.18	658.44	0.4637	1.6115
166	7.24511	0.001108	0.2685	167.044	492.78	659.83	0.4769	1.6002
171	8.29010	0.001116	0.2364	172.849	488.33	661.17	0.4900	1.5891
177	9.48448	0.001122	0.2085	178.653	483.73	662.39	0.5029	1.5783
182	10.73671	0.001130	0.1845	184.544	479.00	663.56	0.5158	1.5677
188	12.15791	0.001137	0.1638	190.439	474.17	664.61	0.5286	1.5573
193	13.76283	0.001145	0.1457	196.361	469.22	665.61	0.5413	1.5471
199	15.43201	0.001154	0.1300	202.317	464.11	666.44	0.5539	1.5371
204	17.38589	0.001163	0.1163	208.317	458.89	667.22	0.5664	1.5272
210	19.45532	0.001173	0.1042	214.349	453.50	667.83	0.5788	1.5174
216	21.71074	0.001182	0.0936	220.438	447.94	668.39	0.5912	1.5078
221	24.16351	0.001192	0.0842	226.550	442.22	668.78	0.6035	1.4982
227	26.82577	0.001202	0.07594	232.722	436.33	669.06	0.6158	1.4887
232	29.70576	0.001211	0.06822	238.944	430.278	669.22	0.6280	1.4793
238	32.82307	0.001223	0.06205	245.222	423.989	669.22	0.6402	1.4700
243	36.15361	0.001236	0.05621	251.555	417.499	669.06	0.6523	1.4606
249	39.79583	0.001248	0.05089	257.939	410.777	668.72	0.6644	1.4513
254	43.69448	0.001260	0.04632	264.444	403.777	668.22	0.6766	1.4419
260	47.86024	0.001272	0.0421	271.000	396.611	667.61	0.6887	1.4325
271	57.11172	0.001304	0.0349	284.389	381.333	665.67	0.7130	1.4136
282	67.80373	0.001341	0.0290	298.111	364.777	662.88	0.7374	1.3942
293	79.68693	0.001379	0.0241	312.330	345.777	658.111	0.7621	1.3742
304	93.90374	0.001423	0.0200	327.166	325.888	654.055	0.7872	1.3532
316	108.48887	0.001471	0.0165	342.777	304.722	647.499	0.8131	1.3307
327	125.39798	0.001541	0.0137	359.217	278.777	638.055	0.8398	1.3062
338	144.79691	0.001632	0.0113	376.999	251.111	628.055	0.8679	1.2789
349	166.25762	0.001736	0.00939	356.777	216.777	613.055	0.8987	1.2472
360	190.57943	0.001903	0.00695	420.722	172.166	592.888	0.9351	1.2071
371	217.48713	0.002303	0.00474	437.388	85.611	552.999	0.9905	1.1389
374	225.56586	0.003139	0.00313	501.499	0	501.499	1.0580	1.0580

* Copiada mediante licencia de *Thermodynamic Properties of Steam* por J. H. Keenan y F. G. Keyes, publicadas por John Wiley & Sons, Inc. (1936).

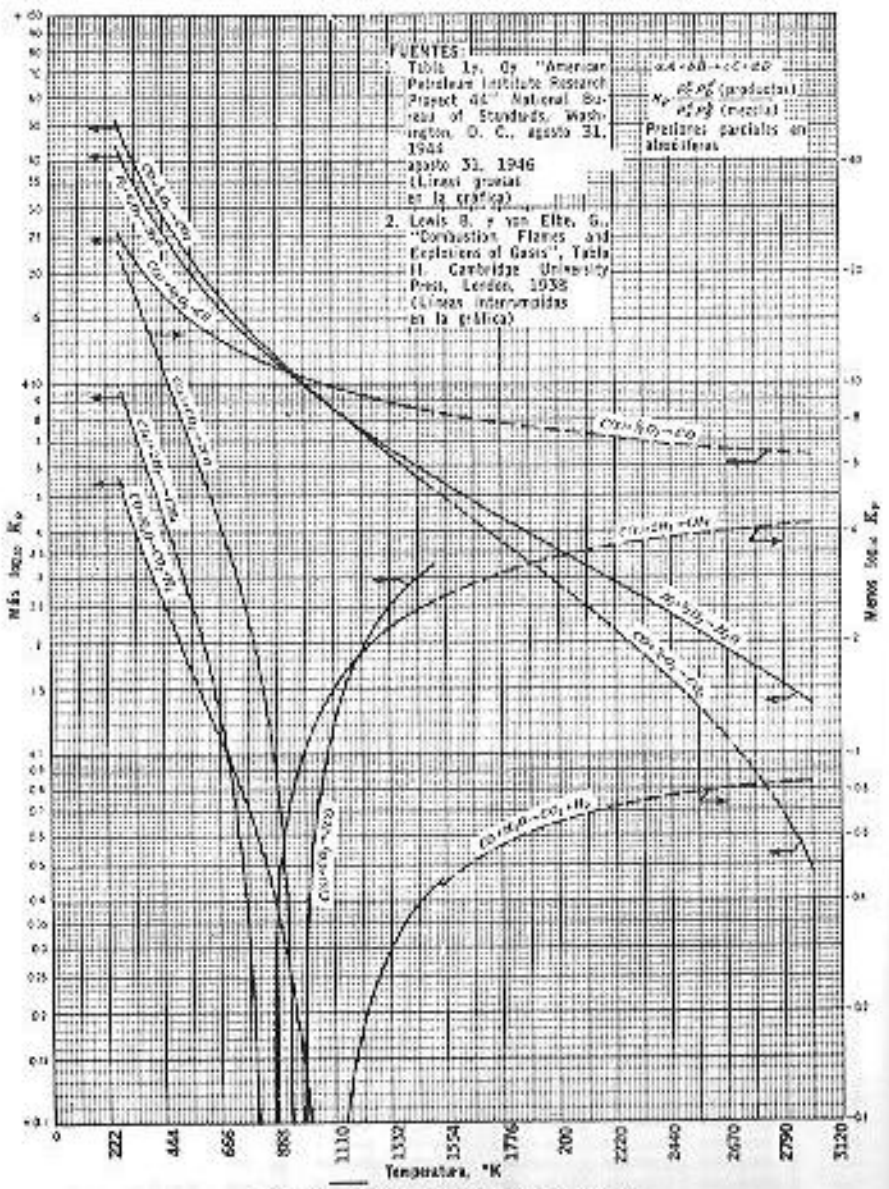


FIG. I. Constantes de equilibrio

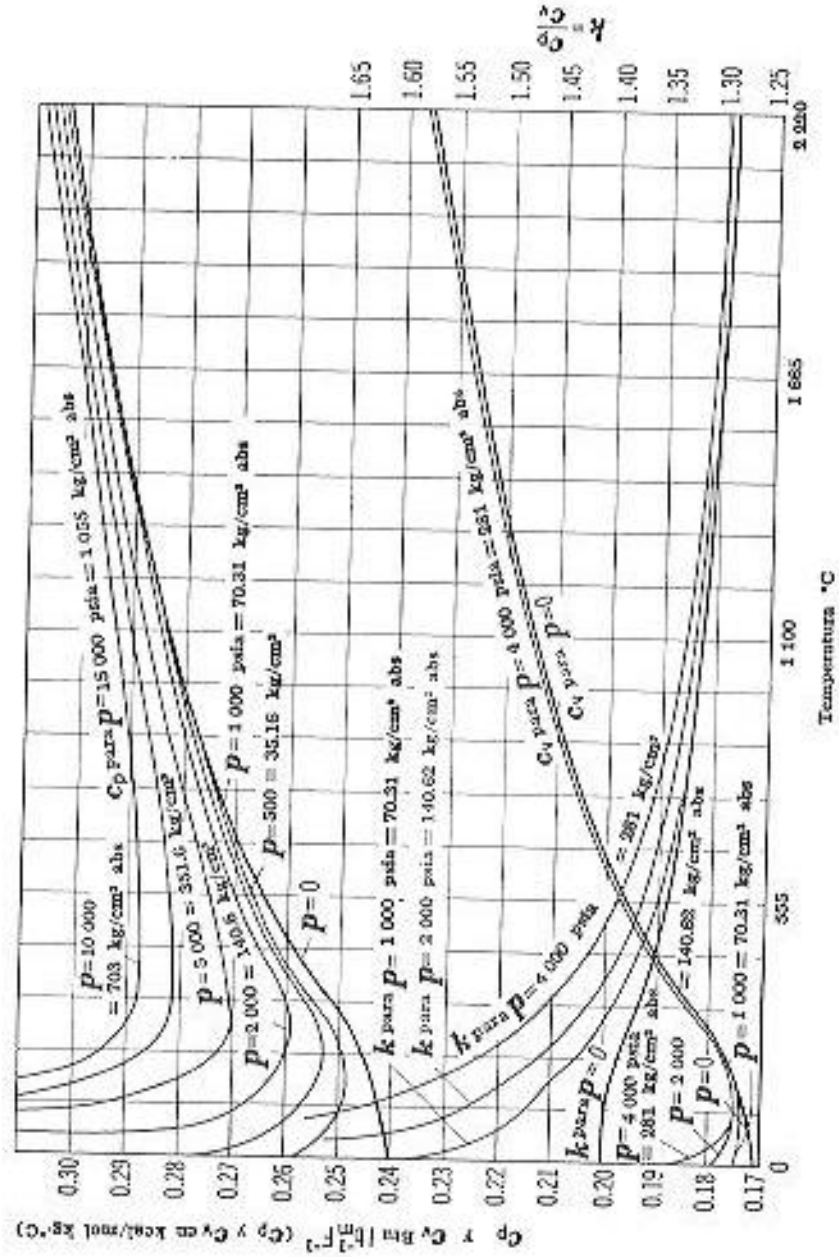


FIG. II. Efecto de la temperatura sobre c_p, c_v y k del aire seco a diferentes presiones (tomado de F. O. Ellenwood, N. Kulik, y N. R. Gay, *The Specific Heats of Certain Gases over Wide Ranges of Pressures and Temperatures*, Cornell University, Bulletin No. 30, octubre, 1942)

INDICE

— A —

Aceite combustible, 323-354
  compuesto, 664
  consumo de, 693
  de esquisto, 272, 274
  para motor, clasificación del, 677
  ver también lubricantes
Aceites, de base asfáltica, 276
  de base mixta, 276
  de base parafina, 275
Adiabático rendimiento, 710
Aguja indicadora, 354-356
Ahogador, 24, 420, 445
Aire,
  a bajas presiones, 751
  capacidad térmica y valores de K del, 753
  composición del, 120-122, 392
  ecuaciones de capacidad térmica del, 738
  energía interna del, 742-753
  primario, 152
  secundario, 152
Alcohol,
  estructura química, 290-294
  inyección de 373-374, 421
  poderes caloríficos del, 290-291
  presión del vapor de, 306
  valores de golpeteo del, 290-292
Aldehídos, 407
Alimentación estratificada motor de, 214, 574-581
Alimentador de aire Unit, 534-540
Almacenamiento de cilindros, 279
Altura crítica, 276
Alkilación, 292
Análisis, del ciclo Goodenough-Baker, 208-215
  del gas, 385-412
  del proceso de admisión, 224-230
  Orsat, 388-392
Anclas para llama, 152
Anilina, 370
Arena de alquitrán, 272
Ariete, de chorro, 729, 730, 733
  de retropropulsión, 729
Aromáticos, 725, 288-290, 292, 296
Autoencendido, 137-161, 339-382
Avance de la chispa mediante vacío, 584-587
Aviación,
  bujías, 589
  carburadores, 446-453
  combustibles, 278-280, 341, 358-360, 392
  comportamiento, 709-721
  encendido, 585-590
  motores, 32-35, 41, 713-721
  propulsión a chorro, 721, 729-733
  sobrealimentadores, 709-721
  turbina de gas, 730
Azufre, 294, 322-323, 326-329, 333, 366, 367

— B —

Barrido, 29, 606-607, 608, 701-705
  cruzado, 29, 606-607
  de lazo, 30
  unidireccional, 29, 609
Benceno, 157, 287-290, 306, 359, 382
Bomba calorimétrica, 124-125
  para aceleración, 313, 433, 440-443
Bombas, Bosch para inyección, 468-474
  combustible, 487-488, 504-506, 522-523
  para combustible; 418, *ver también* Bombas de inyección, 418
Bombas de inyección,
  Cooper-Bessemer, 488-493
  Ex-Cell-O, 472-480, 505-507
  General Motors, 479-482
  International Harvester, 480-482
  para motores de dos combustibles, 643-644

Bombas (*Cont.*)
Stromberg, 502-505
Bujías, 162-165, 590-597
corte transversal de las, 589
dificultades de funcionamiento, 592-595
para avión, 475
resistencia, 163, 594-597
trayectorias del calor, 594
voltaje en la, 162, 596

— C —

Calidad de encendido de los combustibles, 329-330
Calor, de combustión, 124-129, 282-284, 290-292, 331-332, 749
específico; *ver* Capacidad calorífica,
Calorímetro para gas, 124-129
Calorímetros, 124-129
Cámara, abierta del motor diesel, 603-615, 649
de combustión ECH Ricardo, 566-569
de precombustión del motor diesel, 614-623, 646, 649
de turbulencia, diesel, 562-630
Cámaras de combustión para motores EC,
para motores ECH, 37, 38, 39, 345, 347, 559-572, 573, 575, 579
Capacidad de calor, 98, 741
Captador, de diafragma de catenaria, 183-186
electromagnético, 342
Características de atomización; *ver* Inyección
Carbón Conradson, 328
Carbono, 328
Carburación, 413-462
Carburador,
ahogador para, 24, 444
bomba de aceleración para, 313, 433, 440-443
con chorro compensador, 437-438
con chorro sangrador, de aire, 432-436
de inyección, 445-453
de válvula auxiliar para aire, 439
economizadores para, 431
Carburador (*Cont.*)
en vacío, 429-432
para dos combustibles, 444-445
simple, 24-25, 424-429
Carburadores Zenith, 437, 438, 439
Catalizadores, 155-159, 281
Celda, de aire, M.A.N. para diesel, 628
de turbulencia Perkins, para motor diesel, 632
de turbulencia Ricardo para motor diesel, 621-622
Ceniza, 328
Cetano, 286
Ciclo, 91-93 *ver* También ciclos de aire normal
Brayton, 216-218, 724-729
de Carnot, 94-96
de dos carreras, 29-33
de Rochas, 23
duplex, 204-209
Joule, *ver* Ciclo Brayton
Otto, 23
combustible-aire, 251-256, 257-261
de aire normal, 199-203, 205-209
Ciclos de aire normal,
Brayton (Joule), 216-218, 724-727
comparación del, 205-209, 218
de expansión completa, 215-216
diesel, 203-204
Duplex, 204-205
Otto, 199-203
Cifras cetano, 283, 291, 328-330, 332
métodos para, 376-377
Cifras de octano para camino, 359-360
Cohete, 733
Coeficiente de presión, 712
de temperatura, 710
Cojinetes, 659, 682-691
Colocación de las válvulas, 34, 41
Combustibles, 271-344
aceite combustible, 323-334
aditivos para los, 158, 321, 353, 365-368, 376-379
aromáticos, 274, 288-290, 291, 381
asfalto en el, 272, 276
azufre en el, 294, 319-323, 327-329, 333, 366, 367
benceno, 157, 288-290, 307, 359, 382

Combustibles (*Cont.*)
composición media de los, 121, 275, 392
costo de los, 276
de destilación directa, 278
de primera referencia, 285, 289, 352, 376
de referencia, 285, 289, 352, 375
diolefina, 287
el alcohol como, 290-292, 306, 373-374, 749
elaboración, 275-280
estructura molecular del, 279-292, 379-380
estructura y golpeteo, 285, 291, 359, 366, 379-382
gaseosos, 694
gasolina, 277, 279-324
humo y, 148, 407, 647-650
isooctano, 282-285, 347, 352
módulo volumétrico de los, 509
nafteno (ciclano), 274, 288, 281 292
número cetano de los, 283, 291, 328, 330, 332, 375-377
octano de, 283, 291, 294, 318, 323
olefina, 287-288, 291, 380
origen del, 271-274
para aviones, 279-281, 341, 356-359, 391
para turbina de gas, 278-281, 323, 332-334
parafina, 274, 280-286, 378-379
petróleo de arder (Keroseno) 276, 279, 333
poder calorífico del, 283-284, 290-292, 331-332
punto de fluidez, 329-331, 674, 677-679
recursos de, 274
relaciones de compresión crítica de los, 283, 291, 360, 366, 379-381
volatilidad de, 279, 282, 290, 296-319, 323, 329, 332, 344
Combustión,
cálculos de la, 110-113, 164-170, 244
constantes de equilibrio químico para, 110-113, 164-170, 244, 753
Combustión (*Cont.*)
detonación y golpeteo en la, 140-161, 340-382
diagramas de, 235-268
ecuaciones para, 119-124
en la turbina de gas, 150-153
fotografías de la, 134, 141, 144
gradientes de temperatura en la, 136-138, 261-263, 379-382
pérdidas de calor durante la, 249-252, 370-371, 525-534
productos de, 119-126, 388-408, 594
reacciones antes de la llama en la, 138, 315, 344, 366, 382
sacudidas de las, 187-189
temperatura de la, 129-133, 248-260
teorías de la, 33-44, 595-597
Compresor centrífugo, 42-44, 706-710, 713-720
Compresores de flujo axial, 722-725
Comprobaciones: *ver* Rendimiento
Constante universal de los gases, 100
Constantes de los gases, 740
constante universal, 100
Consumo de aire del motor, 63-66, 544-547
de combustible, 61-64, 69-71; *ver también* Rendimiento
específico de combustible; 69-72, 546-550; *ver también* Rendimiento
Control de la velocidad y de la carga, 24-29

— CH —

Chispa; *ver* Encendido
Chumaceras, 659, 682-691

— D —

Definición del proceso isoentrópico, 96
Demora del encendido, 137-139, 146-149, 153-162, 340-343, 352, 375-377
con inyección piloto, 652
del benceno, 157
del isooctano, 347
el número cetano y la, 375-377
física, 147-148

Demora (*Cont.*)
para el diesel Caterpillar, 621
para el diesel GM, 351, 611
Demora, física, 146-148
química, 146-149; *ver también* Demora del encendido
Depósito arenoso, Continental, 273
Descomposición pirogénica, 277-281, 292-295
catalítica, 279
térmica, 279
Desgaste, 36-40, 698
Desintegración pirogénica, 279
Desparafinado, 668-669
Desplazamiento, 23-68
Destilación, del aire en equilibrio, 297-315
fraccionada, 278-279, 293, 665-669
Detergentes, 674, 676
Determinación de la velocidad, 60-62
Detonación; *ver* Golpeteo
Diagrama de relaciones, 195, 342
Diagramas *Pv* y *Pt* de la combustión,
comparación del ECH y EC, 186-194, 341
comparación de los tipos de motores diesel, 633
con inyección piloto, 652
indicadores para, 175-186
para diferentes condiciones de funcionamiento (diesel), 651
para el motor diesel Cummins, 630
para el motor diesel General Motors, 610
para el motor diesel Hércules, 627
para el motor diesel International Harvester, 618
para el motor diesel Lanova, 633
para el motor diesel Nordberg, 610
para la sobrealimentación Buchi, 722
para mostrar la frecuencia de la detonación, 141, 340
para mostrar tipos de autoencendido, 157
para motores diesel con inyección por aire, 192
típicos, 186-194
Dinamómetro,
de corrientes parásitas, 54-55
diagrama del alambre del, 57
Dinamómetro (*Cont.*)
ecuaciones para el, 49
el ventilador como, 54-57
eléctrico, 57-59
hidráulico, 51-53
Dielefinas, 287
Disociación, 110-114, 164-170, 209-215, 244
Distribución, 310-315, 368, 453-460
Distribuidor,
bomba de inyección, 465, 481-488
encendido, 41-43, 580, 586

— E —

Ecuación de la energía para flujo continuo, 91
El ventilador como freno, 52-57
Embolos, 39, 652
En vacío (holgando)
carburador, 430-432
mezcla, 414-416
Encendido,
aceleradores del, 378
con avance de la chispa, 583-587
diagrama del alambrado del, 42, 581
distribuidor del, 41-43, 580, 586
fenómeno del, por chispa, 161-165, 594-596
mediante bujías, 590-591
mediante magneto, 586-590
oscilograma del arco de, 161
por sí mismo; *ver* Autoencendido
por superficie, 143
sistemas de, 42-43, 580-586
superficial, 143
Energía,
cinética, 83
interna, 83-85
libre, 109-110
potencial, 83
química, 83-85, 127, 149-248
sensible, 238-247
Enfriador, intermedio, 719
posterior, 716
Enfriamiento del motor, 37-39, 369-374, 535
Equilibrio químico, 110-114, 164-170, 208-215, 244

Equivalente de Joule, 87
Escala API Bé, 327
Estrangulador, 23, 29

— F —

Factores de Conversión, 737
Familia de las parafinas, 275, 280-287, 379-380
Filtros, aceite, 695-697
Flecha, rendimiento de la, 710
Fotografías de la llama, 141, 144
Freno de agua, 51-53
de agua Froude, 53
Freno de Prony, 47-50
Frente de la llama, 134
Fricción en el motor, 65, 540-542
y la lubricación, 657-662, 682-684, 695-699

— G —

Gas, 334
de alto horno, 334
de escape,
análisis del, 385-412
energía en el, 218, 230-233
de horno de coque, 334
diesel, 635-647
ideal, 99
natural, 334
costo relativo, 636
Gasolina, 294-324; *ver también* Combustibles
condensada de gas natural, 277
de primera refinación, 278
natural, 277
para motores; *ver* Motores encendidos por chispa, ECH
Generadores de gas, 728-729
Gobernador para combustible doble en el diesel, 641
Golpeteo y detonación, 140-161, 339-382
efecto del proceso de refinación sobre el, 294, 318-365
efecto de la cámara ECH sobre el, 345, 567
efecto de la distribución de las válvulas sobre el, 557
Golpeteo (*Cont.*)
efecto de la estructura del combustible sobre, 285, 291, 359, 366, 379-381
efecto de la posición del estrangulador sobre, 243-345, 354-357, 371, 372
efecto de la relación de compresión, 343-373
en el diagrama de relación, 195, 343
en el diagrama *Pt*, 141, 157, 341, 343
en el motor EC, 149, 339-343, 347 352, 375-377
en el motor ECH, 140-146, 159-162, 339-347
fotografías del, 141
frontera, 359
onda de detonación en el, 160-162
pérdidas de calor por el, 525, 530, 531-535
presiones teóricas del, 143-146, 261-263
Goma, 268, 315, 318-322, 323
Grasas, 664
Gravedad Baumé, 327

— H —

Heptano, 282-284
Hidráulico, Dinamómetro, 50-53
Hidrogenación, 294
Humo, 148, 407, 647-650

— I —

Indicadores, de presión, 175-186, 194
para los motores, 175-186, 195
Indice de viscosidad, 670-674
aditivos para la, 677-680
diesel, 684
Inhibidores, goma, 319
Inyección, 463-521
características de atomización de la, 144-148 327, 492-495
de aceite combustible, 327, 344-345, 364-365
de agua, 373-374, 729
de agua y alcohol, 373-374, 729
de carburador, 445-453

Inyección (*Cont.*)
de gasolina, 507-509
de gasolina; *ver también* Bombas de inyección
duración de la, 663, 611-613, 631
hidráulica, 495-497, 508-321
mecánica, 26; *ver también* Inyección
mediante aire, 191, 464-466
múltiple, 489
piloto, 498, 637-638, 643-644, 651-653
retardada, 510
sólida, 26; *ver también* Inyección Unit, 479-462
Jones, 153
Isoentrópico, rendimiento, 710-725
Isomerización, 282
Isómeros, 284
Isooctano, 282-285, 347, 352

— K —

Keroseno, 276, 279, 333

— L —

Laca, 319, 674-675
Ley de Dalton, 103-104
Lubricación,
filtros, 693-697
los cojinetes y la, 659, 682-691
perfecta, 659
recubrimientos químicos y la, 38-40, 694-699
sistemas de, 41, 693-697
Lubricantes,
aditivos para, 675-680
clasificación de los aceites para motor, 676
composición de los, 662-665
de presión extrema, 664
índice de viscosidad, 670-674, 679-680
goma en los, 318-319, 673-675
grafito, 663
grasa, 664
polar, 662-665
prueba de los, 681-683
refinación de los, 664-669
tuberías de aceite, 664
viscosidad, 325-327, 669-674, 680
Lubricantes (*Cont.*)
y el comportamiento del motor, 691-693

— M —

Magnetos, 586-590
Máquina Compound, 232, 233, 776-729
Medidores de flujo, 62
Metano, 280-284, 334
Método de aviación; *ver* Cifras de golpeteo
de investigación, 353-358
de sobrealimentación, 359-360
del motor, 353-358
Módulo volumétrico, 509
Mol, definición, 98
Motor,
ciclos de dos y cuatro carreras, 21-23, 29-33
chevrolet, 346
carburador para, 341
pruebas para aceites lubricantes, 682
Chrysler para camión 568
clasificación, 78-79, 635
Cooper-Bessemer, para 638-639
comportamiento del, 643
dos combustibles, 638-639
para gas, 575
sistemas de inyección para el, 487-492
Curtiss-Wright, 40
sistema de inyección para el, 502-503
de aire, 218-222
de alimentación estratificada, 214 575-581
de chorro, 729-733
de dos combustibles, 635-647
de émbolos libres, 728-729
de émbolos opuestos, 32, 608
de expansión completa, 215-216, 218
de gas diesel, 635-647
de turborreacción, 730-733
de turbopropulsión, 731-733
diesel; *ver* Motor encendido por compresión

Motor, (*Cont.*)
encendido por chispa; *ver* Motores encendidos por chispa
Oldsmobile, su rendimiento, 532
Packard, 345
pruebas del, 75-78
radial para aviones, 32, 34, 41, 706
Rolls-Royce, 568
tipos de, 32-35
turbopropulsor, 733
Wrigth para aviones, 34-35, 41, 712-721
Motor diesel Caterpillar, 616
con celda de aire, 630-631
de dos combustibles, 643
demora del encendido en el, 621
rendimiento del, 618
Hercules,
diagrama *pt* del, 627
flujo de aire en el, 625
rendimiento del, 626
Fairbanks Morse, 608
presión en el, 640
rendimiento del, 639
General Motors, 31, 553, 617
demora del encendido en el, 352, 611
diagrama de inyección para *pt* del, 610
rendimiento del, 606
sistema de inyección para el, 479-482
Lanova, 631-634
diagrama *pt* para el, 633
Nordberg, 602, 644
diagrama *pV* para el, 610
rendimiento del, 604
Motores CFR Waukesha, 353-359, 376-377
Cummins diesel, 629
diagramas *pt* para, 631
sistemas de inyección para, 483-485
de gas, 572-575
Motores Diesel,
ciclos para el, 25-27, 203-209, 263-268
combustible para el, 277, 279, 303, 324-334
Motores Diesel (*Cont.*)
combustión, control de la inyección en el, 26, 29, 463
con celda de energía, 631-334
de dos combustibles, 635-647
bomba de inyección para, 643-644
presión en el, 640
rendimiento del, 639-644
sistemas de gobierno para, 641
gas para, 635-647
presión en el, 192-194, 634, 652
rendimiento teórico del, 534-555
ver también Motores encendidos por compresión
Motores encendidos por compresión (EC)
Caterpillar diesel, 616, 618, 621
Cooper-Bessemer de dos combustibles, 638, 639, 644
Cummins, diesel, 629, 630
de gas, diesel, 635, 646
diesel (A.E.C.) BRITISH), 609
Fairbanks Morse, diesel, 608, 638, 641
General Motors, diesel, 31, 351, 553, 605, 607, 611, 612
Hercules, diesel, 624, 625, 626, 627
Lanova, diesel, 631-634
M.A.N., diesel, 628
Perkins, diesel, 623
principio del, 24-33
Ricardo, diesel, 622
ver también, Motor diesel, 601-653
Motores encendidos por chispa (ECH), 559-581
Buick, 458, 568-570
clasificación de los, 28-35
Cooper-Bessemer, gas, 573
Chevrolet, 346, 681
Chrysler, 569
de alimentación estratificada, 575-581
Hesselman, 578-581
Oldsmobile, 532
Packard, 345
Principios de los, 21-25
Rolls-Royce, 568
sección transversal, 37-39
Múltiples, 414-419, 463-460

— N —

Nafta, 278
Naftalenos, 288-290
Naftenos, 274, 288, 292, 380
Número AN de comportamiento, 361
Número octano, 352, 359

— O —

Olefinas, 287-288, 291, 380

— P —

Película de aceite para remolino, 686
Pérdidas, de calor, 370-371, 525-535
  por bombeo, 190
Periodo de inducción; *ver* Demora del encendido
Pesos moleculares, 740
  para aire y nitrógeno, 120
Plomo; *ver* TEL
Poderes caloríficos, 283-284, 290-292, 331-332
Polimerización, 294
Potencia, 49, 85
  en caballos,
    ecuaciones para la, 48-66
    en la fricción, 65, 540-542
  indicada, 65-67, 544-547
    ver también Rendimiento.
Preencendido, 145
Presión, del vapor, 306, 319, 323
  de vapor, Reid, 318
  media efectiva indicada, 68-70, 539-544, *ver también* Rendimiento
Proceso Houdry, 280
Procesos de escape, 221-224, 229-233
Propulsión a chorro, 721, 729-733
  combustibles para, 277, 279, 332-334
Prueba del plato de cobre, 321
Pseudo-vaporización, 314, 455
Puesta en marcha con aire, 645
Pre-reacción, 344; *ver también* Reacción de preflama
Puntería, 39-41
Punto de anilina, 689
  de burbuja, 301
Punto (*Cont.*)
  de escurrimiento, 329, 674
    depresores, 677-679
  de inflamación, 328
  de rocío, 302

— Q —

Quemador para turbina de gas, 151
Químico equilibrio; *ver* Equilibrio químico.

— R —

Radicales, 152
Raspado, 40, 697
Reacciones, de preflama, 315, 344, 366, 382
  en cadena, 153-160
Recarga de aguas subterráneas, 326
Recubrimiento con cromo, 40, 697-699
Recubrimientos químicos, 38-40, 694-699
Refinación,
  de aceites lubricantes, 665-669
  de combustibles, 274-281, 294-295
Refinación de solventes, 666
Reformado, 294
Regeneradores, 726
Regulación de las válvulas, 534-540, 550-553, 609-611
  Cadillac, 551
Regulación, *ver* Encendido.
Relación, aire-combustible, 24, 28, 70-72, 385-419
  aire-vapor, 71-72
  combustible-aire, 24, 28, 71-72, 385-419
  de compresión, crítica, 283, 291, 360, 365, 378-382
  de expansión, 23, 201
  de presiones, 216
Rendimiento,
  Adiabático, 710
  características básicas del, 525-555
  clasificación, 78-79
  de ciclo combustible-aire, 254-260
  de ciclo de aire normal, 199-209, 214-218, 724-726
  del motor Buick, 570

Rendimiento (*Cont.*)
  del motor Caterpillar diesel, 618
  del motor de dos combustibles, Cooper-Bessemer, 638
  del motor de gas Cooper-Bessemer, 573
  del motor diesel A.E.C., 609
  del motor diesel de dos combustibles, 639
  del motor diesel General Motors, 607
  del motor diesel Hercules, 676
  del motor diesel Nordberg, 604
  del motor duplex Fairbanks-Morse, 638
  del motor EC, 77
  del motor ECH Hesselman, 580
  del motor Oldsmobile, 532
  de la flecha, 575
  de la turbina de gas, 724-727
  de los motores de propulsión a chorro, 733
  isoentrópico, 710-725
  mecánico, 65-79, 540-542
  métodos de comprobación, 74-78
  propulsivo, 733
  regenerador, 726
  térmico, 70-71, 80, 130, 572, 725, 729, 732
  volumétrico, 71, 534, 540
  y el diagrama pt, 185-194
Residual, 221-224, 236, 252
Resistencia, de la película, 673
Reversibilidad, 92-94

— S —

Sacudidas, 187-189
  en el motor, 187-189
Sello de vapor, 295, 315-316, 323
Sensibilidad, 362-365
Sistema, de arranque, 645-647
  de conducto común, 488
Sobrealimentación,
  análisis de ciclos con, 228-230, 261
  cifras de golpeteo cuando hay, 359-360, 374
  definición de, 702
  diagramas de rendimiento, 703-706
  diagramas pt con la, 651, 722
Sobrealimentación (*Cont.*)
  diesel, 652
  el consumo específico de combustible y la, 574, 644
  energía en los gases del escape, 216, 231-233
  instalaciones, 35-36, 713-717
  posición del carburador, 35-36, 447, 715, 716, 719
  proceso de admisión para la, 227-230
  Roots, 31, 35-36, 703-705
Sobrealimentador Buchi, 722-723
  centrífugo, 42-44, 705-710, 714-720
  de flujo axial, 722-725
  de gas del escape, 229-231, 719-721
  relaciones del rendimiento, 709-713
Soplador Roots, 31, 35, 702-705
Stromberg,
  carburadores, 431, 447-452
  sistema de inyección de gasolina, 446-453, 501-505
Susceptibilidad, 366

— T —

Tapón encendedor, 646-647
Termodinámica, 83-117
Tetraetilo de plomo; *ver* TEL
Tobera abierta, 495
  de estrangulación; *ver* Tobera de inyección
Toberas de inyección,
  abierta, 479, 495
  Bosch, 468, 496, 498
  Cummins, 484-487
  de aguja, 497-501, 506, 623
  General Motors, 479
  inyectores de aguja, 501, 507, 623
  para gasolina, 506
  por estrangulación, 497-500
  valores de descarga de las, 499
Trayectorias de calor en las bujías, 595
Triptano, 285
Turbina; *ver* Turbina de gas
Turbina de gas,
  análisis del ciclo de, 43-44
  combustible para la, 279-281, 323, 332-334

Turbina (Cont.)
combustión en la, 150-153
compresión para la, 705-710, 722-729
con inyección de agua, 727
con regenerador, 726
escape para la, 230-233, 719-721
operación de la, 43-44
para aviones, 730
quemadores para, 151
Turbopropulsión, motor de, 731-733
Turbulencia, primaria, 149, 608, 625
Turbulencia secundaria, 608, 620
Trabajo, 47-79

—V—

Valores del golpeteo, 353-364, 374, 376
efecto de los agentes anti-golpe, 363-365
métodos de aviación, 358-359
gasolina comercial, 322
método de demora del encendido, 375-377
método del motor, 353-357
de diferentes combustibles, 283, 291, 294, 317, 323, 332
efecto del proceso de refinación sobre los, 382
Valores del golpeteo (Cont.)
los combustibles sensibles y el, 362-365
método de investigación, 352-356
método de la carretera, 360
método de la sobrealimentación, 359-360
número de octano, 353-359
Valores del octano, ver Valores del golpeteo
Válvula hacia abajo de la cabeza, 35
Válvulas, en la cabeza, 35
traslapadas, 415-416, 538, 552
Velocidad acústica, 108, 160-161, 508-511
de la llama, 133, 563
sónica, 108, 160-161, 507-511
Velocímetro, 60
Venturi, 23, 103-109, 420-423
Viscosidad,
Clasificación SAE de la, 670-674
conversión de unidades, desviaciones, 737
la fricción y la, 658
medición de la, 325-327
Saybolt, 325-327, 670-674
Volatilidad, 279, 294-322, 329, 332, 333