

9 - Ciclos de Potencia de Gas, de Vapor y Combinados

Ejercicio 9.1 - Explicado en página 178

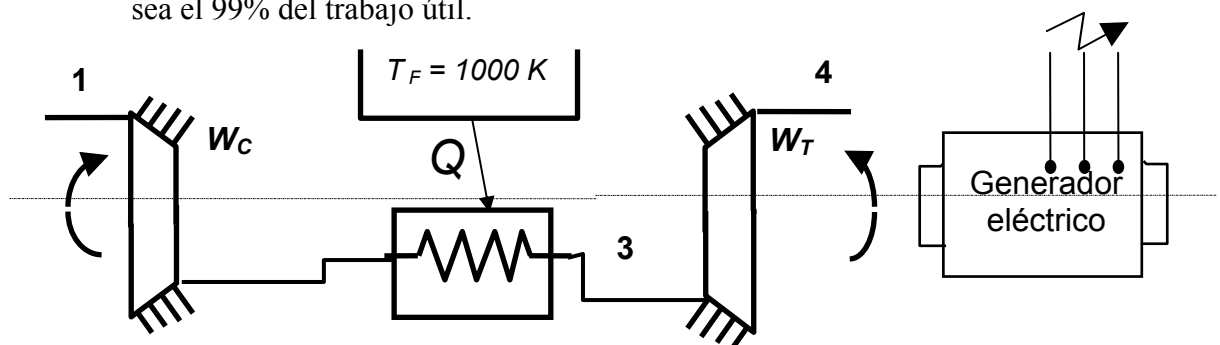
En un ciclo de potencia de Jule Brayton, el compresor adiabático aspira aire a $p_1 = 101$ kPa y $t_1 = 27$ °C y lo comprime hasta la presión final p_3 mediante un trabajo W_T . El aire pasa a una turbina adiabática luego de sufrir un calentamiento a presión constante p_3 , hasta $t_3 = 727$ °C saliendo de la turbina a $p_4 = 101$ kPa. La turbina produce un trabajo que en parte es usado por el compresor (están montadas sobre el mismo eje) y el resto es trabajo útil que se usará para mover el generador eléctrico. La turbina entrega un trabajo W_T tal que $W_C = 0,75 W_T$. Tanto la turbina como el compresor tienen un rendimiento adiabático (o rendimiento isoentrópico) $\eta_t = \eta_c = 0,9$. La potencia mecánica útil es $\dot{W}_U = \dot{W}_T - \dot{W}_C = 3000$ HP.

El sistema funciona en régimen estacionario, de modo que decir “trabajo” equivale a hablar de “potencia”.

Representar las evoluciones en un diagrama T-s para el aire.

Determinar:

- Presión p_3 .
- Flujo másico \dot{m} que circula por la instalación.
- Calor \dot{Q} recibido por el aire en el calentamiento a presión constante.
- Rendimiento térmico: $\eta = W_U / Q$
- La variación de entropía del sistema, medio y universo, si la fuente se encuentra a una temperatura de 1000 K.
- Variaciones de exergía del sistema, medio y universo, y rendimiento exergético del proceso
- Calcular las pérdidas de exergía en el compresor, el calentamiento (fuente incluida), en la turbina, y en el alternador, suponiendo que la energía eléctrica producida sea el 99% del trabajo útil.



Ejercicio 9.2

En un ciclo Joule Brayton abierto, de aire e ideal, el aire ingresa al compresor a una presión de 100kPa y a una temperatura de 300 K, comprimiendo el aire hasta 500kPa. La temperatura a la entrada de la turbina es de 900 K siendo la presión de descarga de la misma de 100 kPa.

Determinar:

- a) Temperatura a la salida del compresor y de la turbina.
- b) Calor intercambiado en kJ/kg
- c) Trabajo producido por la turbina en kJ/kg.
- d) Trabajo del compresor en kJ/kg
- e) Trabajo neto en kJ/kg
- f) Eficiencia térmica del ciclo.

Respuestas:

- a) $T_2 = 475$ K $T_4 = 568$ K
- b) $q_1 = 427$ kJ/kg
- c) $w_{TUR} = 333,3$ kJ/kg
- d) $w_{com} = 175,9$ kJ/kg
- e) $w_{NETO} = 157,4$ kJ/kg
- f) $\eta_t = 36,9\%$

Ejercicio 9.3

Con los mismos datos del ejercicio anterior, pero considerando un rendimiento isentrópico de 90% en la turbina y en el compresor,

Determinar

- a) Temperatura a la salida del compresor y de la turbina.
- b) Calor intercambiado en kJ/kg
- c) Trabajo producido por la turbina en kJ/kg.
- d) Trabajo del compresor en kJ/kg
- e) Trabajo neto en kJ/kg
- f) Eficiencia térmica del ciclo.
- g) Calcule la eficiencia térmica del ciclo aumentando la temperatura a la entrada de la turbina a 1000K, dejando constante la presión de 500.
- h) Calcule la eficiencia térmica del ciclo aumentando la relación de presión a 6 y dejando constante la temperatura a la entrada a la turbina en 900K.

Respuestas:

- a) $T_2 = 494$ K $T_4 = 601$ K
- b) $q_1 = 407$ kJ/kg
- c) $w_{TUR} = 299,9$ kJ/kg
- d) $w_{com} = 195,5$ kJ/kg
- e) $w_{NETO} = 104,4$ kJ/kg
- f) $\eta_t = 25,6\%$

g) $\eta_t = 27,13\%$

h) $\eta_t = 26,96\%$

Ejercicio 9.4

En un ciclo Brayton de aire estándar, el gas ingresa al compresor a $p_1 = 100$ kPa y $t_1 = 20^\circ\text{C}$. La presión a la salida del compresor es $p_2 = 600$ kPa y la temperatura máxima del ciclo es de $t_3 = 827^\circ\text{C}$. Suponiendo procesos ideales, calcular:

- Presión y temperatura en cada punto del ciclo.
- Trabajo en la turbina y en el compresor por cada kg de aire que circula.
- Rendimiento térmico del ciclo. Hallar la expresión del rendimiento térmico en función de la relación p_2/p_1 .

Respuestas:

a)

p_1	p_2	p_3	p_4	T_1	T_2	T_3	T_4
KPa	kPa	kPa	kPa	K	K	K	K
100	600	600	100	293	488.8	1100	569.3

b) $w_{\text{TUR}} = 299,9$ kJ/kg $w_{\text{com}} = 195,5$ kJ/kg

c) $\eta_t = 40,06\%$

Ejercicio 9.5

Considerando que el ciclo del ejercicio anterior es un proceso real, y por lo tanto debe ser afectado por el rendimiento isoentrópico, siendo en la turbina $\eta_{\text{TUR}} = 0,85$ y en el compresor $\eta_{\text{COM}} = 0,8$. Datos: $p_1 = p_4 = 100$ kPa, $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $p_2 = 600$ kPa, $t_3 = 827^\circ\text{C}$.

Determinar:

- Presión y temperatura en cada punto del ciclo.
- Trabajo en la turbina y en el compresor por cada kg de aire que circula.
- Rendimiento térmico del ciclo, η_t .
- Rendimiento exergético del ciclo, η_{EX} .
- Representar el ciclo en el mismo diagrama T-s.

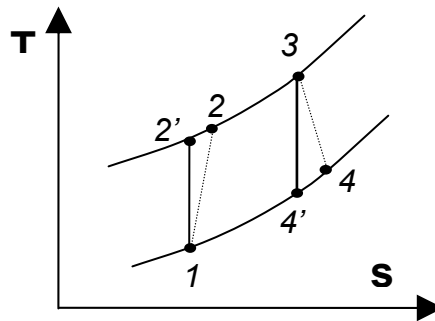
Suponer que los intercambiadores de calor con las fuentes son reversibles. Temperatura y presión del medio: $p_0 = 100$ kPa, $T_0 = 300$ K.

Respuestas:

p_1	P_2	p_3	p_4	T_1	T_2	T_3	T_4
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

kPa	kPa	kPa	kPa	K	K	K	K
100	600	600	100	293	537,8	1100	725,4

- b) $w_{TUR} = 376,3 \text{ kJ/kg}$
 $w_{com} = 245,9 \text{ kJ/kg}$
- c) $\eta_t = 23,08\%$



Ejercicio 9.6 - Explicado en página 182

El fluido de trabajo de un ciclo Rankine ideal, es vapor de agua. A la turbina adiabática entra vapor saturado a 8 MPa y del condensador sale líquido saturado a la presión de 0,008 MPa. La potencia obtenida es de 100MW. Determinése para el ciclo:

- Rendimiento térmico.
- Relación de trabajos.
- El flujo másico de vapor.
- El calor absorbido por el fluido de trabajo a su paso por la caldera
- El calor cedido.
- El flujo másico de agua de refrigeración en el condensador si el agua entra a 15°C y sale a 35°C .

Respuestas:

- $\eta_T = 0,37$
- $\frac{W_{TUR}}{W_{BOM}} = \frac{125,2}{1}$
- $\dot{m} = 373\,300 \frac{\text{kg vapor}}{\text{h}}$
- $\dot{Q}_1 = 230\,200\,000 \frac{\text{kCal}}{\text{h}} = 267,7 \text{ MW}$
- $\dot{Q}_2 = -144\,900\,000 \frac{\text{kCal}}{\text{h}} = -168,5 \text{ MW}$
- $\dot{m}_A = 7\,244\,000 \frac{\text{kg agua refrig}}{\text{h}}$

Ejercicio 9.7

Reconsidere el ejercicio 1 , pero incluyendo en el análisis que la turbina y la bomba tienen cada una eficiencia adiabática de 85% .

Determinar:

- a- Rendimiento térmico.
- b- Relación de trabajos.
- c- El flujo másico de vapor.
- d- El calor absorbido por el fluido de trabajo a su paso por la caldera
- e- El calor cedido en el condensador.
- f- El flujo másico de agua de refrigeración en el condensador si el agua entra a 15°C y sale a 35°C .

Respuestas:

- a- $\eta_T = 0,31$
- b- $\frac{W_{TUR}}{W_{BOM}} = \frac{91,5}{1}$
- c- $\dot{m}' = 439\,200 \frac{\text{kg vapor}}{\text{h}}$
- d- $\dot{Q}'_1 = 314,8 \text{ MW}$
- e- $\dot{Q}'_2 = -215,9 \text{ MW}$
- f- $\dot{m}_{A'} = 9\,283\,80 \frac{\text{kg agua refrig}}{\text{h}}$

Ejercicio 9.8

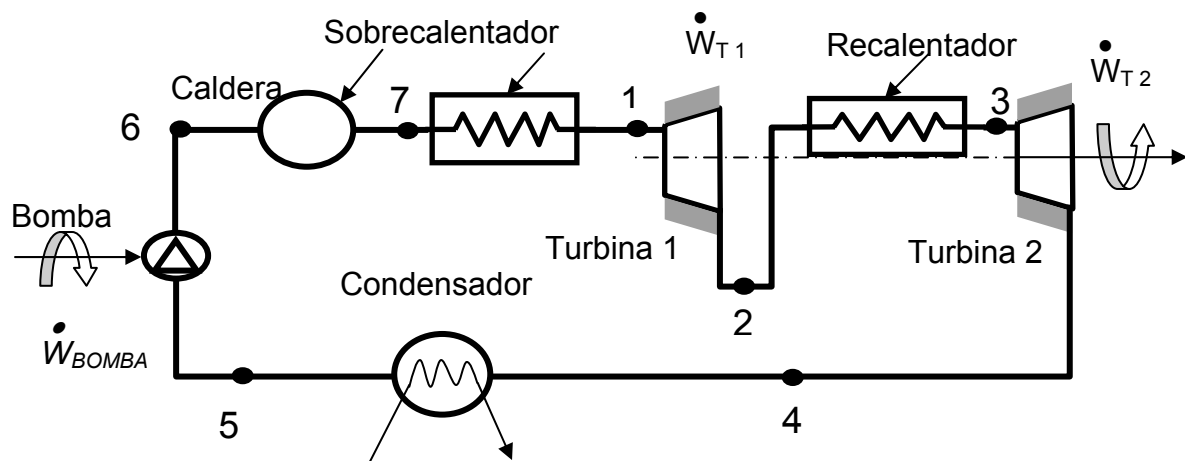
En un ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento se utiliza vapor de agua como fluido de trabajo como se indica en el esquema de la instalación.

El vapor entra en la primera etapa de la turbina, donde se expande hasta la presión de 0,7 MPa. La presión de condensación es de 0,008 MPa. La potencia neta es de 100 MW. Las turbinas y la bomba son reversibles.

$$P_1 = 8 \text{ MPa} \quad t_1 = 480^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 0,7 \text{ MPa} \quad t_3 = 440^\circ\text{C}$$

Estado 5 : líquido saturado

**Determinar:**

- a- Rendimiento térmico del ciclo
- b- Flujo másico del vapor.
- c- Flujo de calor cedido por el vapor en el condensado

Respuestas:

a- $\eta_T = 0,40$

b- $\dot{m} = 235\,700 \frac{\text{kg vapor}}{\text{h}}$

c- $\dot{Q}_2 = -127\,000\,000 \frac{\text{kCal}}{\text{h}} = -147,6 \text{ MW}$

Ejercicio 9.9

Reconsiderar el ciclo con recalentamiento del problema 3, pero incluyendo en el análisis el rendimiento isoentrópico en ambas turbinas de 85%.

Determinar:

El rendimiento térmico del ciclo.

Respuesta:

$\eta_T' = 0,35$

NOTA:

Se han volcado en el cuadro siguiente los resultados que se obtuvieron desde el ejercicio 1 al 6. Es importante observar la diferencia en los rendimientos térmicos a medida que vamos mejorando los ciclos, como así también la comparación de los procesos ideales y reales.

I						
		Problema				
	Unidad		9.6	9.7	9.8	9.9
			Rankine	Rankine Irreversible	Con sobrecalentador y recalentador	Idem, irreversible
a		η_T	0,37	0,31	0,40	0,35
b		$\frac{W_T}{W_B}$	$\frac{125,2}{1}$	$\frac{91,5}{1}$		
c	10^3 kg / h	\dot{m}	373,3	439,2	235,7	
d	MW	\dot{Q}_1	267.7	314.8		
e	MW	\dot{Q}_2	168.5	215.9	147.6	

Problemas para resolver con el software de Yunus Cengel y Michael Boles**Ejercicio 9.10**

Resolver los ejercicios 9.6, 9.7, 9.8 y 9.9 con el software de Yunus Cengel y Michael Boles, y comparar los resultados anteriores, que se realizaron con las tablas y diagramas.

Ejercicio 9.11 (soft Cengel-Boles)

Considere una planta de potencia combinada de gas-vapor. La relación de presiones del ciclo de turbina de gas es 16. El aire entra al compresor a 300 K circulando 14 kg/s, y se calienta hasta 1500 K, en la cámara de combustión. Los gases de combustión que salen de la turbina de gas, se emplean para calentar el vapor a 10 MPa, hasta 400 °C en un intercambiador de calor. Los gases de combustión salen del intercambiador a 420 K. El vapor que sale de la turbina se condensa a 15 kPa. Suponga que todos los procesos de expansión y compresión son isoentrópicos. $p_0 = 101$ kPa.

Determinar:

- a- Flujo másico del vapor
- b- Potencia neta
- c- Eficiencia térmica del ciclo combinado.
- d- Dibuje los diagramas T-s correspondientes para cada ciclo

Respuesta:

- a- $\dot{m} = 1275$ kg/s
 - b- $W_{\text{NETO}} = 7818$ kW
 - c- $\eta_{\text{TÉRMO}} = 66,3$ %
-

Ejercicio 9.12 (soft Cengel-Boles)

Repita el ejercicio anterior, suponiendo los rendimientos isoentrópicos de: para la bomba de 100%, para el compresor 82 % y para las turbinas de gas y vapor 86%.

Ejercicio 9.13 (soft Cengel-Boles)

Considere un ciclo de potencia combinado gas-vapor. El ciclo de gas (Joule Brayton) tiene una relación de presión de $r_p = 8$. El aire entra al compresor a 300 K y a la turbina a 1300 K. El rendimiento isoentrópico del compresor es de $\eta_c = 0,8$ y el de la turbina $\eta_t = 0,85$. El ciclo de vapor está constituido por un ciclo de Rankine con sobrecalentamiento que opera entre 7 MPa y 5 kPa. El vapor se sobrecalienta en la caldera de recuperación por medio de gases de escape hasta 500 °C. Los gases de escape se enfrían hasta 450 K. Estado de referencia $T_0 = 300$ K y $P_0 = 100$ kPa

Determinar:

- a- Dibuje el esquema de la instalación.
- b- Dibuje en los diagramas temperatura y entropía, cada ciclo por separado.
- c- Cociente entre el caudal de vapor y el caudal de los gases de combustión.

- d- Eficiencia térmica del ciclo combinado.
- e- Eficiencia exergética del ciclo combinado.
- f- Eficiencia del ciclo de gas
- g- Eficiencia del ciclo de vapor
- h- Compare los resultados con los del ciclo combinado y saque conclusiones.
- i- Realice este ejercicio con las tablas y los diagramas y con el programa de computadora.
- j- Con El programa de Cengel-Boles, aumente la presión del condensador a 8 Kpa , y compare los resultados.

Respuestas:

- c- $mv/mg = 0,131$
- d- $\eta_{comb.} = 48,7 \%$
- f- $\eta_{gas} = 26,6 \%$
- g- $\eta_{vapor} = 40,7 \%$

Problema 9.14 (soft Cengel-Boles)

Una planta de potencia de vapor, opera con un ciclo de Rankine con sobrecalentamiento.

Estado 1: entrada a la bomba.

Estado 2: entrada a la caldera.

Estado 3: entrada a la turbina adiabática irreversible.

Estado 4: entrada al condensador.

Potencia generada $\dot{W} = 20 \text{ MW}$

El medio de referencia se encuentra a $T_0 = 300 \text{ K}$ y $p_0 = 101,3 \text{ kPa}$

$$p_1 = p_4 = 10 \text{ kPa}$$

$$p_2 = p_3 = 10000 \text{ kPa}$$

Rendimientos adiabáticos de bomba y turbina: $\eta_{BOM} = \eta_{TUR} = 80\%$

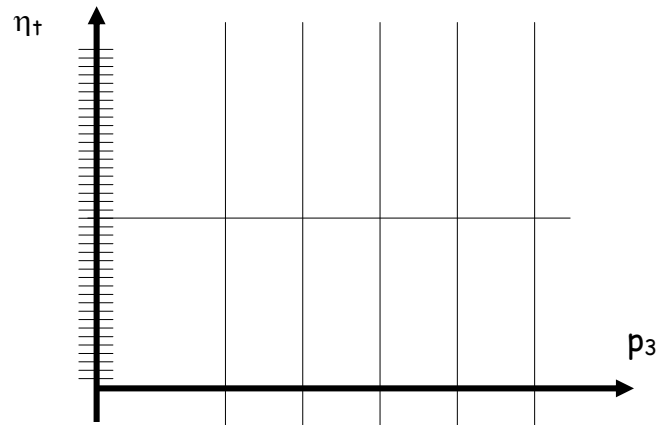
Título en salida de turbina: $X_4 = 0,98$

Con la ayuda del programa de cálculo correspondiente, se pide determinar:

Determinar:

- a - Temperatura a la entrada de la turbina t_3 .
- b - Calores y trabajos específicos en kJ/kg de los componente de la instalación.
- c - Trabajo neto w_N específico en kJ/kg.
- d - Rendimiento térmico del ciclo η_t .
- e - Caudal másico del vapor en circulación
- f - Dibujar el ciclo en el diagrama T-s indicando puntos y transformaciones.
- g - Dibujar el esquema de la instalación .
- h - Trazar a mano alzada un curva del rendimiento térmico del ciclo en función de la variación de la presión p_3 , manteniendo constante la temperatura t_3 , el rendimiento adiabático de la turbina y la presión de descarga de la misma, p_4 ; los estados 1 y 2 no cambian. Para ello tome dos valores por debajo (a 9000 y 9500) y dos valores por encima (a 10500 y 11000), y con estos puntos construya la curva del η_t en función de p_3 en ese rango.

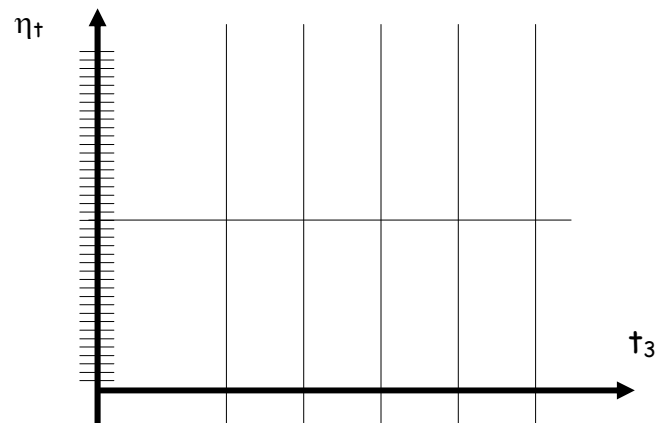
p_3	η_t



- j - Suponga que en el citado ciclo de Rankine el calor aportado al ciclo (en la caldera y sobrecalentador) se hace a través de una corriente de aire caliente que entra a 850°C y sale a 250°C , a la presión constante de 110 kPa . Calcule la masa de aire \dot{m} en kg/s necesaria y el rendimiento exergético del proceso, η_{EX} . Desprecie la exergía del calor del condensador.
- k - Trazar a mano alzada un curva del rendimiento térmico del ciclo en función de la variación de la temperatura t_3 , manteniendo constante la presión p_3 , el rendimiento adiabático de la turbina y la presión de descarga de la misma, p_4 ; los estados 1 y 2 no cambian. Para ello tome dos valores por debajo (-5° y -10°) y dos valores por encima ($+5^\circ$ y $+10^\circ$) de la t_3 calculada, y con estos puntos construya la curva del η_t en función de t_3 en ese rango

l -

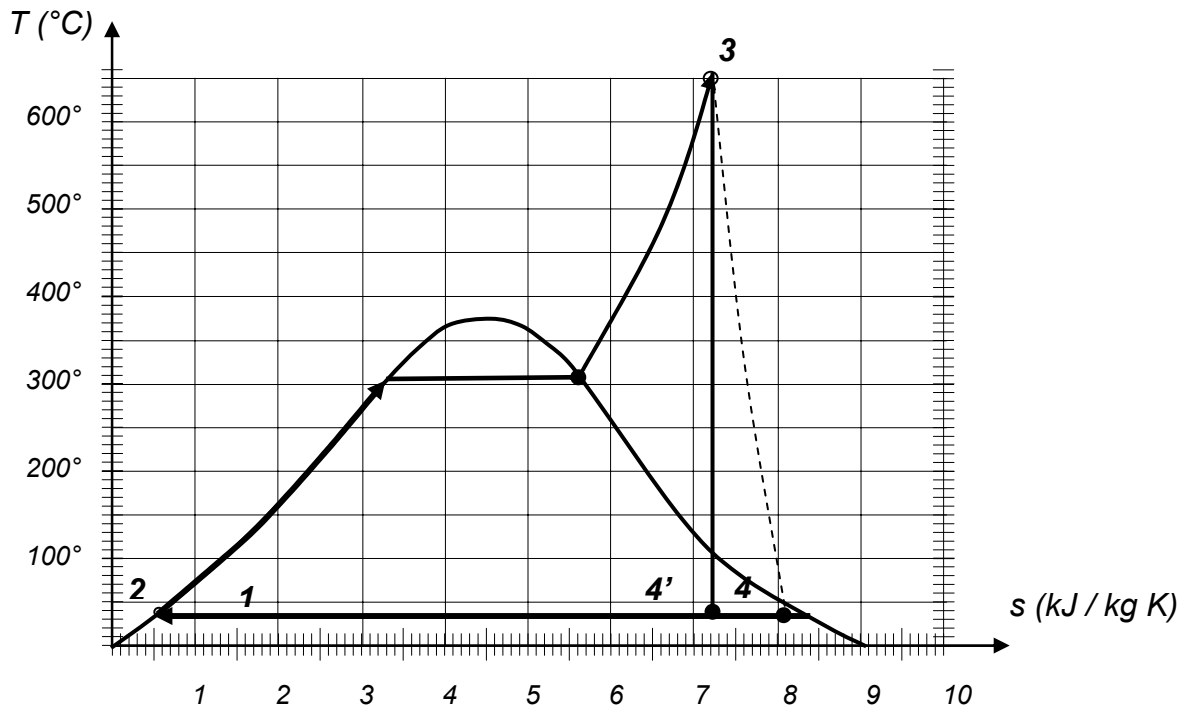
t_3	η_t



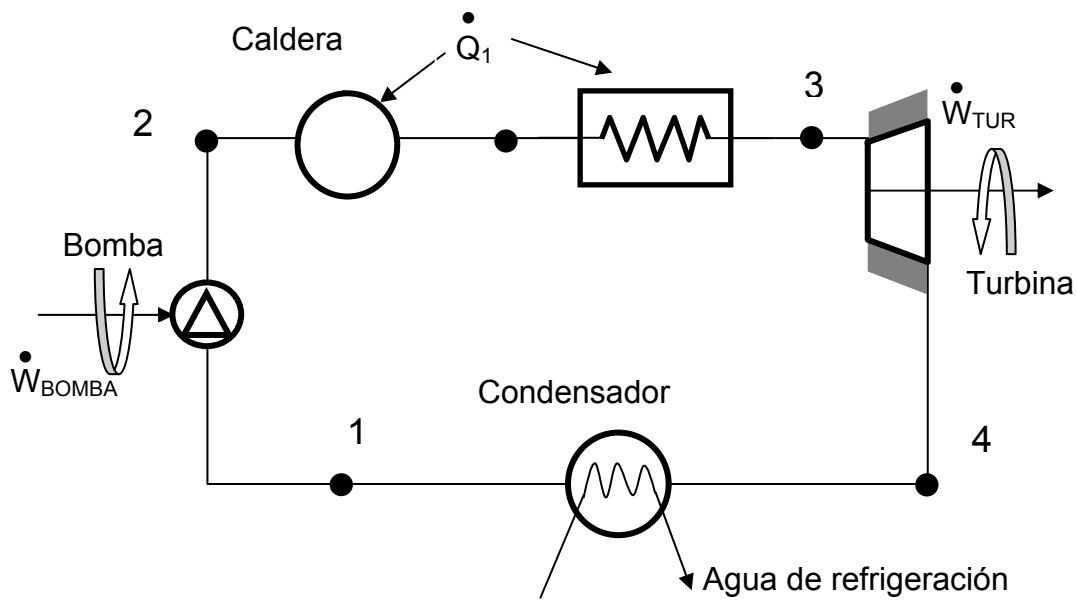
Respuestas:

- a- $t = 652^\circ\text{C}$
- b- $q_1 = 3449,87\text{ kJ/kg}$. $w_{\text{TURBINA}} = 1217,431\text{ kJ/kg}$. $w_{\text{BOMBA}} = 12,612\text{ kJ/kg}$.
- c- $w_{\text{NETO}} = 1204,819\text{ kJ/kg}$.
- d- $\eta_{\text{TÉRMIICO}} = 33,94$
- e- $\dot{m}_{\text{vapor}} = 16,60\text{ kg/s}$

f- Diagrama T-s



g - Esquema de la instalación



h - El alumno dibujará la curva en base a los siguientes valores

P_3 (kPa)	Rendimiento
9000	33,66
9500	33,8
10000	33,94
10500	34,05
11000	34,16

i - $\dot{m}_{\text{GAS}} = 93,86 \text{ kg/s}$ $\eta_{\text{EXERGETICO}} = 0,496$

j - El alumno dibujará la curva en base a los siguientes valores

t_3 (°C)	Rendimiento
662,5	34,07
657,5	34,10
652,5	33,94
647,5	33,88
642,5	33,81

Ejercicio 9.15

Una central térmica de vapor, funciona con una presión de caldera de 4000 kPa, y 7,5 kPa de presión en el condensador, siendo $t_0 = 20^\circ\text{C}$ y $p_0 = 101,3 \text{ kPa}$ el estado del medio de referencia. Para los siguientes casos:

Caso a- Carnot ideal; temperatura de la fuente $t_F =$ temperatura de caldera.

Caso b- Rankine ideal ; temperatura de la fuente $t_F =$ temperatura de caldera.

Caso c- Rankine con sobrecalentamiento, ideal. Temperatura de sobrecalentamiento es de 380°C . Temperatura de la fuente $t_F =$ temperatura final de sobrecalentamiento.

Caso d- Rankine con sobrecalent. (380°C), real, con rendimiento de expansión $\eta = 0,85$ y bomba ideal .Temperatura de la fuente $t_F =$ Temp..final de sobrecalentamiento.

Determinar:

- Rendimiento térmico.
- El rendimiento exergético para los siguientes ciclos .
- Diagrama T-s
- El calor y el trabajo, para un flujo másico de 1500 kg / h

Ejercicio 9.16

Para el último caso anterior (ciclo de Rankine con sobrecalentamiento), calcular el rendimiento exergético, si el calor aportado al ciclo es provisto por gases calientes a 650°C cuyo calor específico es de $c_{p \text{ GASES}} = 1 \text{ kJ/kg K}$, que se descargan a la atmósfera a 290°C . Tomar también para este caso un medio de referencia de 20°C .

Ejercicio 9.17

Una central térmica de vapor, funciona según un ciclo de Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento, con las mismas presiones de caldera y de condensación que en el ejercicio anterior (16). La masa de vapor circulante es de 1500 kg / h y la temperatura final de sobrecalentamiento es de 380 °C, e igual a la de recalentamiento. El vapor a la entrada al recalentador es vapor saturado seco. Considerar turbinas y bomba ideales.

Determinar:

- | | |
|-----------------------------|---------------------------|
| a- Potencia útil obtenida. | d- Calor del condensador. |
| b- Calor aportado al ciclo. | e- Rendimiento térmico. |
| c- Potencia de la bomba. | f- Rendimiento exrgético |

Respuestas:

a- $\dot{W}_U = 536 \text{ kW}$

d- $\dot{Q}_{COND} = -910 \text{ kW}$

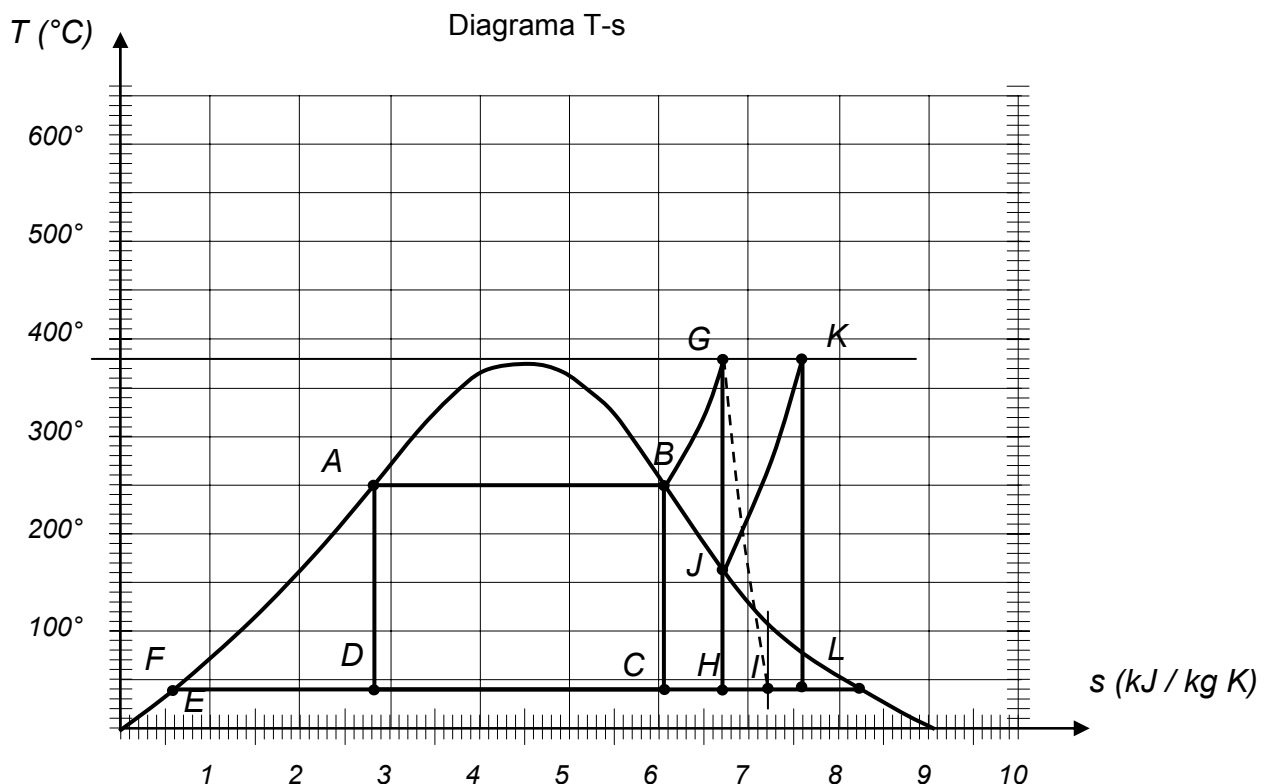
b- $\dot{Q}_{CALD} = 1442 \text{ kW}$

e- $\eta_T = 37,1 \%$

c- $\dot{W}_{BOM} = -1,69 \text{ kW}$

f- $\eta_{EX} = 67,4 \%$

$\dot{m}_{GASES \text{ A } 650^\circ\text{C}} = 12480 \text{ kg/h}$



En la siguiente tabla se vuelcan los resultados de los ejercicios anteriores con el objeto de compararlos.

ejercicio	CICLO	$\dot{Q}_{\text{CALD}+}$	\dot{Q}_{COND}	\dot{W}_{TUR}	\dot{W}_{BOM}	\dot{W}_{U}	η_{T}	η_{EX}
		kW	kW	kW	kW	kW	%	%
15.a Carnot Ideal	ABCD	714	-427	379	-92,8	286	40,1	100
15,b Rankine Ideal	ABCE	1095	-717	379	-1,69	378	34,5	78,3
15,c Rankine c/sobrecalentamiento	ABCHE	1248	-800	450	-1,69	448	35,9	65,1
15,d Rankine c/sobrec. Real	ABCIE	1248	-868	382	-1,69	381	30,5	55,3
17 Rankine c/recalentamiento	ABCJKLE	1442	-910	534	-1.69	536	37.1	67.4

Ejercicios resueltos

Ejercicio 9.1

Para producir energía eléctrica durante las horas de mayor demanda se utilizan máquinas llamadas “Turbinas de gas”. Básicamente están constituidas por cuatro elementos:

- un compresor adiabático que aspira aire atmosférico.
- un calentador del aire comprimido (que en la realidad se hace inyectando combustible y quemándolo) ,
- una turbina adiabática que descarga el aire en la atmósfera, y
- un alternador o generador eléctrico.

El compresor adiabático aspira aire a $p_1 = 101 \text{ kPa}$ y $t_1 = 27 \text{ °C}$ y lo comprime hasta la presión final p_3 mediante un trabajo W_T . El aire pasa a una turbina adiabática luego de sufrir un calentamiento a presión constante p_3 , hasta $t_3 = 727 \text{ °C}$ saliendo de la turbina a $p_4 = 101 \text{ kPa}$. La turbina produce un trabajo que en parte es usado por el compresor (están montadas sobre el mismo eje) y el resto es trabajo útil que se usará para mover el generador eléctrico. La turbina entrega un trabajo W_T tal que $W_C = 0,75 W_T$. Tanto la turbina como el compresor tienen un rendimiento adiabático (o rendimiento isoentrópico) $\eta_t = \eta_c = 0,9$. La potencia mecánica útil es $\dot{W}_U = \dot{W}_T - \dot{W}_C = 3000 \text{ HP}$.

El sistema funciona en régimen estacionario, de modo que decir “trabajo” equivale a hablar de “potencia”.

Representar las evoluciones en un diagrama T-s para el aire.

Determinar:

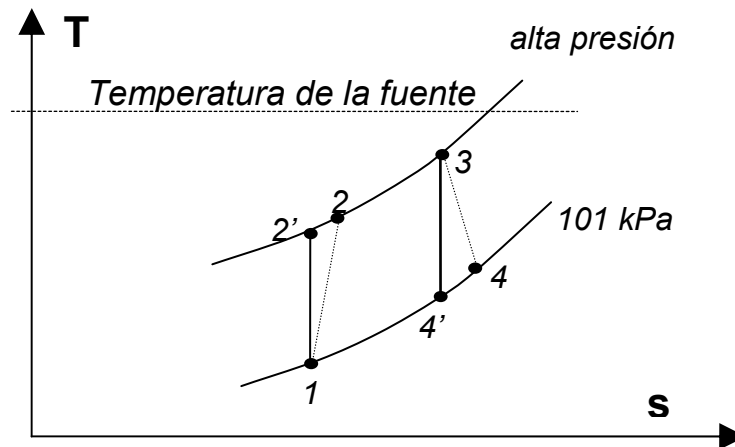
- Presión p_3 .
- Flujo másico \dot{m} que circula por la instalación.
- Calor \dot{Q} recibido por el aire en el calentamiento a presión constante.
- Rendimiento térmico: $\eta = W_U / Q$
- La variación de entropía del sistema, medio y universo, si la fuente se encuentra a una temperatura de 1000 K .
- Variaciones de exergía del sistema, medio y universo, y rendimiento exergético del proceso
- Calcular las pérdidas de exergía en el compresor, el calentamiento (fuente incluida), en la turbina, y en el alternador, suponiendo que la energía eléctrica producida sea el 99% del trabajo útil.

Solución

Las transformaciones en el compresor y en la turbina son irreversibles. En el calentamiento $2 \rightarrow 3$, si bien el proceso es irreversible debido a la transferencia de calor desde la fuente térmica con salto finito de temperatura, la transformación del gas es considerada cuasiestático (principalmente al despreciar las caídas de presión a lo largo de la serpentina).
Datos:

$$\begin{array}{ll}
 p_1 = p_4 = 101 \text{ kPa} & \dot{W}_T - \dot{W}_C = 3000 \text{ HP} = 2200 \text{ kW} \\
 t_1 = 27 \text{ °C} & \dot{W}_C = 0,75 \dot{W}_T \\
 t_3 = 727 \text{ °C} & \eta_t = \eta_c = 0,9
 \end{array}$$

Diagrama T-s

**Desarrollo de la solución**

relaciones entre parámetros:

$$\text{adiabática reversible } 1 \rightarrow 2' \text{ (} t_2' \text{ estado ideal)} \quad (1) \quad \left(\frac{T_{2'}}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{p_{2'}}{p_1}\right)$$

$$\text{adiabática irreversible} \quad (2) \quad \eta_c = 0,9 = \frac{T_1 - T_{2'}}{T_1 - T_2}$$

$$\text{adiabática reversible } 3 \rightarrow 4' \text{ (} t_4' \text{ estado ideal)} \quad (3) \quad \left(\frac{T_3}{T_{4'}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{p_3}{p_{4'}}\right)$$

$$\text{adiabática irreversible} \quad (4) \quad \eta_t = 0,9 = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4'}}$$

$$(5) \quad p_2 = p_{2'} = p_3 \\ p_1 = p_{4'} = p_4$$

Primer principio:

$$(6) \quad \dot{W}_T - \dot{W}_C = 2200 \text{ kW}$$

$$(7) \quad \dot{W}_C = 0,75 \dot{W}_T$$

$$(8) \quad \dot{W}_T = \dot{m} c_p (T_3 - T_4)$$

$$(9) \quad \dot{W}_C = \dot{m}_T c_p (T_2 - T_1)$$

$$\dot{Q}_{2 \rightarrow 3} = \dot{m} c_p (T_3 - T_2)$$

Todo esto constituye un sistema de ecuaciones con las siguientes incógnitas:

$$p_3, p_{2'}, T_4, T_2, T_{4'}, T_{2'}, \dot{W}_T, \dot{W}_C, \dot{m}$$

Este sistema que a simple vista parece ser de compleja resolución, se reduce a pocos pasos:

De la (6) y la (7) se obtienen:

$$\dot{W}_T = 8800 \text{ kW} \quad \text{y} \quad \dot{W}_C = 6600 \text{ kW}$$

Con la (5) se reemplazan las presiones en (1) y (3). Entonces éstas se pueden igualar, y reemplazando $T_{2'}$ con la (2) y $T_{4'}$ con la (4), se obtiene:

$$\frac{300 - 0,9 (300 - T_2)}{300} = \frac{1000}{1000 - \frac{1000 - T_4}{0,9}}$$

para reemplazar en la anterior, de la (8) y (9) se obtiene

$$(1000 - T_4) = \frac{8800}{1,006} \left(\frac{1}{\dot{m}} \right) \quad \text{y} \quad (T_2 - 300) = \frac{6600}{1,006} \left(\frac{1}{\dot{m}} \right)$$

luego:

$$\frac{300 - 0,9 \left(\frac{6600}{1,006} \left(\frac{1}{\dot{m}} \right) \right)}{300} = \frac{1000}{1000 - \frac{8800}{1,006} \left(\frac{1}{\dot{m}} \right) \frac{1}{0,9}}$$

de donde:

$$\dot{m} = 19,2 \text{ kg / s}$$

Luego:

$$T_4 = 544,5 \text{ K}$$

$$T_2 = 641,7 \text{ K}$$

$$p_3 = p_2 = 101 \text{ kPa} \left(\frac{300 - 0,9 (300 - T_2)}{300} \right)^{\frac{1,399}{1,399-1}} = 1198,5 \text{ kPa}$$

$$T_{2'} = 300 - (300 - T_2) 0,9 = 607,5 \text{ K}$$

$$T_{4'} = 1000 - \frac{1000 - T_4}{0,9} = 493,8 \text{ K}$$

Con el sistema de ecuaciones resuelto se contestan las preguntas a) y b)

c) Cálculo del calor:

$$\dot{Q}_{2 \rightarrow 3} = \dot{m} c_p (T_3 - T_2) = 19,2 \cdot 1,006 \cdot (100 - 641,7) = 6922,1 \text{ kW}$$

d) Rendimiento térmico:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{\text{ÚTIL}}}{\dot{Q}_{2 \rightarrow 3}} = \frac{2200}{6922} = 0,318$$

e) Variaciones de entropía: la variación de entropía del volumen de control o sistema cerrado en régimen permanente es cero, pues no hay cambios dentro del volumen de control.

$$\dot{\Delta S}_{\text{GAS}} = \dot{m} \left(c_p \ln \frac{T_4}{T_1} - R \ln \frac{p_4}{p_1} \right) = 19,2 \left(1,006 \ln \frac{544,5}{300} - 0,287 \ln \frac{101}{101} \right) = 11,519 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

$$\dot{\Delta S}_{\text{FUENTE}} = \frac{\dot{Q}_F}{T_F} = \frac{-6922}{1000} = -6,922 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

$$\dot{\Delta S}_U = \dot{\Delta S}_S + \dot{\Delta S}_M = 4,591 \frac{\text{kJ}}{\text{K}}$$

e) **Variaciones de exergía** (sin tener en cuenta el generador eléctrico)

$$\dot{\Delta Ex}_S = \dot{\Delta H}_S - T_0 \dot{\Delta S}_S = 19,2 \cdot 1,006 \cdot (544,5 - 300) - 300 \cdot 11,519 = 1266,4 \text{ kW}$$

$$\dot{\Delta Ex}_M = -\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_F} \right) = -6922,1 \left(1 - \frac{300}{1000} \right) = -4845,5 \text{ kW}$$

$$\dot{\Delta Ex}_{M(W)} = \dot{W}_{\text{UTIL}} = 2200 \text{ kW}$$

$$\dot{\Delta Ex}_U = \dot{\Delta Ex}_S + \dot{\Delta Ex}_M + \dot{\Delta Ex}_{M(W)} = 1266,4 + -4845,5 + 2200 = -1379 \text{ kW}$$

verificación:

$$\begin{aligned} \dot{\Delta Ex}_U &= -T_0 \cdot \dot{\Delta S}_U \\ -1379 &= -300 \cdot 4,591 \\ -1379 &= -1379 \end{aligned}$$

rendimiento exergético:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{W}_{\text{UTIL}}}{\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_F} \right)} = \frac{2200}{4845,5} = 0,454$$

g) **Pérdidas de exergía: (balances de exergía)**. Se tomará para cada componente la sumatoria algebraica de las exergías entrantes menos la sumatoria de las salientes.

$$\dot{Ex}_{\text{PERDIDA}} = \sum \dot{Ex}_{\text{ENTRANTES}} - \sum \dot{Ex}_{\text{SALIENTES}}$$

Por lo tanto, en un sistema abierto en régimen estacionario, la variación de exergía del sistema en cuestión $\dot{\Delta Ex}_S$, cambiada de signo compone la pérdida de exergía; a esta se le resta el trabajo producido y la exergía del calor entregado al medio, y se le suma el trabajo utilizado por el sistema, y la exergía del calor entrante.

En el compresor

$$\dot{Ex}_{\text{PER COMP}} = -\dot{\Delta Ex}_{1 \rightarrow 2} + \dot{W}_c$$

$$\dot{Ex}_{\text{PER COMP}} = -\dot{\Delta H}_{1 \rightarrow 2} + T_0 \cdot \dot{\Delta S}_{1 \rightarrow 2} + \dot{W}_c$$

$$\dot{Ex}_{\text{PER COMP}} = -\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) + T_0 \cdot \dot{m} \cdot \left(c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \right) + \dot{W}_c =$$

$$= -19,2 \cdot 1,006 (641,7 - 300) + 300 \cdot 19,2 \cdot \left(1,006 \ln \frac{641,7}{300} - 0,287 \ln \frac{1198,5}{101} \right) + 6600$$

$$\dot{E}_{X_{PER COMP}} = 316,5 \text{ kW}$$

Esta exergía perdida, lo es debido a las irreversibilidades de la compresión

En el calentador

$$\dot{E}_{X_{PER CALENT}} = -\Delta\dot{E}_{X_{2 \rightarrow 3}} + \dot{E}_{X_{Q FUENTE}}$$

$$\dot{E}_{X_{PER CALENT}} = -\Delta\dot{H}_{2 \rightarrow 3} + T_0 \cdot \Delta\dot{S}_{2 \rightarrow 3} + \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_F} \right)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{X_{PER COMP}} &= -\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3, T_2) + T_0 \cdot \dot{m} \cdot \left(c_p \ln \frac{T_3}{T_2} - R \ln \frac{p_3}{p_2} \right) + \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_F} \right) = \\ &= -19,2 \cdot 1,006 (1000 - 641,7) + 300 \cdot 19,2 \cdot \left(1,006 \ln \frac{1000}{641,7} - 0,287 \ln \frac{1198,5}{1198,5} \right) + 4845 \end{aligned}$$

$$\dot{E}_{X_{PER CALENT}} = 495 \text{ kW}$$

Esta exergía perdida es la consecuencia de las irreversibilidades de la transferencia de calor desde la fuente al calentador.

En la turbina

$$\dot{E}_{X_{PER TURBINA}} = -\Delta\dot{E}_{X_{3 \rightarrow 4}} - \dot{W}_T$$

$$\dot{E}_{X_{PER TURBINA}} = -\Delta\dot{H}_{3 \rightarrow 4} + T_0 \cdot \Delta\dot{S}_{3 \rightarrow 4} - \dot{W}_T$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{X_{PER TURBINA}} &= -\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_4, T_3) + T_0 \cdot \dot{m} \cdot \left(c_p \ln \frac{T_4}{T_3} - R \ln \frac{p_4}{p_3} \right) - \dot{W}_T = \\ &= -19,2 \cdot 1,006 (544,5, 1000) + 300 \cdot 19,2 \cdot \left(1,006 \ln \frac{544,5}{1000} - 0,287 \ln \frac{101}{1198,5} \right) - 8800 \end{aligned}$$

$$\dot{E}_{X_{PER TURBINA}} = 565 \text{ kW}$$

La exergía perdida es debida a las irreversibilidades de la turbina, puestas en evidencia por el rendimiento isoentrópico menor que la unidad.

Obsérvese que la suma de las tres pérdidas precedentes es igual y de signo contrario al valor de la variación de exergía del universo.

En el alternador. Entran 2200 kW de energía mecánica y sale $2200 \cdot 0,99 = 2178$ kW de energía eléctrica (el resto es calor perdido en el medio ambiente, generado por las pérdidas propias, y que carece de valor exergético).

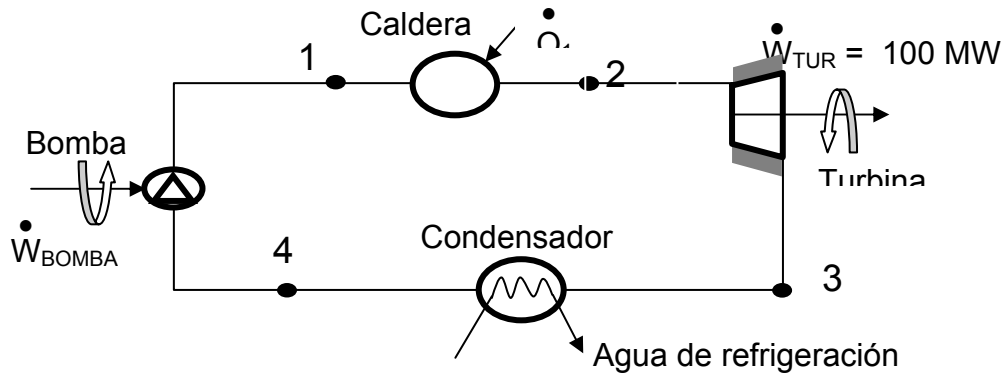
$$\dot{E}_{X_{PER ALTERNADOR}} = 2200 - 2178 = 22 \text{ kW}$$

Ejercicio 9.6

El fluido de trabajo de un ciclo Rankine ideal, es vapor de agua. A la turbina adiabática entra vapor saturado a 8 MPa y del condensador sale líquido saturado a la presión de 0,008 MPa. La potencia obtenida es de 100MW. Determínese para el ciclo:

a- Rendimiento térmico.

- b- Relación de trabajos.
- g- El flujo másico de vapor.
- h- El calor absorbido por el fluido de trabajo a su paso por la caldera
- i- El calor cedido.
- j- El flujo másico de agua de refrigeración en el condensador si el agua entra a 15°C y sale a 35°C .



Solución :

Nota: este ejercicio se ha resuelto utilizando tablas con unidades del sistema técnico: kcal , $^{\circ}\text{C}$, y atm. Se ha hecho la aproximación: $1 \text{ atm} = 1 \text{ kg(f)/cm}^2 = 1 \text{ bar} = 0,1 \text{ MPa}$.

Diagrama T- s

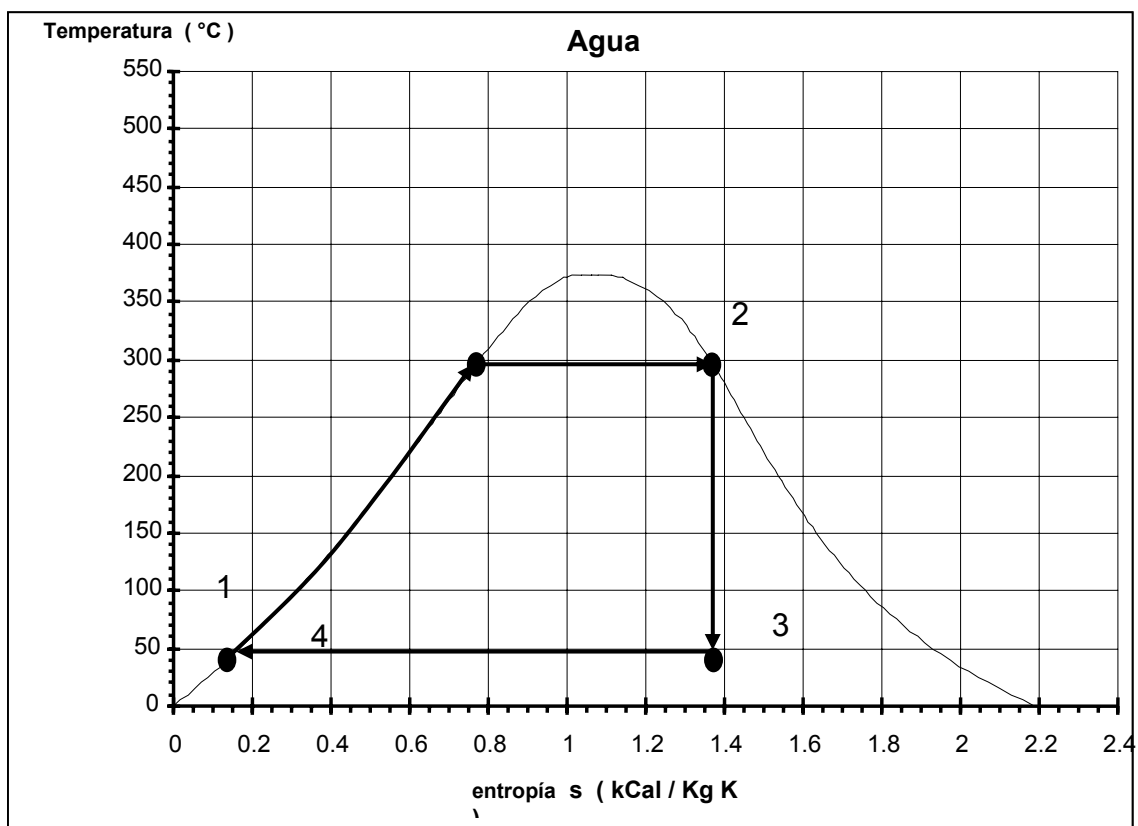


Tabla de datos

Estado	pre- sión (atm)	Entalpías (kcal / kg)			Entropías (kcal /kg K)			temp. (°C)	Título x	Situación
		h'	h''	h	s'	s''	s			
1	80			43,0			0,1404	41,4		L.S.E
2	80	312,8	659,7	659,7	0,7631	1,3752	1,3752	293,6	1	V.S.
3	0,08	41,16	615,4	429,3	0,1404	1,9672	1,3752	41,16	0,676	V.H.
4	0,08	41,16	615,4	41,16	0,1404	1,9672	0,1404	41,16	0	L.S.

Estado 4 y 2

Quedan todos sus parámetros definidos por los datos de la tabla, pues son estados de saturación.

Estado 1

Se trata de líquido subenfriado (LSE) de tabla con $p_1 = 80$ atm y $s_1 = 0,14035$ (igual entropía que el estado 4): interpolando:

$s = 0,1359$	$h = 41,6$	$t = 40$
$s = 0,1672$	$h = 51,6$	$t = 50$
$\Delta s = +0,0313$	$\Delta h = +10$	$\Delta t = +10$
$0,14035 - 0,1359 = +0,00445$	$h_1 = 43,0$	$t_1 = 41,4^\circ\text{C}$

Estado 3

Dado que $s_3 = s_2 = 1,3752$, vemos que: $s_3' < s_3 < s_3''$. Luego el estado 3 es de vapor húmedo (V.H.)

$$x_3 = \frac{s_3 - s_3'}{s_3'' - s_3'} = \frac{1,3752 - 0,14035}{1,9672 - 0,14035} = 0,676$$

$$h_3 = h_3'' x_3 + h_3' (1 - x_3) = 615,4 \cdot 0,676 + 41,16 \cdot (1 - 0,676) = 429,3 \text{ kcal / kg}$$

Flujo másico de vapor

En la turbina : Sistema abierto en estado y régimen permanente. (S.A.R.P.)

$$\dot{Q} = \dot{\Delta H} + \dot{W}_{\text{TURCON}} \quad \dot{Q} = 0$$

$$0 = \dot{m} (h_3 - h_2) + \dot{W}_{\text{TUR}}$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{\text{TUR}}}{(h_3 - h_2)} = \frac{86\,000\,000}{(429,3 - 659,7)} = 373\,263 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Cálculo del calor absorbido por el fluido de trabajo a su paso por la caldera

Sistema: caldera: Sistema abierto en estado y régimen permanente. (S.A.R.P.)

$$\dot{Q}_1 = \dot{\Delta H} + \dot{W}_{\text{con}} \quad \dot{W} = 0$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m} (h_2 - h_1) = 373263 (659,7 - 43) = 230\,191\,847 \frac{\text{kCal}}{\text{h}}$$

Cálculo del calor cedido por el condensador

Sistema: Conducto de vapor en el condensador (Sistema abierto en estado y régimen permanente.)

$$\dot{Q}_2 = \dot{\Delta H} + \dot{W}_{\text{con}} \quad \dot{W} = 0$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m} (h_4 - h_3) = 373263 (41,16 - 429,3) = -144\,878\,650 \frac{\text{kCal}}{\text{h}}$$

Cálculo del flujo másico de agua de refrigeración en el condensador

Sistema: Condensador completo : Sistema abierto en estado y régimen permanente. (S.A.R.P.)

$$\dot{Q}_{\text{COND}} = \dot{\Delta H}_{\text{COND}} + \dot{W}_{\text{con}} \quad \dot{W} = 0 \quad \text{y} \quad \dot{Q}_{\text{COND}} = 0$$

$$\dot{\Delta H}_{\text{COND}} = 0$$

$$\sum \dot{H}_{\text{ENTRADA}} = \sum \dot{H}_{\text{SALIDA}}$$

Llamando E y S a la entrada y salida de agua respectivamente:

$$\dot{m} h_3 + \dot{m}_{\text{AGUA}} h_E = \dot{m} h_4 + \dot{m}_{\text{AGUA}} h_S$$

$$\dot{m} (h_3 - h_4) = + \dot{m}_{\text{AGUA}} (h_E - h_S)$$

$$\dot{m}_{\text{AGUA}} = \dot{m} \frac{(h_3 - h_4)}{(h_E - h_S)} = 373263 \frac{(429,3 - 41,16)}{(35 - 15)} = 7\,243\,932 \frac{\text{kg de agua}}{\text{h}}$$

Rendimiento térmico

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{\text{NETO}}}{\dot{Q}_1} = \frac{\dot{W}_{\text{TUR}} - \dot{W}_{\text{BOMBA}}}{\dot{Q}_1}$$

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{\text{TUR}} - \dot{W}_{\text{BOMBA}}}{\dot{Q}_1} = \frac{86000000 - 686805}{230191847} = 0,37$$

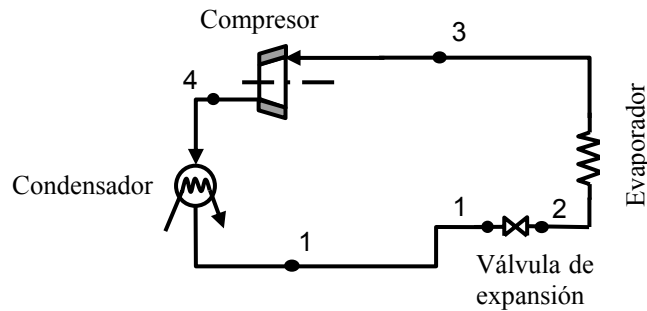
Relación de trabajos

$$R_T = \frac{\dot{W}_{\text{TUR}}}{\dot{W}_{\text{BOMBA}}} = \frac{86000000}{686805} = \frac{125,2}{1}$$

10 - Ciclos Frigoríficos

Ejercicio 10.1

Un ciclo frigorífico utiliza fluido refrigerante R134a, con una temperatura de evaporación de $t_2 = -37^\circ\text{C}$ y de condensación de 43°C . La compresión es adiabática reversible y comienza 2°C por encima de la saturación. Del condensador sale líquido subenfriado, 8°C por debajo de la saturación.

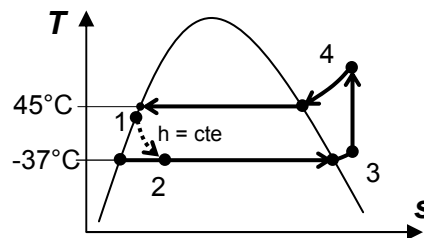


Se pide determinar:

- Dibujar el diagrama Ts del ciclo
- Hacer una tabla con los valores de p, t, h y s de los estados particulares del ciclo.
- El trabajo de compresión necesario para un $\dot{Q}_{\text{EVAP}} = 40000 \text{ kJ/h}$ y el correspondiente calor transferido en el condensador.
- COP

Respuestas:

- a) Ts del ciclo



- b) tabla con los valores de p, t, h y s

		t	p	h	s	x	
		$^\circ\text{C}$	kPa	kJ / kg	kJ / kg K	-	
líq. subenfriado	1	35	1101.93	249.2	1.1676		como saturado
salida válvula	2	-37	59.72	249.2	181.36	0.4333	
entrada compr.	3	-35	59.72	377.7	1.7672		como 60 kPa
salida compresor	4	59.3	1101.93	439.2	1.7672		como 1100 kPa

c) $\dot{W} = 19140 \text{ kJ/h} = 5.32 \text{ kW}$

$\dot{Q}_{\text{COND}} = 59140 \text{ kJ/h} = 16,43 \text{ kW}$

d) COP = 2,09

Ejercicio 10.2 - Explicado en página 199

Compare el coeficiente de efecto frigorífico en los siguientes casos, sabiendo que cada uno de los ciclos frigoríficos son ideales, y que funcionan con una temperatura en el evaporador de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una temperatura de condensación de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. El fluido refrigerante utilizado es Freon 22. (R-22).

Determinar para los casos siguientes

- 1) Coeficiente de efecto frigorífico (COP).
- 2) Volcar en una tabla los resultados, compararlos y justificar las diferencias.
- 3) Representar en los diagramas T-s (temperatura-entropía) y p-h (presión-entalpía) los ciclos correspondientes.

Casos:

- a) Ciclo de Carnot.
- b) Ciclo de simple compresión, ingresa vapor húmedo al compresor y sale saturado. (Régimen húmedo)
- c) Ciclo de simple compresión, ingresa vapor saturado al compresor. (Régimen seco).
- d) Ciclo de simple compresión con un subenfriamiento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el condensador. (Disminuye de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Respuestas:

Caso a: $\epsilon_f = 4,61$	Caso b: $\epsilon_f = 3,53$
Caso c: $\epsilon_f = 3,74$	Caso c: $\epsilon_f = 3,89$

Ejercicio 10.3

Con los mismos datos que el problema anterior calcule y compare el coeficiente de efecto calorífico, suponiendo que en todos los casos se comporta como una bomba de calor ideal.

Respuestas:

Caso a: $\epsilon_c = 5,6$	Caso b: $\epsilon_c = 4,531$
Caso c: $\epsilon_c = 4,747$	Caso c: $\epsilon_c = 4,90$

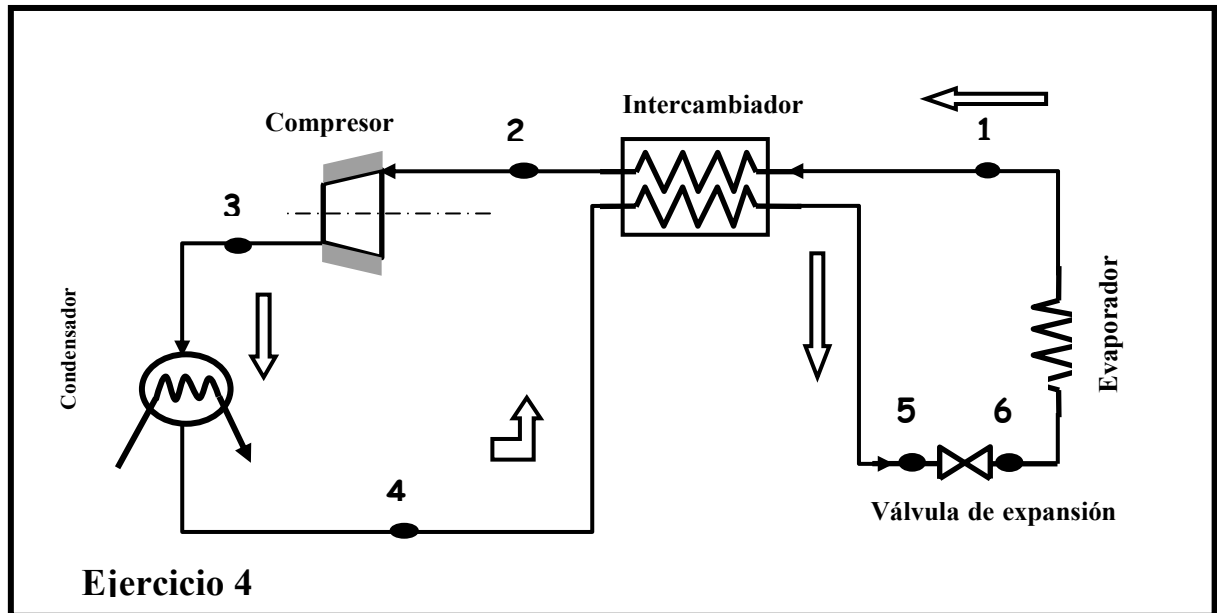
Ejercicio 10.4

Se deben extraer en el evaporador, una cantidad de calor de 40000 kJ/h a una temperatura de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, mediante un ciclo frigorífico a simple compresión como se muestra en el del esquema. Las condiciones ambientales imponen una temperatura de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. La temperatura de aspiración del compresor será de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Fluido refrigerante: Freon 22. El medio de referencia se encuentra a $T_0 = 300\text{ K}$ y $P_0 = 1\text{ bar}$

Determinar:

- a- Masa horaria de Freón (Caudal másico).
- b- Potencia necesaria en el compresor.

- c- Cantidad de calor a extraer en el condensador.
- d- Coeficiente de performance(COP)
- e- ΔS_u del universo.
- f- ΔEx_u del universo.
- g- Indicar el proceso en los diagramas T-s y p-h (Presión-Entalpía)

**Respuestas:**

- | | |
|---|---|
| a- $\dot{m} = 252,1 \text{ kg/h}$ | d- $\text{COP} = \varepsilon_f = 3,967$ |
| b- $\dot{W}_C = 10080 \text{ kJ/h} = 2,8 \text{ kW}$ | e- $\Delta S_u = 13660 \text{ kJ/K.h}$ |
| c- $\dot{Q}_C = -51870 \text{ kJ/h} = 14,41 \text{ kW}$ | f- $\Delta Ex_u = -4099 \text{ kJ/h} = 1,14 \text{ kW}$ |

Ejercicio 10.5

Repetir el problema 9.4 , asumiendo un rendimiento isoentrópico $\eta_{iso} = 0.85$

Respuestas:

- | | |
|--|--|
| a- $\dot{m} = 252,1 \text{ kg/h}$ | d- $\text{COP} = \varepsilon_f = 3,372$ |
| b- $\dot{W}_C = 11860 \text{ kJ/h} = 3,295 \text{ kW}$ | e- $\Delta S_u = 19,32 \text{ kJ/K.h}$ |
| c- $\dot{Q}_C = -53650 \text{ kJ/h} = 14,9 \text{ kW}$ | f- $\Delta Ex_u = -4830 \text{ kJ/h} = 1,342 \text{ kW}$ |

Ejercicio 10.6 - Para resolver con software

Un ciclo frigorífico de compresión (en régimen seco) , usa refrigerante R-12 (Freon 12), cuya eficiencia adiabática, o rendimiento isoentrópico es el 100%. Ingres a vapor saturado seco al compresor a una presión de 0,14 MPa, saliendo a una presión de 0,8 MPa. El caudal másico es de 0,05 kg/s , Resuelva este problema con ayuda del **software** de Yunus A. Cengel y Michael Boles .

Determinar:

- Esquema de la instalación
- Diagramas T-s y P- h del ciclo.
- Calor extraído en el evaporador.
- Potencia consumida en el compresor
- Calor cedido en el condensador
- Coficiente de efecto frigorífico o COP del ciclo.

Respuestas:

c) $\dot{Q}_2 = 5,515 \text{ kW}$

e) $\dot{Q}_1 = 7,05 \text{ kW}$

d) $\dot{W}_C = 1,54 \text{ kW}$

f) $\text{COP} = \varepsilon_f = 3,586$

Ejercicio 10.7 - Para resolver con software

Al compresor de un refrigerador entra refrigerante 12 (R-12 ó Freon 12) como vapor sobrecalentado a una presión de 0.14 MPa y a una temperatura de -20°C con un caudal máximo de 0,05 kg/s., y sale a una presión de 0,8 MPa , y se estrangula a 0,15 MPa .

Resuelva el problema con la ayuda del **software** de Yunus A. Cengel y Michael Boles.

Determinar:

- Cantidad de calor en el evaporador
- Potencia del compresor
- Calor cedido en el condensador
- El coeficiente de efecto frigorífico o COP del ciclo.
- Dibuje el esquema de la instalación
- Dibuje el ciclo en los diagramas T-s y P-h

Nota: para los cálculos puede aproximarse la presión de 0,14 MPa a 0,15 MPa por comodidad.

Respuestas:

a- $\dot{Q}_2 = 5,57 \text{ kW}$

c- $\dot{Q}_1 = - 7,14 \text{ kW}$

b- $\dot{W}_C = 1,55 \text{ kW}$

d- $\text{COP} = \varepsilon_f = 3,586$

Ejercicio 10.8

Se tienen los siguientes datos y condiciones en un ciclo frigorífico:

- Calor transferido en la evaporación: 125000 kJ / h a la temperatura de -25°C .
- Doble compresión. (Compresor de baja y alta presión)
- Presión intermedia $p_i = \sqrt{p_e p_c}$
- Enfriamiento intermedio con un intercambiador de calor de superficie (serpentina) con un agente externo adecuado (fuente de baja temperatura)
- Temperatura de aspiración de la etapa de alta presión, $t_4 = 15^\circ\text{C}$, a la presión intermedia.
- Para garantizar la aspiración de vapor en la etapa de baja presión, incorporar un separador de líquido.

- 7- Temperatura de condensación 40 °C
 8- Fluido: FREON 22
 9- Considerar la eficiencia adiabática o rendimiento isoentrópico = 100%

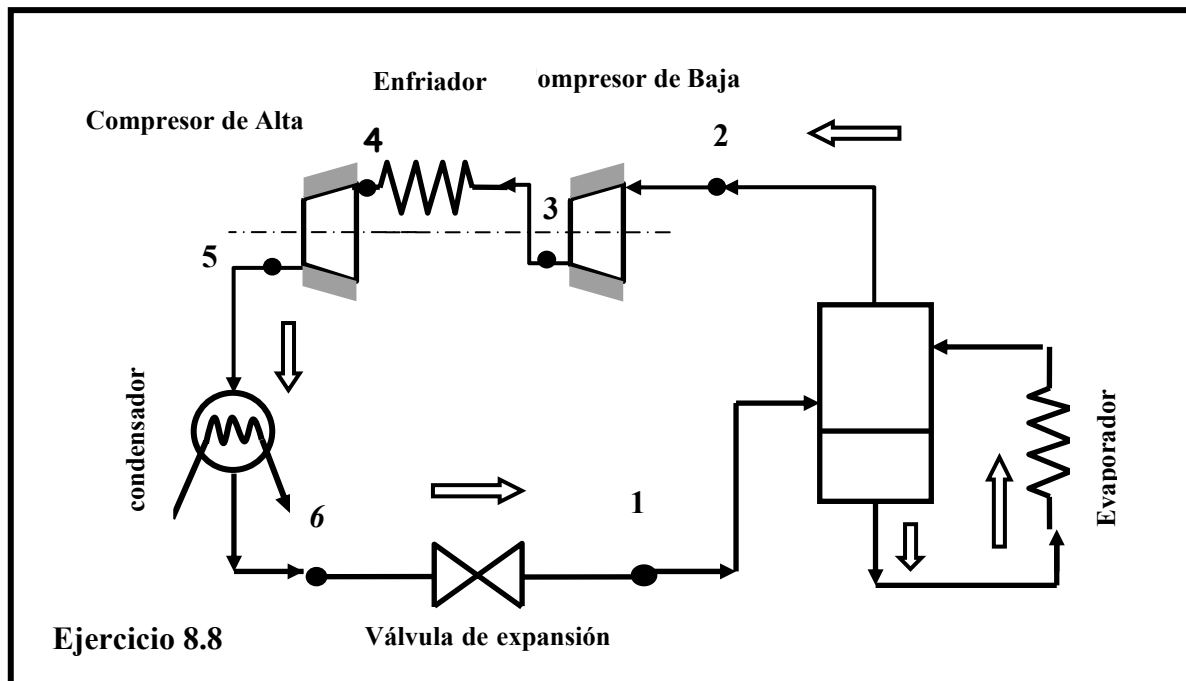
Determinar:

- a - Esquema de la instalación
 b - Trazado del ciclo en el diagrama T-s y en el diagrama P-h.
 c - Potencia necesaria consumida.
 d - Calor a extraer en el evaporador.
 e - Coeficiente de performance, (COP).

Respuestas:

Evolución ideal:

- c. $\dot{W}_C = 76\,600 \text{ kJ / h} = 21,3 \text{ kW}$
 d. $\dot{Q}_C = -164\,000 \text{ kJ / h} = -45,4 \text{ kW}$
 e. $\text{COP} = \varepsilon_f = 1,63$

**Ejercicio 10.9**

Repetir el ejercicio anterior para un rendimiento isoentrópico $\eta = 0,85$

Respuestas:Evolución real con $\eta = 0,85$

- c. $\dot{W}_C = 90\,100 \text{ kJ / h} = 25 \text{ kW}$
 d. $\dot{Q}_C = -163\,800 \text{ kJ / h} = -45,5 \text{ kW}$
 e. $\text{COP} = \varepsilon_f = 1,39$

Ejercicio 10.10 - Para resolver con software

Se tienen los siguientes datos y condiciones en un ciclo frigorífico:

- 1- Calor transferido en la evaporación: 125 000 kJ / h a la temperatura de -25°.
- 2- Doble compresión. (Compresor de baja y alta presión)
- 3- Presión intermedia $p_i = \sqrt{p_e p_c}$
- 4- Enfriamiento intermedio : a inyección de líquido. (Intercambiador de calor)
- 5- Temperatura de aspiración de la etapa de alta presión, $t_4 = 6 \text{ °C}$, a la presión intermedia.
- 7- Para garantizar la aspiración de vapor en la etapa de baja presión, incorporar un separador de líquido.
- 7- Temperatura de condensación 40 °C
- 8- Fluido refrigerante: R-12
- 9- Considerar la eficiencia adiabática o rendimiento isoentrópico = 100%

Determinar:

con ayuda del **software** de Yunus A. Cengel y Michael Boles,

- a-Trazado del ciclo en el diagrama T-s y en el diagrama P-h.
- b- Caudal másico.
- c-Potencia necesaria consumida.
- d-Calor a extraer en el condensador.
- e-Coeficiente de performance , (COP).

Respuestas:

Evolución ideal:

$$c. \quad \dot{m} = 982 \text{ kg./h}$$

$$d. \quad W_C = 34570 \text{ kJ / h} = 9,60 \text{ kW}$$

$$e. \quad \dot{Q}_c = -131 500 \text{ kJ/h} = 36,5 \text{ kW}$$

$$f. \quad \text{COP} = \epsilon_f = 2,89$$

Ejercicio 10.11

Un ciclo a doble compresión con enfriamiento intermedio extrae una cantidad de calor del evaporador de 50 000 kcal / h = 209200 kJ / h a una temperatura de -30 °C, bajo las siguientes condiciones:

Temperatura de condensación: 40 °C.

Fluido: Freon 22 .

Temperatura de aspiración en el compresor de baja presión : -10 °C

Temperatura de aspiración en el compresor de alta presión: 10 °C.

Presión intermedia : $p_i = \sqrt{p_e p_c}$

p_e = presión del evaporador; P_c = presión del condensador

Estado 1: líquido saturado (evaporador inundado)

Estado 6: líquido saturado

Determinar:

- a- Masa horaria de Freon a circular
- b- Potencia absorbida en la compresión
- c- Calor a extraer en el condensador

e) Coeficiente de performance (COP)

Respuestas:

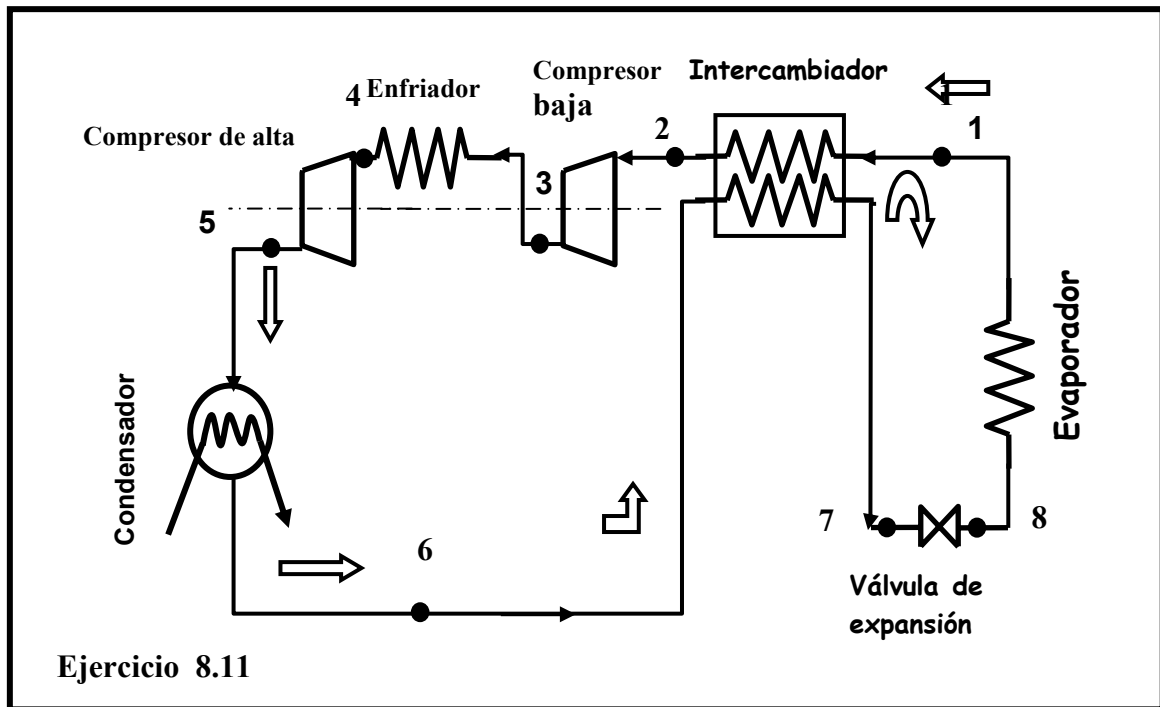
f) $\dot{m} = 1342 \text{ kg/h}$

h) $\dot{Q}_c = -357\,000 \text{ kJ/h} = 99,1 \text{ kW}$

g) $\dot{W}_c = 75\,200 \text{ kJ/h} = 20,87 \text{ kW}$

i) $\text{COP} = \varepsilon_f = 3,32$

Nota: El enfriamiento $3 \rightarrow 4$ debe hacerse con una fuente externa a menos de 10°C



Ejercicio 10.12

Repetir el cálculo del problema anterior, asumiendo un $\eta_{iso} = 0,85$

Respuestas :

a. $\dot{m} = 1342 \text{ kg/h}$

c. $\dot{Q}_c = -363\,300 \text{ kJ/h} = 100,9 \text{ kW}$

b. $\dot{W}_c = 88\,400 \text{ kJ/h} = 24,56 \text{ kW}$

d. $\text{COP} = \varepsilon_f = 2,37$

Ejercicio 10.13 - Explicado en la página 201

La instalación del esquema es utilizada para extraer del evaporador una cantidad de calor de $50\,000 \text{ Kcal/h}$ a una temperatura de evaporación de -20°C . bajo las siguientes condiciones de trabajo:

Temperatura de condensación: 40°C

Fluido : Freon 22

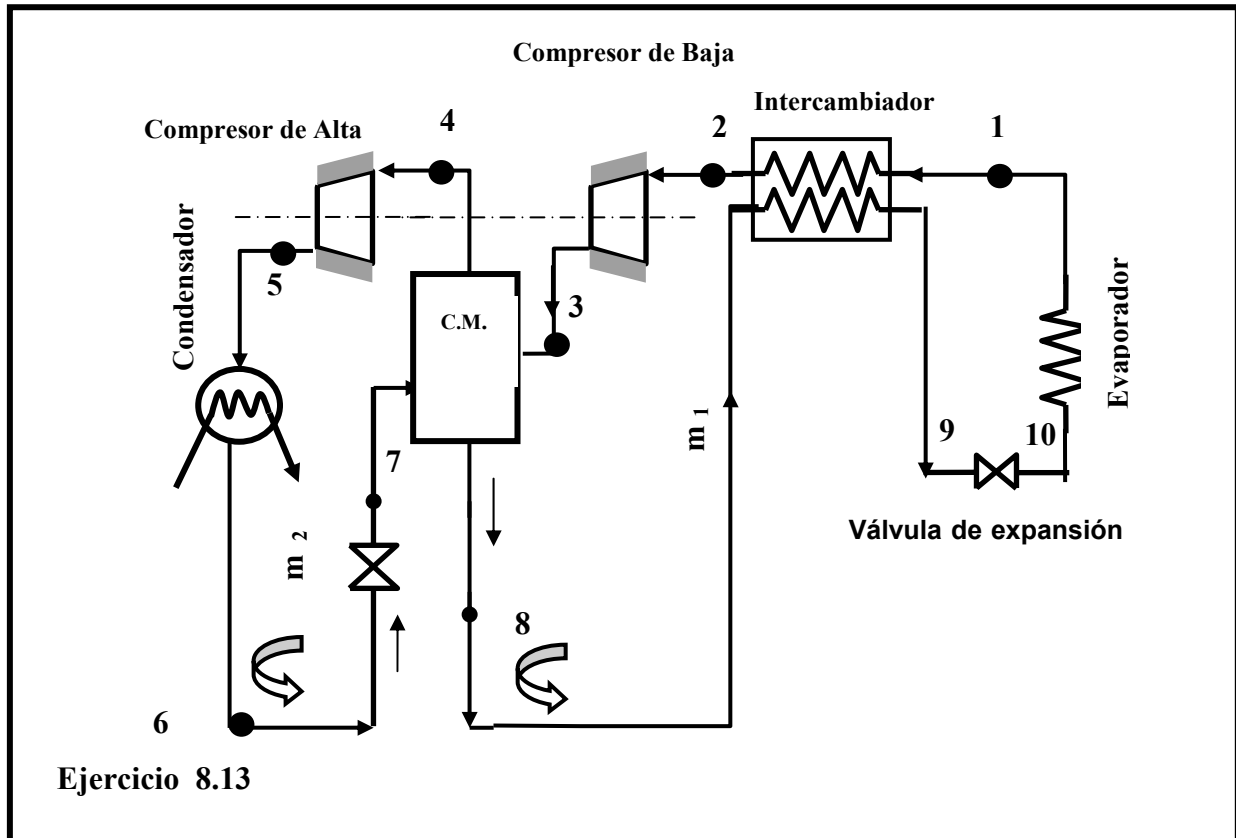
Temperatura de aspiración de baja : -10°C

Aspiración del compresor de alta : vapor saturado

Presión intermedia: $\sqrt{p_e p_c}$; P_c = Presión condensador ; P_e = Presión de evaporación.

Determinar:

- a- Caudal másico de Freon
- b- Potencia absorbida
- c- Calor cedido en el condensador
- d- COP

**Ejercicio 10.14**

En un ciclo frigorífico de doble compresión, se extrae en el evaporador una cantidad de calor de 209 MJ/h a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, condensando a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, la temperatura de aspiración de baja se adopta en $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Presión intermedia : $p_i = \sqrt{p_e p_c}$ Aspiración del compresor de alta: vapor saturado.

Fluido: Freon 12 (R-12)

Determinar:

- a) Caudal másico de Freon
- b) Potencia absorbida
- c) Calor cedido en el condensador
- d) COP.

Respuestas:

a) $\dot{m} = 1900\text{ Kg/h}$

b) $\dot{W}_C = 60\,900\text{ kJ/h} = 16,92\text{ kW}$

c) $\dot{Q}_c = -260\,800 \text{ kJ/h} = 72,5 \text{ kW}$

d) $\text{COP} = \varepsilon_f = 3,43$

Ejercicio 10.15

Repetir el cálculo del problema 13, asumiendo un $\eta_{\text{iso}} = 0.85$

Respuestas:

a) $\dot{m} = 1584 \text{ kg/h}$

c) $\dot{Q}_c = 289\,000 \text{ kJ/h} = 80,2 \text{ kW}$

b) $\dot{W}_C = 22 \text{ kW}$

d) $\text{COP} = \varepsilon_f = 2,64$

Ejercicio 10.16

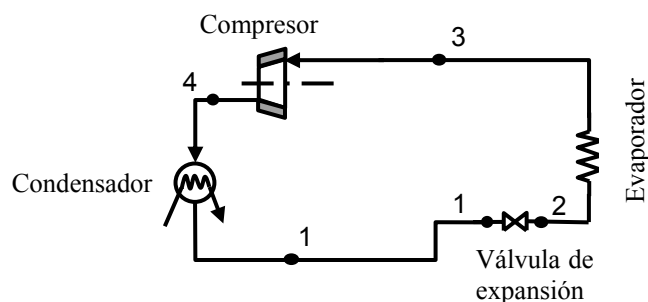
Para refrigerar un ambiente, se elige un ciclo de compresión con las siguientes características: Calor a retirar del ambiente, $\dot{Q}_2 = 4500 \text{ kcal} = 18,86 \text{ kJ/h}$, temperatura de evaporación $t_2 = 7^\circ\text{C}$, temperatura de condensación $t_1 = 45^\circ\text{C}$, el compresor aspira vapor sobrecalentado a $t_3 = 9^\circ\text{C}$ y su rendimiento isoentrópico es de $\eta = 0,85$. A la válvula de expansión ingresa líquido saturado proveniente del condensador.

Se pide calcular los siguientes puntos, usando como fluido intermediario 1) **agua** y 2) **refrigerante R12**:

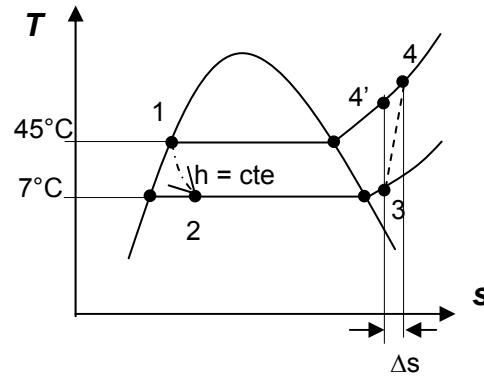
1. Dibujar un esquema de la instalación, numerarlo de acuerdo a lo expuesto, y dibujar el diagrama T-s correspondiente.
2. Tabla de valores de T, p, h, s, y v de los diferentes estados componentes del ciclo.
3. Temperatura máxima del ciclo.
4. Presiones máximas y mínimas del ciclo.
5. Gasto másico, \dot{m}
6. Volumen específico máximo del ciclo, \dot{v}
7. Potencia necesaria para accionar el compresor \dot{W}_C
8. Coeficiente de efecto frigorífico.
9. Si el compresor fuera del tipo alternativo y su eje girara a 1500 rpm (vueltas por minuto), cuál sería el volumen barrido por el pistón en la etapa de admisión, y cuál sería el diámetro del mismo en milímetros?. Suponer que la carrera del pistón es igual a su diámetro.
10. Comparar en una tabla las respuestas 3) a 9). Conclusiones.

Respuestas:**1. Fluido de trabajo: Agua**

1.1. Esquema



1.2. Diagrama Ts



1.3. Tabla de valores

	p	t	h	s	v
	kPa	°C	kJ/kg	kJ/kg k	m ³ /kg
1	9,58	45	188,35	0,6383	0,0010099
2	1	7	188,35	0,6736	8,27123
3	1	9	2518,12	8,99	130,14
4'	9,58	216,2	2906,47	8,99	23,5654
4	9,58	248,8	2875	9,11612	25,1341

1.4. $t_{\text{MÁX}} = t_4 = 249^\circ\text{C}$

1.5. $p_{\text{MÁX}} = 9,58 \text{ kPa} < p. \text{ atmosférica}$
 $p_{\text{MÍN}} = 1 \text{ kPa}$

1.6. $\dot{m} = 0,1348 \text{ kg/min}$

1.7. $v_{\text{MAX}} = v_5 = 130,2 \text{ m}^3/\text{kg}$

1.8. $\dot{W} = 1,026 \text{ kW}$

1.9. $\varepsilon = 5,1$

1.10. $\phi = \text{carrera} = 246 \text{ mm}$

2. Fluido de trabajo: R12

2.1. Esquema y diagrama Ts, iguales a anteriores.

2.2. Tabla de valores

	p	t	h	s	v
	kPa	°C	kJ/kg	kJ/kg k	m ³ /kg
1	1084,3	45	79,647	0,2875	0,000811
2	386,2	7	79,647	0,2975	0,011798
3	386,2	9	191,711	0,6977	0,045645
4'	1084,3	51,8	210,134	0,6977	0,013914
4	1084,3	55,98	213,385	0,7076	0,017336

2.3. $t_{\text{MÁX}} = t_4 = 56^\circ\text{C}$

- 2.4. $p_{MÁX} = 1084 \text{ kPa} > p. \text{ atmosférica}$
 $p_{MÍN} = 386 \text{ kPa} > p. \text{ atmosférica}$
- 2.5. $\dot{m} = 2,802 \text{ kg/min}$
- 2.6. $v_{MÁX} = v_5 = 0,046 \text{ m}^3/\text{kg}$
- 2.7. $\dot{W} = 1,012 \text{ kW}$
- 2.8. $\varepsilon = 5,17$
- 2.9. $\phi = \text{carrera} = 48 \text{ mm}$
- 2.10. Comparación

		Agua	R12
$t_{MÁX}$	°C	249	56
$p_{MÁX}$	kPa	9,58	1084
$p_{MÍN}$	kPa	1	386
\dot{m}	kg/min	0,1348	2,802
$v_{MÁX} = v_5$	m ³ /kg	130,2	0,046
\dot{W}	kW	1,026	1,012
ε	-	5,1	5,17
$\phi = \text{carrera}$	mm	246	48

De la observación de la tabla precedente, se concluye que el agua, comparado con el R12, no es un fluido apropiado para máquinas de refrigeración, porque:

- a-El volumen del compresor es muy grande y antieconómico
- b-La temperaturas máximas son muy altas.
- c-d-La presiones son muy bajas y por debajo de la atmosférica.

Aunque en el caso analizado no importa, el agua no se puede utilizar por debajo de °C, pues no se puede hacer circular hielo por cañerías y equipos.

Ejercicio 10.17

Un sistema de refrigeración opera con aire como sustancia de trabajo. Aspira aire exterior a $t_1 = 35^\circ\text{C}$ y 101.3 kPa y lo comprime isoentrópicamente hasta 150 kPa . El aire comprimido se enfría hasta $t_3 = 55^\circ\text{C}$ en un intercambiador de superficie y finalmente se lo expande isoentrópicamente hasta 101.3 kPa , inyectando este aire al local a refrigerar.

Determinar:

- a-Esquema de la instalación

- b-Diagrama T s correspondiente
- c-Temperatura de inyección al local (t_4)
- d-Coeficiente de efecto frigorífico (COP).

e-Para un efecto frigorífico de $\dot{Q}_F = 12 \text{ kW}$ (pasar a tonelada refrigeración) calcular la masa de aire horaria y el volumen de aire de aspiración en m^3/hora

f-Trazar el diagrama T-s correspondiente al mismo ciclo pero con irreversibilidades en la compresión y en la expansión y explicar como se modifica la temperatura de inyección al local y el COP, justificándolo

Respuestas

- a- Esquema
- b- Diagrama T- s
- c- $t_4 = 20,2^\circ\text{C}$
- d- $\text{COP} = \varepsilon_f = 8,43$
- e- $\dot{m} = 2908 \text{ kg / h}$ $V = 2535 \text{ m}^3 / \text{hora}$
- f- Nuevo diagrama T- s
Aumenta la temperatura de inyección al local y disminuye el COP.

Ejercicio 10.18

Un avión de pasajeros que está próximo a despegar, es refrigerado en su interior mediante un ciclo abierto de refrigeración de gas que opera con aire .El compresor aspira aire atmosférico a 303 K y 100 kPa y lo comprime hasta 200 kPa . El aire pasa por un intercambiador de calor y disminuye su temperatura hasta 353 K . La turbina descarga a la presión atmosférica. El rendimiento isoentrópico del compresor y la turbina son iguales a $0,95$.

Determinar:

La temperatura del aire en la cabina del avión.

Respuesta:

$$t = 20,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ejercicios resueltos

Ejercicio 10.2

Compare el coeficiente de efecto frigorífico en los siguientes casos, sabiendo que cada uno de los ciclos frigoríficos son ideales, y que funcionan con una temperatura en el evaporador de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una temperatura de condensación de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. El fluido refrigerante utilizado es Freon 22. (R-22).

Determinar para los casos siguientes

- 1) Coeficiente de efecto frigorífico (COP).
- 2) Volcar en una tabla los resultados, compararlos y justificar las diferencias.
- 3) Representar en los diagramas T-s (temperatura-entropía) y p-h (presión-entalpía) los ciclos correspondientes.

Casos:

- a) Ciclo de Carnot.
- b) Ciclo de simple compresión, ingresa vapor húmedo al compresor. (Régimen húmedo)
- c) Ciclo de simple compresión, ingresa vapor saturado al compresor. (Régimen seco).
- d) Ciclo de simple compresión con un subenfriamiento de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el condensador. (Disminuye de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Solución:

Se resolverá solamente el caso a : Ciclo de Carnot. Los alumnos continuarán la resolución de los demás casos:

Estado 1 entrada al evaporador (vapor húmedo)

Estado 2 salida del evaporador y entrada al compresor (vapor húmedo)

Estado 3 salida del compresor (vapor saturado)

Estado 4 salida del condensador (líquido saturado)

Para la determinación del estado 1 necesito dos datos. Tengo la temperatura de evaporación que es $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y se que la entropía del estado 1 es igual a la del estado 4.

Sabiendo que en 4 tengo líquido saturado a la temperatura de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ voy a la tabla de saturación y determino el estado 4.

estado	t	p	h	s
Líquido saturado	$^{\circ}\text{C}$	kPa	KJ/kg	KJ/ K kg
4	35	1355	243,1	1,146

$$S_1 = s_4 = 1,146$$

estado	t	p	h'	h''	s'	s''
	$^{\circ}\text{C}$	kPa	KJ/kg	KJ/kg	KJ/ K kg	KJ/ K kg
saturación	-20	245,3	177	397,1	0,914	1,783

$$X_1 = s - s'' / s'' - s'$$

$$X_1 = \frac{1,146 - 0,914}{1,783 - 0,914}$$

$$1,783-0,914$$

$$X_1 = 0,91 = 0,267$$

$$h_1 = x_1 h'' + (1-x_1) h'$$

$$h_1 = (0,267 \cdot 397,1) + (1-0,267) 177 =$$

$$h_1 = 235,756$$

estado	t	p	h	s	x
Vapor húmedo	°C	kPa	KJ/kg	KJ/ K kg	
1	-20	245,3	235,756	1,146	0,267

Para la determinación del estado 2 necesito dos datos. Tengo la temperatura de evaporación que es -20 °C y se que la entropía del estado 2 es igual a la del estado 3.

Sabiendo Que en 3 tengo vapor saturado a la temperatura de 35 °C voy a la tabla de saturación y determino el estado 3.

estado	t	p	h	s
Líquido saturado	°C	kPa	KJ/kg	KJ/ K kg
3	35	1355	415,3	1,705

$$s_2 = s_3 = 1,705$$

estado	t	p	h'	h''	s'	s''
	°C	kPa	KJ/kg	KJ/kg	KJ/ K kg	KJ/ K kg
saturación	-20	245,3	177	397,1	0,914	1,783

$$X_2 = \frac{s - s'}{s'' - s'}$$

$$X_2 = \frac{1,705 - 0,914}{1,783 - 0,914}$$

$$1,783 - 0,914$$

$$X_2 = 0,91$$

$$h_2 = x_2 h'' + (1-x_2) h'$$

$$h_2 = (0,91 \cdot 397,1) + (1-0,91) 177 =$$

$$h_2 = 377,291$$

estado	t	p	h	s	x
Vapor húmedo	°C	kPa	KJ/kg	KJ/ K kg	
2	-20	245,3	377,291	1,705	0,91

Teniendo todos los estados lo volcamos en una tabla para mejor ordenamiento y comodidad

estado	estado	t	p	h	s	x
.		°C	kPa	KJ/kg	KJ/ K kg	
1	V.H	-20	245,3	235,756	1,146	0,267
2	V.H.	-20	245,3	377,291	1,705	0,91
3	V.S	35	1355	415,3	1,705	1

4	L.S.	35	1355	243,1	1,146	0

$$\varepsilon_f = T_2 / T_1 - T_2 \quad (1)$$

$$\varepsilon_f = Q_2 / |Q_1 - Q_2| \quad (2)$$

$$\varepsilon_f = Q_2 / |W_{NETO}| \quad (3)$$

$$\varepsilon_f = 253 / 308 - 253$$

$$\varepsilon_f = 4,6$$

Comprobaremos la igualdad de las fórmulas (1) (2) (3)

$$Q_1 = h_4 - h_3 = 172,2$$

$$Q_2 = h_2 - h_1 = 141,63$$

$$Q_1 - Q_2 = 30,665$$

$$\varepsilon_f = Q_2 / |Q_1 - Q_2| = \frac{141,535}{30,665} \quad (2)$$

$$\varepsilon_f = 4,61$$

$$W_c = h_3 - h_2 = -38 \text{ kJ}$$

$$W_{EXP} = h_1 - h_4 = 7,344$$

$$|W_{NETO}| = |W_c - W_{EXP}| = 30,656 \text{ kJ}$$

$$\varepsilon_f = Q_2 / |W_{NETO}| \quad (3)$$

$$\varepsilon_f = \frac{141,535}{|30,656|}$$

$$\varepsilon_f = 4,6$$

Ejercicio 10.13

La instalación del esquema es utilizada para extraer del evaporador una cantidad de calor de 50000 Kcal/h a una temperatura de evaporación de -20°C . bajo las siguientes condiciones de trabajo:

Temperatura de condensación: 40°C

Fluido : Freon 22

Temperatura de aspiración de baja : -10°C

Aspiración del compresor de alta : vapor saturado

Presión intermedia: $\sqrt{p_e p_c}$; P_c = Presión condensador ; P_e = Presión de evaporación.

Determinar:

- e- Caudal másico de Freon
- f- Potencia absorbida
- g- Calor cedido en el condensador
- h- COP

Aclaración:

Este problema proponemos resolverlo con el diagrama p-h y en las unidades de kcal. Como el alumno observará los resultados no son exactos, pero creemos importante que se familiarice con el uso de los diagramas correspondientes al tema. Así mismo con las diversas unidades.

Solución**Presión intermedia**

$$p_i = \sqrt{p_e p_c} = \sqrt{2.5 \cdot 15.8} = 6,3 \text{ kgf/cm}^2$$

Trazado en diagrama presión –entalpía

Es conocido:

- 1- Presión de condensación
- 2- Presión en el evaporado
- 3- Presión intermedia (calculada)
- 4- Temperatura de aspiración de baja (dato)
- 5- Estado del Freón en la aspiración de alta (dato)

Con todos estos datos, asumiendo que las compresiones son isoentrópicas y que por aplicación del 1er. principio $\Delta h_{1-2} = -\Delta h_{8-9}$; se está en condiciones de trazar el ciclo en el diagrama Presión -entalpía.; del mismo se obtiene el cuadro de valores:

estado	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T (°C)	-20	-10	33,7	6,6	57	40	6,6	6,6	2,9	-20
P(Kg/cm ²)	2,51	2,51	6,29	6,29	15,8	15,8	6,29	6,29	6,29	2,51
h(kcal/kg)	58,4	59,49	65	60,73	66,07	23,49	23,49	12,68	11,59	11,59

Cálculo de los caudales máxicos de Freon:

Aplicando la ecuación de Primer Principio

Evaporador :

$$\dot{m}_1 = \dot{Q}_e / (h_1 - h_{10}) = 50000 / 46.45$$

$$\dot{m}_1 = 1076 \text{ kg/h}$$

Cámara de mezcla :

$$\dot{m}_1 \cdot h_3 + \dot{m}_2 \cdot h_7 = \dot{m}_2 \cdot h_4 + \dot{m}_1 \cdot h_8$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 (h_8 - h_3) / (h_7 - h_4) = 1076(12.68 - 65) / 23.49 - 60.73$$

$$\dot{m}_2 = 1513 \text{ kg/h}$$

Potencia consumida

$$W_C = W_{C1} + W_{C2} = \dot{m}_1 (h_3 - h_2) + \dot{m}_2 (h_5 - h_4) = 1076 \times 5.51 + 1513 \times 5.34$$

$$\dot{W}_C = 14008 \text{ kcal/h}$$

Calor extraído en el condensador

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_2 (h_6 - h_5) = 1513(23.49 - 66.07) = -64423 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{Q}_c = -64423 \text{ kcal/h}$$

Coefficiente de performance

$$\text{COP} = \dot{Q}_e / \dot{W}_C = 50000 / 14008 = 3.57$$

$$\text{COP} = \varepsilon_f = 3,57$$

Respuestas:

- a- $\dot{m}_1 = 1076 \text{ Kg/h}$
- b- $\dot{m}_2 = 1513 \text{ Kg/h}$
- c- $\dot{W}_C = 14008 \text{ kcal/h}$
- d- $\dot{Q}_c = -64423 \text{ Kcal/h}$
- e- $\text{COP} = \varepsilon_f = 3.57$

