

Modelo Segundo Parcial

Ejercicio 1

Sustentación sobre un ala

Unos ingenieros aeronáuticos diseñan un aeroplano y quieren predecir la sustentación que produce su nuevo diseño de ala (Fig. 7-31). La longitud de cuerda L_c del ala es 1.12 m, y su **área de ala** A (área vista desde lo alto cuando el ala está a un ángulo de ataque cero) es 10.7 m^2 . El prototipo debe volar a $V = 52.0 \text{ m/s}$ cerca del suelo, donde $T = 25^\circ\text{C}$. Los ingenieros construyen un modelo del ala a un décimo de escala para probarla en un túnel de viento presurizado. El túnel de viento se puede presurizar a un máximo de 5 atm. ¿A qué velocidad y presión debe correr el túnel de viento con la finalidad de lograr similitud dinámica?

SOLUCIÓN Se deben determinar la velocidad y la presión a las que debe correr el túnel de viento con la finalidad de lograr similitud dinámica.

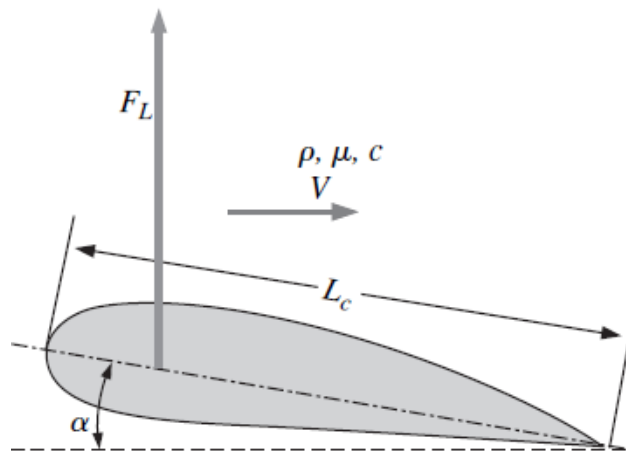


FIGURA 7-31

Sustentación sobre un ala con longitud de cuerda L_c a un ángulo de ataque α en un flujo con velocidad de flujo libre V y densidad ρ , viscosidad μ y velocidad de sonido c . El ángulo de ataque α se mide en relación con la dirección del flujo libre.

Hipótesis 1 El ala prototipo vuela a través del aire a presión atmosférica estándar. **2** El modelo es geoméricamente similar al prototipo.

Análisis Primero, se emplea el método de repetición de variables paso a paso, para obtener los parámetros adimensionales. Luego, se empatan las Π dependientes entre prototipo y modelo.

Paso 1 En este problema existen siete parámetros (variables y constantes); $n = 7$. Con ellos se hace una lista en forma funcional, con la variable dependiente que se menciona como función de los parámetros independientes:

$$\text{Lista de parámetros relevantes: } F_L = f(V, L_c, \rho, \mu, c, \alpha) \quad n = 7$$

donde F_L es la fuerza de sustentación sobre el ala, V es la velocidad del fluido, L_c es la longitud de la cuerda, ρ es la densidad del fluido, μ es la viscosidad del fluido, c es la velocidad del sonido en el fluido y α es el ángulo de ataque del ala.

Paso 2 Se hace una lista de las dimensiones primarias de cada parámetro; el ángulo α es adimensional:

$$\begin{array}{ccccccc} F_L & V & L_c & \rho & \mu & c & \alpha \\ \{m^1L^1t^{-2}\} & \{L^1t^{-1}\} & \{L^1\} & \{m^1L^{-3}\} & \{m^1L^{-1}t^{-1}\} & \{L^1t^{-1}\} & \{1\} \end{array}$$

Paso 3 Como primera suposición, j se hace igual a 3, el número de dimensiones primarias representadas en el problema (m, L y t).

$$\text{Reducción: } j = 3$$

Si este valor de j es correcto, el número esperado de Π es $k = n - j = 7 - 3 = 4$.

Paso 4 Se necesita elegir tres parámetros repetitivos dado que $j = 3$. Cuando se siguen los lineamientos citados en la Tabla 7-3, no se puede escoger la variable dependiente F_L . Tampoco se puede escoger α porque ya es adimensional. No se pueden elegir simultáneamente V y c , porque sus dimensiones son idénticas. No sería deseable que m apareciera en todas las Π . La mejor opción de los parámetros repetitivos es, por lo tanto, V , L_c , y ρ o c , L_c , y ρ . De éstos, los primeros son la mejor elección porque la velocidad del sonido aparece sólo en uno de los parámetros adimensionales establecidos de la Tabla 7-5, mientras que la escala de velocidad es más “común” y aparece en varios de los parámetros (Fig. 7-32).

Parámetros repetitivos: V , L_c y ρ

Paso 5 Se genera la Π dependiente:

$$\Pi_1 = F_L V^{a_1} L_c^{b_1} \rho^{c_1} \rightarrow \{\Pi_1\} = \{(m^1 L^1 t^{-2})(L^1 t^{-1})^{a_1} (L^1)^{b_1} (m^1 L^{-3})^{c_1}\}$$

Los exponentes se calculan cuando se fuerza que la Π sea adimensional (no se muestra el álgebra). Se obtiene $a_1 = -2$, $b_1 = -2$, y $c_1 = -1$. Por lo tanto, la Π dependiente es:

$$\Pi_1 = \frac{F_L}{\rho V^2 L_c^2}$$

De la Tabla 7-5, el parámetro adimensional establecido más similar a esta Π_1 es el **coeficiente de sustentación**, que se define en términos de área de ala A en lugar del cuadrado de la longitud de cuerda, y con un factor de $\frac{1}{2}$ en el denominador. En consecuencia, se puede manipular esta Π de acuerdo con los lineamientos mencionados en la Tabla 7-4, del modo siguiente:

$$\Pi_1 \text{ modificada: } \Pi_{1, \text{modificada}} = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho V^2 A} = \text{coeficiente de sustentación} = C_L$$

De manera similar, se genera la primera Π independiente:

$$\Pi_2 = \mu V^{a_2} L_c^{b_2} \rho^{c_2} \rightarrow \{\Pi_2\} = \{(m^1 L^{-1} t^{-1})(L^1 t^{-1})^{a_2} (L^1)^{b_2} (m^1 L^{-3})^{c_2}\}$$

a partir de la cual $a_2 = -1$, $b_2 = -1$, y $c_2 = -1$, y por lo tanto:

$$\Pi_2 = \frac{\mu}{\rho V L_c}$$

Esta Π se reconoce como la inversa del número de Reynolds. De este modo, después de invertir:

$$\Pi_2 \text{ modificada: } \Pi_{2, \text{modificada}} = \frac{\rho V L_c}{\mu} = \text{número de Reynolds} = Re$$

La tercera Π se forma con la velocidad del sonido, cuyos detalles se dejan para que el lector la genere por su cuenta. El resultado es:

$$\Pi_3 = \frac{V}{c} = \text{número de Mach} = Ma$$

Finalmente, dado que el ángulo de ataque α ya es adimensional, es un grupo Π adimensional por propia cuenta (Fig. 7-33). Se invita al lector a realizarlo mediante el álgebra; encontrará que todos los exponentes evidencian ser cero, y por lo tanto:

$$\Pi_4 = \alpha = \text{ángulo de ataque}$$

Paso 6 Se escribe la relación funcional final como:

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} = f(\text{Re}, \text{Ma}, \alpha) \quad (1)$$

Para lograr similitud dinámica, la ecuación 7-12 exige que los tres parámetros adimensionales independientes en la ecuación 1 empaten entre el modelo y el prototipo. Aunque es trivial empatar el ángulo de ataque, no es tan simple empatar simultáneamente el número de Reynolds y el número de Mach. Por ejemplo, si el túnel de viento corriera a la misma temperatura y presión que las del prototipo, de modo que ρ , μ y c del aire que fluye sobre el modelo fueran los mismos que ρ , μ y c del aire que fluye sobre el prototipo, la similitud con el número de Reynolds se lograría al hacer que la velocidad del aire del túnel de viento fuera 10 veces la del prototipo (pues el modelo está a una escala de un décimo). Pero entonces los números de Mach diferirían por un factor de 10. A 25°C, c es aproximadamente 346 m/s, y el número de Mach del ala de avión prototipo es $\text{Ma}_p = 52.0/346 = 0.150$: subsónico. A la velocidad del túnel de viento necesario, Ma_m sería 1.50: ¡supersónico! Esto es claramente inaceptable, porque la física del flujo cambia notablemente de condiciones subsónicas a supersónicas. En el otro extremo, si se deben empatar los números de Mach, el número de Reynolds del modelo sería 10 veces más pequeño.

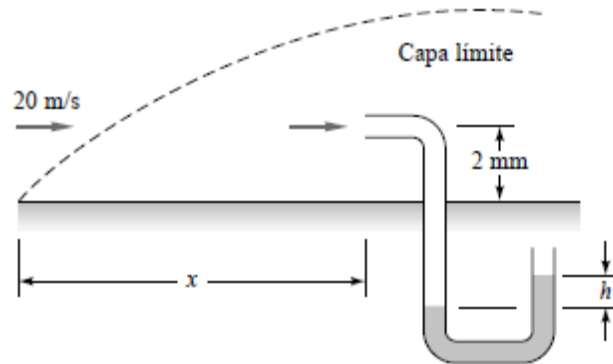
¿Qué haría? Una regla empírica común es que, para números de Mach menores de aproximadamente 0.3, como es el afortunado caso aquí, los efectos de compresibilidad prácticamente son despreciables. Por ende, no es necesario igualar exactamente el número de Mach; más bien, en tanto Ma_m se mantenga por abajo de más o menos 0.3, la similitud dinámica aproximada se puede lograr con el empate del número de Reynolds. Ahora el problema se convierte en uno: cómo empatar Re mientras se mantiene un número de Mach bajo. Aquí entra la característica de presurización del túnel de viento. A temperatura constante, la densidad es proporcional a la presión, mientras que la viscosidad dinámica y la velocidad del sonido son funciones muy débiles de la presión. Si la presión del túnel

de viento se pudiera bombear a 10 atm, se podría correr la prueba del modelo a la misma velocidad que la del prototipo y lograr un equiparamiento casi perfecto tanto en Re como en Ma . Sin embargo, a la máxima presión del túnel de viento de 5 atm, la velocidad requerida del túnel de viento sería el doble que la del prototipo, o 104 m/s. El número de Mach del modelo del túnel de viento sería entonces $Ma_m = 104/346 = 0.301$, aproximadamente en el límite de incompresibilidad de acuerdo con la regla empírica. En resumen, el túnel de viento correría a aproximadamente **100 m/s, 5 atm y 25°C**.

Discusión Este ejemplo ilustra una de las (frustrantes) limitaciones del análisis dimensional; *no siempre es posible empatar simultáneamente todas las Π independientes en un modelo de prueba*. Se debe llegar a acuerdos en los que sólo casen las Π más importantes. En muchas situaciones prácticas en la mecánica de fluidos, el número de Reynolds no es crucial para la similitud dinámica, siempre que Re sea lo suficientemente alto. Si el número de Mach del prototipo fuese significativamente más grande que alrededor de 0.3, sería aconsejable igualar precisamente el número de Mach en lugar del número de Reynolds con la finalidad de garantizar resultados razonables. Más aún, si se usara un gas diferente para probar el modelo, también sería necesario empatar la razón de calor específico (k), pues el comportamiento del flujo compresible depende de k (capítulo 12). En la Sección 7-5 se comentan con más detalle los problemas de pruebas de modelos.

Ejercicio 2 (Tabla al final)

Aire a 20 °C y 1 atm fluye a 20 m/s alrededor de la placa plana de la Figura P7.20. Un tubo de pitot a 2 mm de la pared está conectado a un manómetro que funciona con aceite rojo Meriam, $S = 0,827$, y que indica $h = 16$ mm. Emplee estos datos para determinar la posición x del tubo de pitot. Suponga flujo laminar.



P7.20

Solution: For air at 20°C, take $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ and $\mu = 1.8\text{E}-5 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$. Assume constant stream pressure, then the manometer can be used to estimate the local velocity u at the position of the pitot inlet:

$$\Delta p_{\text{mano}} = p_o - p_\infty = (\rho_{\text{oil}} - \rho_{\text{air}})gh_{\text{mano}} = [0.827(998) - 1.2](9.81)(0.016) \approx 129 \text{ Pa}$$

$$\text{Then } u_{\text{pitot inlet}} \approx [2\Delta p/\rho]^{1/2} = [2(129)/1.2]^{1/2} \approx 14.7 \text{ m/s}$$

Now, with u known, the Blasius solution uses u/U to determine the position η :

$$\frac{u}{U} = \frac{14.7}{20} = 0.734, \quad \text{Table 7.1 read } \eta \approx 2.42 = y(U/\nu x)^{1/2}$$

$$\text{or: } x = (U/\nu)(y/\eta)^2 = (20/1.5\text{E}-5)(0.002/2.42)^2 \approx \mathbf{0.908 \text{ m}} \quad \text{Ans.}$$

Check $Re_x = (20)(0.908)/(1.5\text{E}-5) \approx 1.21\text{E}6$, OK, laminar if the flow is very smooth.

Ejercicio 3

8-32 Se tiene agua a 15°C ($\rho = 999.1 \text{ kg/m}^3$ y $\mu = 1.138 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$) que fluye a una razón de 8 L/s de manera estacionaria en una tubería horizontal de 30 m de largo y 4 cm de diámetro fabricada de acero inoxidable. Determine: *a*) la caída de presión, *b*) la pérdida de carga y *c*) la potencia de bombeo necesaria para superar esta caída de presión.

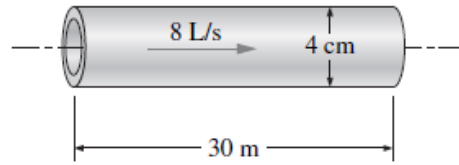


FIGURA P8-32

Solution The flow rate through a specified water pipe is given. The pressure drop, the head loss, and the pumping power requirements are to be determined.

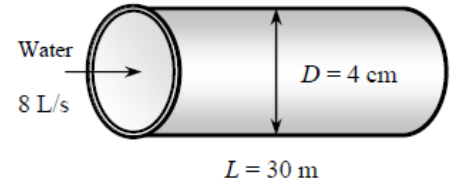
Assumptions 1 The flow is steady and incompressible. 2 The entrance effects are negligible, and thus the flow is fully developed. 3 The pipe involves no components such as bends, valves, and connectors. 4 The piping section involves no work devices such as pumps and turbines.

Properties The density and dynamic viscosity of water are given to be $\rho = 999.1 \text{ kg/m}^3$ and $\mu = 1.138 \times 10^{-3} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$, respectively. The roughness of stainless steel is 0.002 mm.

Analysis First we calculate the average velocity and the Reynolds number to determine the flow regime:

$$V = \frac{\dot{V}}{A_c} = \frac{\dot{V}}{\pi D^2 / 4} = \frac{0.008 \text{ m}^3 / \text{s}}{\pi (0.04 \text{ m})^2 / 4} = 6.366 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{(999.1 \text{ kg/m}^3)(6.366 \text{ m/s})(0.04 \text{ m})}{1.138 \times 10^{-3} \text{ kg/m}\cdot\text{s}} = 2.236 \times 10^5$$



which is greater than 4000. Therefore, the flow is turbulent. The relative roughness of the pipe is

$$\varepsilon / D = \frac{2 \times 10^{-6} \text{ m}}{0.04 \text{ m}} = 5 \times 10^{-5}$$

The friction factor can be determined from the Moody chart, but to avoid the reading error, we determine it from the Colebrook equation using an equation solver (or an iterative scheme),

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \rightarrow \frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left(\frac{5 \times 10^{-5}}{3.7} + \frac{2.51}{2.236 \times 10^5 \sqrt{f}} \right)$$

It gives $f = 0.01573$. Then the pressure drop, head loss, and the required power input become

$$\Delta P = \Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} = 0.01573 \frac{30 \text{ m}}{0.04 \text{ m}} \frac{(999.1 \text{ kg/m}^3)(6.366 \text{ m/s})^2}{2} \left(\frac{1 \text{ kN}}{1000 \text{ kg}\cdot\text{m/s}^2} \right) \left(\frac{1 \text{ kPa}}{1 \text{ kN/m}^2} \right) = \mathbf{239 \text{ kPa}}$$

$$h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = 0.01573 \frac{30 \text{ m}}{0.04 \text{ m}} \frac{(6.366 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} = \mathbf{24.4 \text{ m}}$$

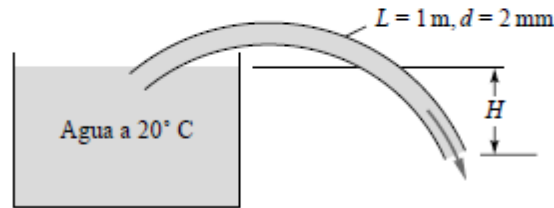
$$\dot{W}_{\text{pump}} = \dot{V} \Delta P = (0.008 \text{ m}^3 / \text{s})(239 \text{ kPa}) \left(\frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kPa}\cdot\text{m}^3 / \text{s}} \right) = \mathbf{1.91 \text{ kW}}$$

Therefore, useful power input in the amount of 1.91 kW is needed to overcome the frictional losses in the pipe.

Discussion The friction factor could also be determined easily from the explicit Haaland relation. It would give $f = 0.0155$, which is sufficiently close to 0.0157. Also, the friction factor corresponding to $\varepsilon = 0$ in this case is 0.0153, which indicates that stainless steel pipes in this case can be assumed to be smooth with an error of about 2%. Also, the power input determined is the mechanical power that needs to be imparted to the fluid. The shaft power will be more than this due to pump inefficiency; the electrical power input will be even more due to motor inefficiency.

Ejercicio 4

Se pretende construir un sifón con un tubo de 1 m de longitud y 2 mm de diámetro para sacar agua, como se muestra en la Figura P6.14. ¿Hay algún valor de la altura H para el que el flujo podría no ser laminar? ¿Cuál es el caudal de líquido si $H = 50$ cm? Desprecie la curvatura del tubo.



P6.14

Solution: For water at 20°C , take $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$ and $\mu = 0.001 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$. Write the steady flow energy equation between points 1 and 2 above:

$$\frac{P_{\text{atm}}}{\rho g} + \frac{0^2}{2g} + z_1 = \frac{P_{\text{atm}}}{\rho g} + \frac{V_{\text{tube}}^2}{2g} + z_2 + h_f, \quad \text{or:} \quad H - \frac{V^2}{2g} = h_f = \frac{32\mu L}{\rho g d^2} V \quad (1)$$

Enter data in Eq. (1): $0.5 - \frac{V^2}{2(9.81)} = \frac{32(0.001)(1.0)V}{(998)(9.81)(0.002)^2}$, solve $V \approx 0.590 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Equation (1) is quadratic in V and has only one positive root. The siphon flow rate is

$$Q_{H=50 \text{ cm}} = \frac{\pi}{4} (0.002)^2 (0.590) = 1.85\text{E-}6 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \approx \mathbf{0.0067 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}} \quad \text{if } H = 50 \text{ cm} \quad \text{Ans.}$$

Check $Re = (998)(0.590)(0.002)/(0.001) \approx 1180$ (OK, laminar flow)

It is possible to approach $Re \approx 2000$ (possible transition to turbulent flow) for $H < 1$ m, for the case of the siphon bent over nearly vertical. We obtain $Re = 2000$ at $H \approx 0.87$ m.

Ejercicio 5

En el sistema mostrado en la Fig. 8-2, cuando el caudal desde el depósito A al nudo principal D es de 140 l/seg, la presión en D es 1,40 kg/cm². Se quiere aumentar el caudal hasta 184 l/seg, con una presión en D de 2,80 kg/cm². ¿Qué diámetro debe de tener la tubería de 1500 m de longitud, que ha de ponerse entre B y C en paralelo (dibujada a trazos en la figura), con la existente de 30 cm de diámetro para satisfacer las condiciones exigidas?

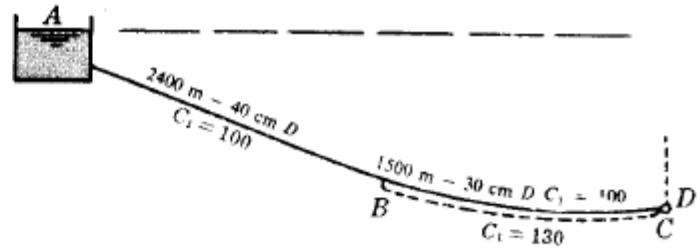


Fig. 8-2

Solución:

La elevación del depósito A puede determinarse a partir de las condiciones iniciales. Del Diagrama B ,

$$\begin{aligned} \text{para } Q = 140 \text{ l/seg, } S_{40} &= 4,8 \text{ m/1000 m, pérdida de carga} = 4,8 \times 2,4 = 11,5 \text{ m} \\ S_{30} &= 20,0 \text{ m/1000 m, pérdida de carga} = 20,0 \times 1,5 = 30,0 \text{ m} \\ \text{Pérdida de carga total} &= 41,5 \text{ m} \end{aligned}$$

La línea de alturas piezométricas cae desde 41,5 m hasta una elevación de 14,0 m por encima de D (equivalentes a 1,40 kg/cm²). Por tanto, el depósito A está a $(41,5 + 14,0) = 55,5$ m por encima de D .

Para una presión de 2,80 kg/cm², la elevación de la línea de alturas piezométricas sobre D será de 28,0 m, de forma que la altura de carga disponible para el caudal de 184 l/seg es de $(55,5 - 28,0) = 27,5$ m.

En la tubería de 40 cm, $Q = 184$ l/seg, $S = 8,2$ m/1000 m, pérdida de carga = $8,2 \times 2,4 = 19,7$ m. De aquí,

$$\text{Pérdida de carga entre } B \text{ y } C = 27,5 - 19,7 = 7,8 \text{ m}$$

Para la tubería existente de 30 cm, $S = 7,8/1500 = 5,2$ m/1000 m, $Q = 68,0$ l/seg y el caudal en la tubería nueva, puesta en paralelo, será $(184,0 - 68,0) = 116,0$ l/seg con una altura de carga disponible (caída de la línea de alturas piezométricas) de 7,8 m entre B y C .

$$S = 7,8/1500 = 5,2 \text{ m/1000 m} \quad \text{y} \quad Q_{100} = (100/130)116 = 89,3 \text{ l/seg}$$

El Diagrama B da $D = 34$ cm aproximadamente (se toma la tubería de diámetro normalizado inmediato superior).

Ejercicio 6

CUESTION 3

La instalación de la figura consiste en un cono de reducción instalado a la salida de un depósito. El depósito mantiene una lámina de agua constante de 2 m por encima del eje de la conducción, por lo que la presión en la sección 1 se mantiene constante. El caudal circulante por la tubería es de 1 m³/seg en régimen permanente y las pérdidas de carga entre las secciones 1 y 2 como consecuencia del estrechamiento se consideran despreciables. La masa de agua encerrada entre las secciones 1 y 2 más la del cono tienen un valor de 11547 kg.

- a.- Determinar el esfuerzo (componente horizontal y vertical) que deberán soportar los anclajes (acción sobre los mismos) en magnitud dirección y sentido, en el caso de régimen permanente (caudal de 1 m³/seg).

Si se realiza una maniobra de cierre al final de la conducción, el caudal desaguado por el depósito vendrá dado por la expresión:

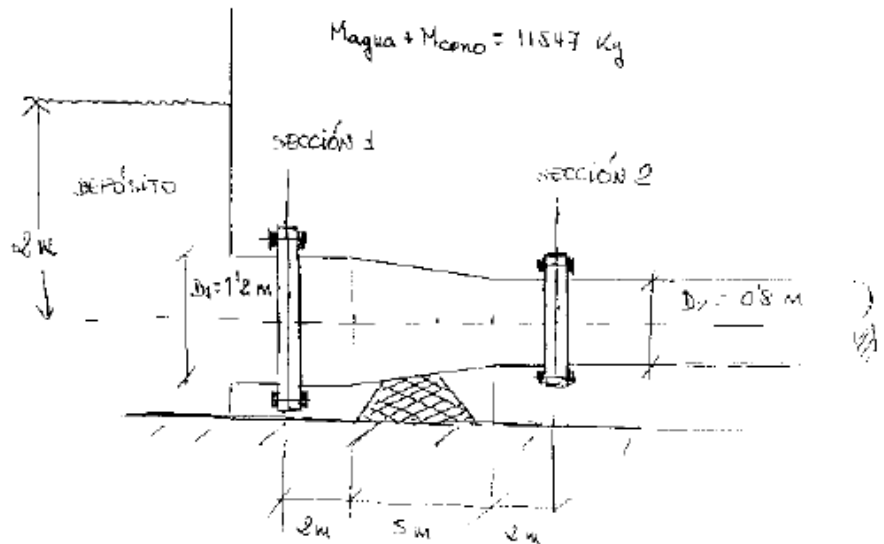
$$Q(t) = 1 \cdot \cos\left(t - \frac{\pi}{2}\right)$$

donde $Q(t)$ viene en m³/seg y t en seg. Esta expresión es válida a partir de $\pi/2$. La presión en la sección 1 se mantiene constante, pero no así la de la sección 2 que evolucionará con el tiempo.

- b.- Determinar el esfuerzo (componente horizontal y vertical) que deberán soportar los anclajes (acción sobre los mismos) en magnitud dirección y sentido, en el caso de régimen transitorio, con el caudal dado por la expresión anterior, para el instante $t = 4$ seg.

Hipótesis:

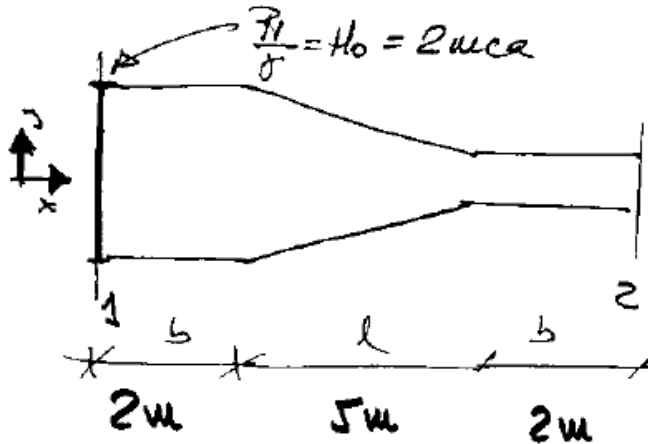
- Se tendrá en cuenta la variación de energía cinética entre las secciones 1 y 2.
- La presión en cada sección se supone igual a la existente en el eje de la tubería.
- Se supone que la componente radial de la velocidad es despreciable, tomándose tan solo en consideración la componente longitudinal.
- El perfil de velocidad de dicha componente longitudinal se supone uniforme en cada sección.
- Se considera fluido incompresible entre las secciones 1 y 2.



Problema 3

Sept. 94 MF 2°B

3. 1.



$$Q(t) \begin{cases} Q_0 = 1 m^3/s & \text{R. Porwan.} \\ Q_0 \cos(t - \pi/2) = \cos(t - \pi/2) m^3/s & \text{R. Franck} \end{cases}$$

$$\sum \vec{F}_{ext} = \frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \vec{v} dV + \int_{S_c} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot d\vec{A})$$

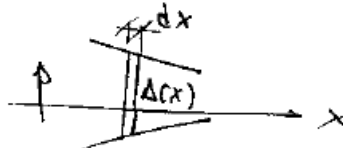
$$\begin{aligned} * \sum \vec{F}_{ext} &= F_H \vec{i} + F_V \vec{j} - \underbrace{(M_{apne} + M_{codo})}_{7247 + 4300} g \vec{j} + P_1 A_1 \vec{i} - P_2 A_2 \vec{i} \\ &= 11547 \text{ kg.} \end{aligned}$$

$$F_H = \rho H_0 = 981 \cdot 10^3 \cdot 2$$

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2g} \quad \rightarrow \quad P_2 = P_1 + \rho \left(\frac{v_1^2}{2} - \frac{v_2^2}{2} \right)$$

$$\rightarrow P_2 = P_1 + \frac{\rho}{2} Q(t)^2 \left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2} \right)$$

$$\vec{F}_{ext} = F_h \vec{i} + F_v \vec{j} = \underbrace{11547 \cdot 981}_{\text{Peso}} \cdot \vec{j} + P_1 \Delta_1 \vec{i} - P_2 A_2 \vec{i} - \underbrace{\frac{\rho}{2} (Q(t))^2 \left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2} \right) A_2}_{\Delta E_{cin.}} \vec{i}$$

$$* \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho \vec{V} dV = \rho \frac{d}{dt} \left(\frac{Q(t)}{\Delta(x)} \right) \vec{i} \Delta(x) dx$$


Las componentes verticales de V se anulan

Para cada sección recta $A(x)$, se considera uniforme el perfil de la componente horizontal de V .

$$= \rho \frac{d}{dt} Q(t) \int_{VC} dx = \rho (2b + 2l) \vec{i} \frac{dQ(t)}{dt} = \underline{\underline{9 \cdot 10^3 \vec{i} \frac{dQ(t)}{dt}}}$$

Variación temporal c. mov. en V.C.

$$+ \int_{sc} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot d\vec{A}) = \rho \vec{V}_{sal} Q(t) - \rho \vec{V}_{ent} Q(t) = \rho \left(\frac{Q(t)}{A_2} \vec{e} - \frac{Q(t)}{A_1} \vec{e} \right) Q(t)$$

↑ flujo de cantidad de movimiento.

- De la ecuación de la c.mov se deduce que

$$F_v = 11547 \cdot 9.81 = 113276.07 \text{ Nw} = 11547 \text{ kp}$$

↑ Reacción al peso por parte del anclaje

↓ Esfuerzo a soportar por anclaje.

Para las componentes horizontales.

$$F_h = p_1 (A_2 - A_1) + \frac{\rho Q(t)^2}{2} \left(\frac{1}{A_1^2} - \frac{1}{A_2^2} \right) A_2$$

Δ estática

$$+ 9 \cdot 10^3 \frac{dQ(t)}{dt} + \rho Q(t)^2 \left(\frac{1}{A_2} - \frac{1}{A_1} \right)$$

v. temporal + flujo c.mov

Teniendo en cuenta

$$A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} = 1131 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.8^2}{4} = 0.503 \text{ m}^2$$

R.P.T.E $Q = Q_0 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$

$$F_h = 2.981 \cdot 10^3 (0.503 - 1131) + \frac{10^3}{2} \left(\frac{1}{1131^2} - \frac{1}{0.503^2} \right) 0.503$$

-1232136 Nw -7974 N

$$+ 9 \cdot 10^3 \cdot 0 + 10^3 \left(\frac{1}{0.503} - \frac{1}{1131} \right)$$

$\frac{dQ}{dt} = 0 (Q = Q_0)$ 1104 N

El valor más importante es el de $p(A_2 - A_1)$. El resto no llega, en cada caso al 10% de este. Al estar en r. pte. el término de variación temporal de la cantidad de movimiento se anula.

$$F_h = -12321'36 - 797'4 \quad + 1104 = -12014.76$$

← Reacción del apoyo a los esfuerzos

→ Acción de oniscu hidráulica contra el anclaje

Regimen Transitorio

$$Q = Q_0 \cos(t - \pi/2) = \cos(t - \pi/2)$$

Hay que calcular $\frac{dQ}{dt} = -Q_0 \sin(t - \pi/2) = -\sin(t - \pi/2)$

$P(A_2 - A_1)$ $\Delta E_{cinética}$

$$F_k(t) = -12321'36 - 797'4 \cos^2(t - \pi/2)$$

$$- 9000 \sin(t - \frac{\pi}{2}) + 1104 \cos^2(t - \frac{\pi}{2})$$

El término de variación temporal requiere su importancia, si bien es pulsátil. Para $t = 4$ seg, toma su máximo valor. En ese instante, si bien la $\Delta E_c = 0$,

también el flujo de c. mov, el esfuerzo

4 deportes es de $-12321'36 - 9000 = -21321'36 \text{ N} = -2173'43 \text{ Kp.}$

Δ los 4 seg ($t=4$)

$$\cos(4 - \pi/2) = -0'7568$$

$$\cos^2(4 - \pi/2) = 0'573, \quad \sin(4 - \pi/2) = 0'654$$

$$F_k(4) = -12321'36 - 797'4 \cdot 0'573 \quad -9000 \cdot 0'654 + 1104 \cdot 0'573 =$$

Acción del anclaje en $t = 4 \text{ seg}$ ←

Acción sobre el anclaje en $t = 4 \text{ seg}$ →

La acción sobre el anclaje siempre será → puesto que cualquier combinación del resto de los términos no modifica el signo. Evidentemente esta acción será variable a lo largo del tiempo

Tablas

Tabla 7.1. Perfil de velocidad de Blasius [1 a 3].

| $y[U/(vx)]^{1/2}$ | u/U | $y[U/(vx)]^{1/2}$ | u/U |
|-------------------|---------|-------------------|---------|
| 0,0 | 0,0 | 2,8 | 0,81152 |
| 0,2 | 0,06641 | 3,0 | 0,84605 |
| 0,4 | 0,13277 | 3,2 | 0,87609 |
| 0,6 | 0,19894 | 3,4 | 0,90177 |
| 0,8 | 0,26471 | 3,6 | 0,92333 |
| 1,0 | 0,32979 | 3,8 | 0,94112 |
| 1,2 | 0,39378 | 4,0 | 0,95552 |
| 1,4 | 0,45627 | 4,2 | 0,96696 |
| 1,6 | 0,51676 | 4,4 | 0,97587 |
| 1,8 | 0,57477 | 4,6 | 0,98269 |
| 2,0 | 0,62977 | 4,8 | 0,98779 |
| 2,2 | 0,68132 | 5,0 | 0,99155 |
| 2,4 | 0,72899 | ∞ | 1,00000 |
| 2,6 | 0,88246 | | |

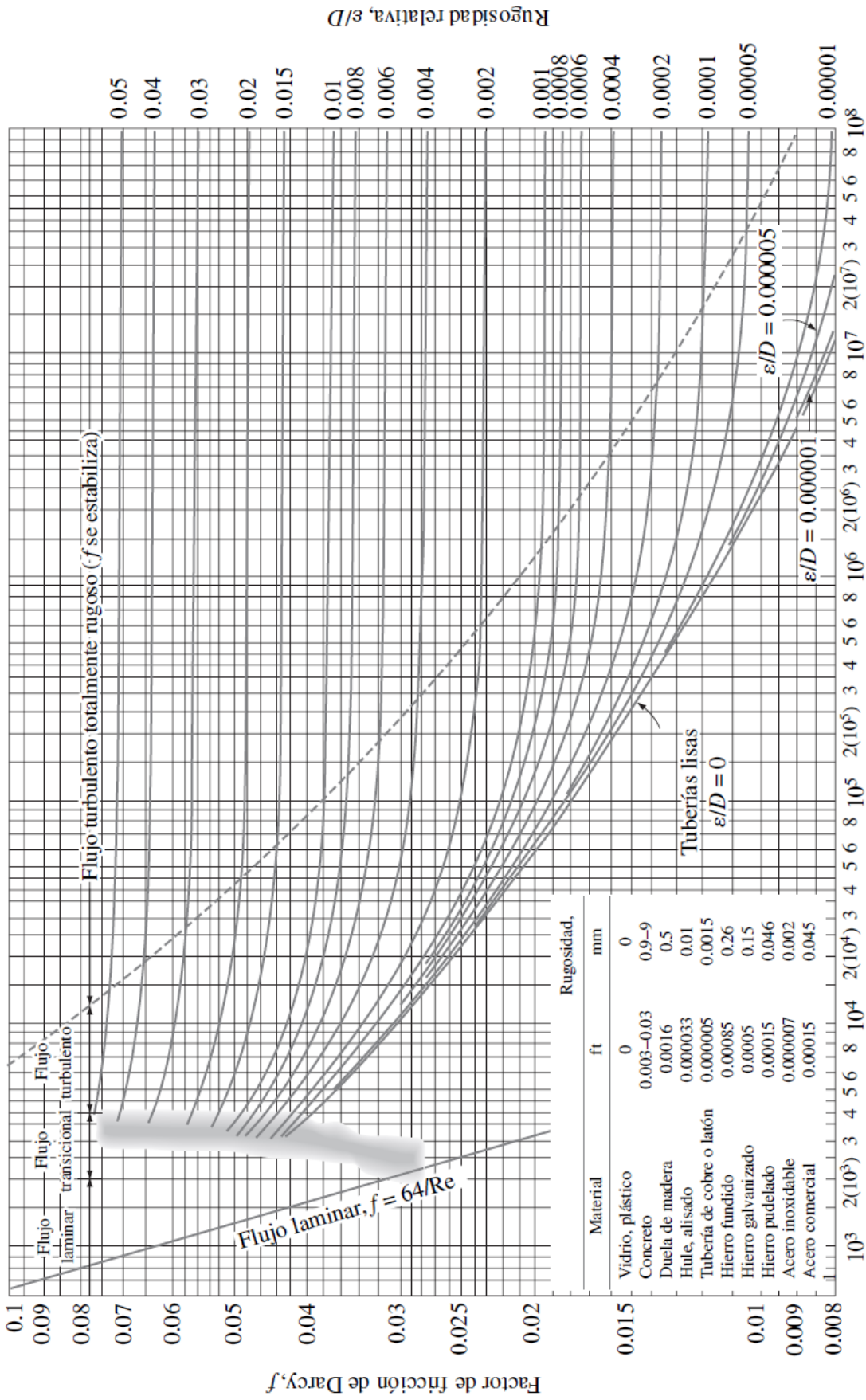


FIGURA A-12

El diagrama de Moody para el factor fricción para flujo totalmente desarrollado en tuberías circulares para usar en la relación de pérdida de carga

$$h_L = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

Los factores de fricción en el flujo turbulento se evalúan a partir de la ecuación de Colebrook $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$.