

PROBLEMAS RESUELTOS

Ejemplo 1.- Un compresor de aire centrífugo absorbe 12000 pie³/min. de aire a una presión absoluta de 14 lb/pulg² y una temperatura de 60 °F. El aire se descarga a una presión absoluta de 370 °F. El área de la línea de succión es 2.1 pie², y el área de la línea de descarga es 0.4 pie². Si se requieren 1875 hp para impulsar este compresor, encuentre el régimen de transmisión de calor a los alrededores.

DATOS DEL PROBLEMA

Entrada	Salida	Otros datos y constantes
$V1 := 12000 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}}$	$V2 :=$	$R := 53.3 \text{ pie} \cdot \frac{\text{lb}_f}{\text{lbm}} \text{ R}$
$T1 := 60 + 460 \quad T1 = 520 \text{ R}$	$T2 := 370 + 460 \quad T2 = 830 \text{ R}$	$c_p := 0.240 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot \text{R}}$
$p1 := 14 \text{ psia}$	$p2 := 70 \text{ psia}$	$k := 1.4$
$A1 := 2.1 \text{ pie}^2$	$A2 := 0.4 \text{ pie}^2$	
$P := 1875 \text{ hp}$		

CALCULOS PRELIMINARES

El flujo másico se calcula a partir de su volumen medido en condiciones iniciales, mediante la ecuación general de los gases ideales::

$$m := \frac{p1 \cdot 144 \cdot V1}{R \cdot T1} \text{ lbm/min} \quad m = 872.853 \text{ lbm/min}$$

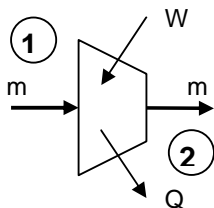
También se pueden calcular las densidades a la entrada y la salida :

$$\rho1 := \frac{p1 \cdot 144}{R \cdot T1} \quad \rho1 = 0.073 \text{ lbm/pie}^3 \quad \rho2 := \frac{p2 \cdot 144}{R \cdot T2} \quad \rho2 = 0.228 \text{ lbm/pie}^3$$

con el flujo másico y densidad conocidas podemos calcular la velocidad a la entrada y a la salida:

$$v1 := \frac{m}{\rho1 \cdot A1} \quad v1 = 5714.286 \text{ pie/min} \quad v2 := \frac{m}{\rho2 \cdot A2} \quad v2 = 9576.923 \text{ pie/min}$$

De acuerdo a la primera ley de la termodinámica, despreciando los cambios de energía potencial, se tiene que:



$$\text{entonces :} \quad -Q - (-W) = \Delta H + \Delta K$$

$$Q := W - \Delta H - \Delta K \quad (1)$$

$$\text{donde :} \quad W := P \cdot \frac{2544.48 \text{ Btu}}{60 \text{ min}} \quad W = 79515 \text{ Btu/min}$$

$$\Delta H := m \cdot c_p \cdot (T2 - T1) \quad \Delta H = 64940.28 \text{ Btu/min}$$

La energía cinética estará dada por:

$$\Delta K := m \cdot \frac{v2^2 - v1^2}{2 \cdot 32.2 \cdot 3600 \cdot 776} \text{ Btu/min} \quad \Delta K = 286.561 \text{ Btu/min}$$

Entonces reemplazando estos valores en la ecuación 1. se tiene:

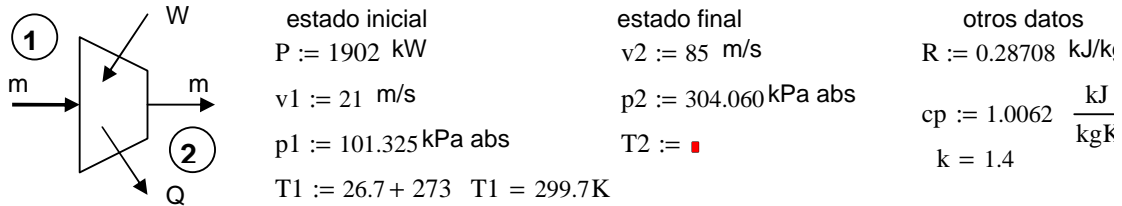
$$Q := W - \Delta H - \Delta K \quad Q = 14288.159 \text{ Btu/min}$$

El estudiante justificará y explicará el uso de los diferentes factores de conversión de unidades, propios del sistema británico de unidades.

PROBLEMAS RESUELTOS

Ejemplo 2.- Se requieren 1902 kW como potencia motriz de un compresor para manejar adiabáticamente aire desde 1 atm, 26.7°C, hasta 304.06 kPa abs. La velocidad inicial del aire es de 21 m/s y la final, de 85 m/s (a) Si el proceso es isentrópico, halle el volumen de aire manejado, medido en m³/min, en las condiciones de entrada. (b) Si la compresión es adiabática irreversible hasta una temperatura de 157.2 °C, con la capacidad hallada en (a), determine la potencia de entrada.

DATOS DEL PROBLEMA



(a) De la primera ley de la termodinámica, se tiene para un proceso isentrópico:

$$W := \Delta H + \Delta K$$

$$W := m \cdot (\Delta h + \Delta k) \quad w \quad (1)$$

$$\Delta k := \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2 \cdot 1000} \quad \Delta k = 3.392 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h := c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

al ser un proceso isentrópico, la temperatura se puede calcular con la relación siguiente:

$$T_2 := T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_2 = 410.244 \text{ K}$$

$$\Delta h := c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{De donde: } \Delta h = 111.229 \text{ kJ/kg}$$

Notese la escasa influencia del incremento de la energía interna en el trabajo de compresión, comparado con el incremento de la entalpía

Entonces el flujo masico se calcula a partir de la ecuación (1)

asumiendo que: $W := P$

$$m := \frac{W \cdot (60)}{(\Delta h + \Delta k)} \quad m = 995.63 \text{ kg/min}$$

el volumen se puede calcular a partir de la ecuación de los gases ideales;

$$V_1 := \frac{m \cdot R \cdot T_1}{p_1} \quad V_1 = 845 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

¿Se puede usar en este caso la fórmula, establecida en la clase, para calcular la potencia (trabajo por unidad de tiempo)?. ¿por que?

PROBLEMAS RESUELTOS

(b) Es necesario en este caso, recalculer el cambio de la entalpia usando como dato la temperatura:

$$T_2 := 157.2 + 273 \qquad T_2 = 430.2 \text{ K}$$

$$\Delta h := c_p \cdot (T_2 - T_1) \qquad \Delta h = 131.309 \text{ kJ/kg}$$

reemplazando este resultado en la ecuación 1, se tiene:

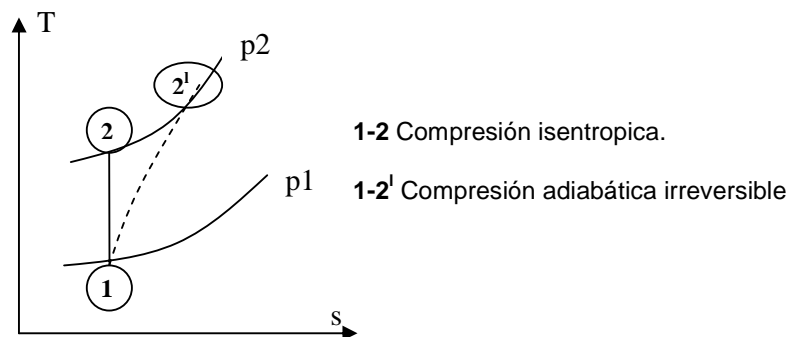
$$W := \frac{m}{60} \cdot (\Delta h + \Delta k) \qquad W = 2235.206 \text{ kW}$$

como era de esperar la potencia de entrada para un proceso adiabático irreversible es mayor que en caso de un proceso isentrópico (ideal).

La potencia de entrada se ha incrementado en un:

$$\left(\frac{2283 - 1902}{1902} \right) \cdot 100 = 20.03\%$$

Diagrama T-s del proceso de compresión, mostrando la situación de compresión isentrópica (ideal) y la compresión adiabática irreversible.



PROBLEMAS RESUELTOS

Ejemplo 3.- Un compresor de aire del tipo de movimiento alternativo, con espacio muerto de 6%, toma 4.25 m³/min de aire, medidos según las condiciones de admisión de 100 kPa abs. y 57.2 °C. En el caso de una presión de descarga de 300 kPa abs. y una eficiencia adiabática total de 68%, determine la potencia del motor respectivo.

DATOS UTILES

$$\begin{aligned}
 V_1 &:= 4.25 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} & p_2 &:= 300 \text{ kPa abs} & k &:= 1.4 \\
 p_1 &:= 100 \text{ kPa abs} & \eta &:= 68\% & R &:= 0.287 \text{ kJ/kgK} \\
 T_1 &:= 57.2 + 273 & T_1 &= 330.2 \text{ K} & c_p &:= 1.0062 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}
 \end{aligned}$$

RESOLUCION

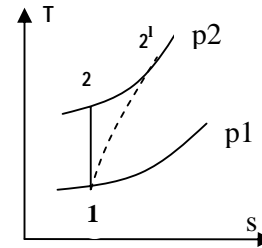
Se puede calcular la potencia del motor a partir de la primera ley de la termodinámica y del concepto de eficiencia adiabática:

La eficiencia adiabática se define como:

$$\eta := \frac{W_{\text{isentropico}}}{W_{\text{real}}}$$

de donde:

$$W_r := \frac{W_i}{\eta}$$



El trabajo isentrópico (ideal) se puede calcular a partir de la primera ley de la termodinámica:

$$W := m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

T2 se calcula a partir del proceso ideal isentrópico:

$$T_2 := T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_2 = 451.957 \text{ K}$$

La masa se puede calcular mediante la ecuación de los gases ideales:

$$m := \frac{p_1 \cdot \frac{V_1}{60}}{R \cdot T_1} \quad m = 0.075 \text{ kg/s}$$

$$W_i := m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad W_i = 9.16 \text{ kW}$$

$$W_r := \frac{W_i}{\eta} \quad W_r = 13.47 \text{ kW}$$

Otra manera de calcular el trabajo de compresión isentrópico, ideal, a partir de la formula:

$$W_i := \frac{k \cdot p_1 \cdot \frac{V_1}{60}}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad W_i = 9.14 \text{ kW}$$

Entonces, la potencia del motor será:

$$W_r := \frac{W_i}{\eta} \quad W_r = 13.44 \text{ kW}$$

PROBLEMAS RESUELTOS

Ejemplo 4.- Un compresor ha de ser diseñado con 6% de espacio muerto para manejar 14 m³/min de aire a 1.033 kgf/cm² abs. y 20°C, el estado al inicio de la carrera de compresión. La compresión es isentrópica a 6.3 kgf/cm² man. **(a)** ¿Qué desplazamiento en m³/min es necesario? **(b)** si el compresor se utiliza a una altitud de 1800 m y la temperatura inicial y la presión de descarga permanecen iguales que antes, ¿en qué porcentaje se reduce la capacidad del compresor? **(c)** Cuál debe ser el desplazamiento volumétrico de un compresor a la altitud de 1800m para manejar la misma masa de aire?

DATOS DEL PROBLEMA

$$\begin{aligned}
 c &:= 6\% & p_o &:= 101.33 \text{ kPa (abs)} & & \text{(presión atmosférica)} \\
 V_{li} &:= 14 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} & p_2 &:= 6.3 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \text{ (man)} \\
 p_1 &:= 1.033 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \text{ (abs)} & p_2 &:= p_2 \cdot 98.1 + p_o & & p_2 = 719.36 \text{ kPa (abs)} \\
 p_1 &:= 101.33 \text{ kPa (abs)} & & & & \\
 T_1 &:= 20 + 273 & T_1 &= 293 \text{ K} & & R := 0.287 \text{ kJ/kgK}
 \end{aligned}$$

a) En este caso tomamos como base de los cálculos los datos de diseño y de operación en condiciones de diseño (al nivel del mar).

Partimos de la relación: $\eta_v := \frac{V_{li}}{VD}$ (1)

donde $\eta_v := c + 1 - c \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}$ (2) $\eta_v = 0.817$

entonces $VD := \frac{V_{li}}{\eta_v}$ $VD = 17.142 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$

b) Aquí el compresor debe operar en condiciones distintas a las de diseño (1800 msnm), es decir que la presión del aire de entrada al compresor será inferior a la de diseño, debido a que la presión del aire atmosférico a 1800 m es menor a al nivel del mar. Por lo que la capacidad del compresor se verá afectada.

La presión atmosférica a 1800 msnm es aproximadamente: $p_o := 81.01 \text{ kPa}$

Entonces la presión del aire a la entrada del compresor será: $p_1 := p_o$ $p_1 = 81.01 \text{ kPa}$

Si analizamos la ecuación (2), vemos que esta disminución de la presión afectará al rendimiento volumétrico, por lo que es necesario recalcular este parámetro:

$$\eta_v := c + 1 - c \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} \quad \eta_v = 0.775$$

Supuesto VD constante, recalculamos el nuevo volumen de aire aspirado, en estas condiciones, a partir de la ecuación (1):

$$V_{li} := \eta_v \cdot VD \quad V_{li} = 13.277 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

PROBLEMAS RESUELTOS

Para fines de una mejor apreciación, podemos usar la variación de la masa del aire manejado, como referencia para estimar la reducción de la capacidad del compresor:

$$p_1 := 101.33 \quad ; \quad V_1 := 14$$

$$m_1 := \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \quad m_1 = 16.87 \quad \text{kg/min}$$

$$p_1 := 81.01 \quad ; \quad V_1 := 13.277$$

$$m_2 := \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \quad m_2 = 12.791 \quad \text{kg/min}$$

De donde, la reducción de la capacidad del compresor en porcentaje será:

$$\left(\frac{m_1 - m_2}{m_1} \right) \cdot 100 = 24.182 \quad \% \quad (\text{en masa})$$

- (c) Si partimos del supuesto de que la presión de descarga no varia, el desplazamiento volumétrico, se puede calcular del siguiente modo:

A partir de la masa m_1 , y mediante la ecuación de los gases ideales calculamos el volumen aspirado (condiciones de entrada a 1800 msnm).

$$p_1 = 81.01 \quad \text{kPa} \quad V_{1i} := \frac{m_1 \cdot R \cdot T_1}{p_1} \quad V_{1i} = 17.512 \quad \text{kg/min}$$

$$m_1 = 16.87 \quad \text{kg/min}$$

A partir de este dato y con el rendimiento volumétrico del inciso (b), calculámos, el nuevo desplazamiento volumétrico:

$$\eta_v = 0.775 \quad V_D := \frac{V_{1i}}{\eta_v} \quad V_D = 22.61 \quad \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Desde luego que esto implica una intervención del equipo para regular, sino modificar, el mismo, puesto que el VD esta relacionado con parámetros tales como: el espacio muerto, tamaño del cilindro y velocidad de rotación, entre los principales.

PROBLEMAS RESUELTOS

Ejemplo 5.- Un compresor de un solo cilindro, doble acción y que funciona a 200 rpm, tiene una velocidad de pistón de 600 pie/min. Comprime 60 lb/min de aire desde 14 psia y 60 °F hasta 95 psia. El espacio muerto vale 5.5%. Tratándose de una compresión isentrópica, determine **(a)** η_v , V_D , y W ; **(b)** p_{me} del diagrama convencional del compresor y **(c)** el diámetro y la carrera en el cilindro del compresor. Calcule W de dos maneras diferentes y compare resultados.

DATOS DEL PROBLEMA

$n := 200$ rpm
 $V_p := 600$ pie/min
 $m := 60$ lb/min
 $c := 5.5\%$
 $z := 2$ (doble efecto)

$p_1 := 14$ psia
 $T_1 := 60 + 460$ $T_1 = 520$ R
 $p_2 := 95$ psia
 compresión isentrópica

OTROS DATOS

$R := 53.3$ pie · $\frac{\text{lb}_f}{\text{lbm}} \cdot \text{R}$
 $c_p := 0.240$ $\frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot \text{R}}$
 $k := 1.4$

(a) El rendimiento volumetrico se calcula a partir de la ecuación:

$$\eta_v := c + 1 - c \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \eta_v = 0.84$$

Para calcular el desplazamiento volumétrico, partimos de la definición de rendimiento volumétrico:

$$V_D := \frac{V_{li}}{\eta_v} \quad (1)$$

donde el volumen de aire manejado medido en las condiciones de aspiración, V_{li} , se calcula a partir de la ecuación de los gases ideales:

$$V_{li} := \frac{m \cdot R \cdot T_1}{p_1 \cdot 144} \quad V_{li} = 824.88 \quad \frac{\text{pie}^3}{\text{min}}$$

entonces de la ecuación (1) se tiene:

$$V_D := \frac{V_{li}}{\eta_v} \quad V_D = 983.12 \quad \frac{\text{pie}^3}{\text{min}}$$

El trabajo isentrópico, se puede calcular de diferente manera (en todo caso las tres formas que exponemos aquí, tiene como base el primer principio de la termodinámica):

Para una compresión isentrópica, el primer principio de la termodinámica establece:

$$W := \Delta H \quad (2)$$

i) El cambio de entalpia se puede calcular a partir del cambio de temperaturas T_1 y T_2 , calculamos entonces la temperatura T_2 al final de la compresión, para un proceso isentrópico :

$$T_2 := T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_2 = 898.674 \quad \text{R}$$

entonces el cambio entalpico está dado por:

$$\Delta H := m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad \Delta H = 5452.9 \quad \text{Btu/min}$$

y según lo establece la ecuación (2):

$$W := \Delta H \quad W = 5452.9 \quad \text{Btu/min}$$

PROBLEMAS RESUELTOS

ii) El cambio entálpico se obtiene mediante el uso de las tablas de propiedades del aire estandar:

Para, $T_1 = 520$ R se obtiene de tabla: $h_1 := 124.27$ Btu/lb $pr_1 := 1.2147$

a partir de la relación de presión y pr_1 y calcula pr_2 :

$$pr_2 := pr_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad pr_2 = 8.2426$$

con $pr_2 = 8.243$ se obtiene de la tabla (por interpolación) $h_2 := 214.99$ Btu/lb

entonces :

$$\Delta H := m \cdot (h_2 - h_1) \quad \Delta H = 5443.20 \text{ Btu/lb}$$

y según lo establece la ecuación (2):

$$W := \Delta H \quad W = 5443.20 \text{ Btu/min}$$

iii) Finalmente una tercera forma de calcular el trabajo, es a partir de la formula:

$$W := \frac{k \cdot p_1 \cdot 144 \cdot V_{1i}}{k - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$W = 4238495.78 \frac{\text{lb} \cdot \text{pie}}{\text{min}}$$

o en Btu:

$$\frac{4238495.78}{778.18} = 5446.68 \text{ Btu/min}$$

donde 778.18 es el factor de conversión
 (¿A que se debe la diferencia en el resultado de estos tres cálculos?)

(b) La presión media efectiva, se define como la presión constante necesaria para desarrollar el mismo trabajo que se desarrolla en el diagrama convencional.

$$W := p_{me} \cdot A_{cil} \cdot L$$

donde : $VD := (A_{cil} \cdot L)$

es el volumen de desplazamiento

Entonces $W := p_{me} \cdot VD$

de donde, con:

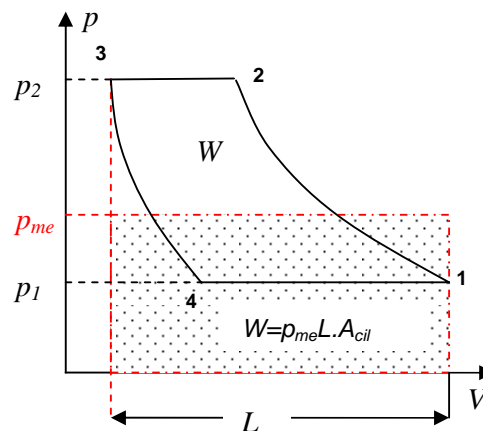
$$W := 4238495.78 \frac{\text{lb} \cdot \text{pie}}{\text{min}}$$

y

$$VD := 983.12 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}}$$

$$p_{me} := \left(\frac{W}{VD} \right) \cdot \frac{1}{144}$$

$$p_{me} = 29.94 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$



PROBLEMAS RESUELTOS

- (c) La carrera del pistón, L , se puede calcular a partir de la velocidad media del pistón y de la velocidad de rotación. (recordando que el periodo -inversa de la frecuencia n - es el tiempo que dura una carrera, ida y vuelta)

$$L := \frac{1}{2} \left(V_p \frac{1}{n} \right) \text{ pie} \qquad L = 1.50 \text{ pie}$$

$$L \cdot 12 = 18 \text{ pulg}$$

Con este dato, el diámetro del pistón se puede calcular a partir del desplazamiento volumétrico, el mismo que se puede poner en función de los parámetros geométricos y cinemáticos del compresor:

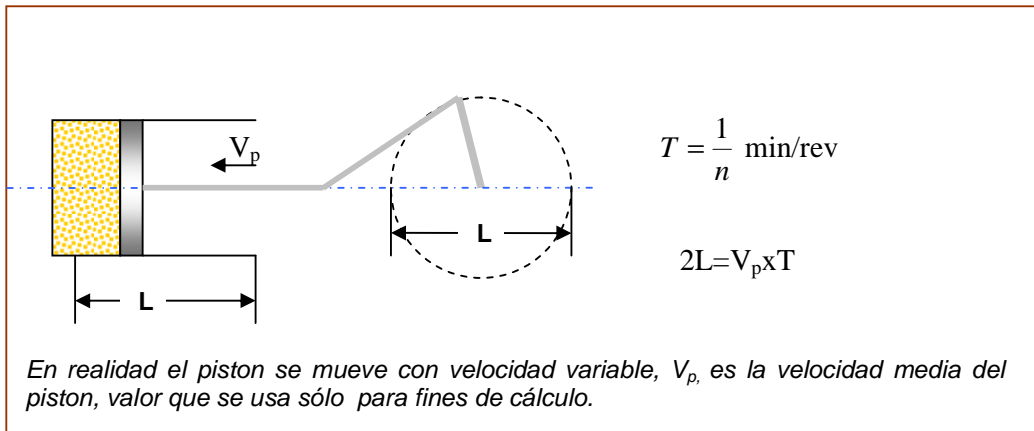
$$VD = \left(\frac{\pi \cdot L \cdot D^2}{4} \right) \cdot z \cdot n$$

de donde:

$$D := \left(\sqrt{\frac{4 \cdot VD}{\pi \cdot L \cdot z \cdot n}} \right) \text{ pie} \qquad D = 1.44 \text{ pie}$$

$$D \cdot 12 = 17.33 \text{ pulg}$$

entonces el tamaño del motor será: **17.33 x 18.0 pulg**



PROBLEMAS RESUELTOS

Ejemplo 6.- Se comprimen 11.3 m³/min de aire desde 103.42 kPa abs. y 26.7 °C, hasta 827.36 kPa abs. Todos los espacios muertos corresponden a 8%. **(a)** Obtenga la potencia isentrópica y el desplazamiento volumétrico requeridos en el caso de un solo paso de compresión. **(b)** Utilizando los mismos datos determine la potencia ideal mínima para una compresión en dos etapas, si el inter-enfriador lleva el aire a la temperatura inicial. **(c)** Halle el desplazamiento volumétrico en cada cilindro según las condiciones de la parte (b). **(d)** ¿Qué cantidad de calor se extrae en el enfriador? **(e)** Para una eficiencia de compresión de 78% ¿Qué potencia de salida es necesaria en el motor utilizado?

RESOLUCION

DATOS DEL PROBLEMA:

$$V1 := 11.33 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} ; \quad c := 8\%$$

$$p1 := 103.42 \text{ kPa abs} \quad T1 := 26.7 + 273 ; \quad T1 = 299.7 \text{ K} \quad p2 := 827.36 \text{ kPa abs}$$

$$k := 1.4 \quad R := 0.287 \text{ kJ/kgK} \quad cp := 1.0062 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

a) La potencia isentrópica de un compresor de una etapa, se puede calcular a partir de la formula:

$$Wi := \frac{k \cdot p1 \cdot \frac{V1}{60}}{k - 1} \cdot \left[\left(\frac{p2}{p1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad Wi = 55.46 \text{ kW}$$

Para calcular el volumen de desplazamiento, primero calculamos el rendimiento volumétrico que este dado por:

$$\eta_v := 1 + c - c \cdot \left(\frac{p2}{p1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \eta_v = 0.727$$

luego el desplazamiento volumetrico será:

$$VD := \frac{V1}{\eta_v} \quad VD = 15.59 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Para los siguientes incisos ver las figuras en la que se representan esquemáticamente, las dos etapas de compresión.

b) En este caso al tratarse de una compresión en dos etapas, lo primero que haremos es determinar la presión intermedia, es decir la presión de descarga de la primera etapa y que en este caso es tambien lapresión de entrada al cilindro de alta presión. El criterio de potencia ideal mínima establece que la presión intermedia debe ser::

$$pi := \sqrt{p1 \cdot p2} \quad pi = 292.516 \text{ kPa abs}$$

La condición de trabajo mínimo establece que en ambas etapas se realizan trabajos iguales, por ello calcularemos el trabajo total en base a la siguiente formula (valida si y solo si T1=Ti=T3):

$$Wi := 2 \cdot \left[\frac{k \cdot p1 \cdot \frac{V1}{60}}{k - 1} \cdot \left[\left(\frac{pi}{p1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right] \quad Wi = 47.29 \text{ kW}$$

PROBLEMAS RESUELTOS

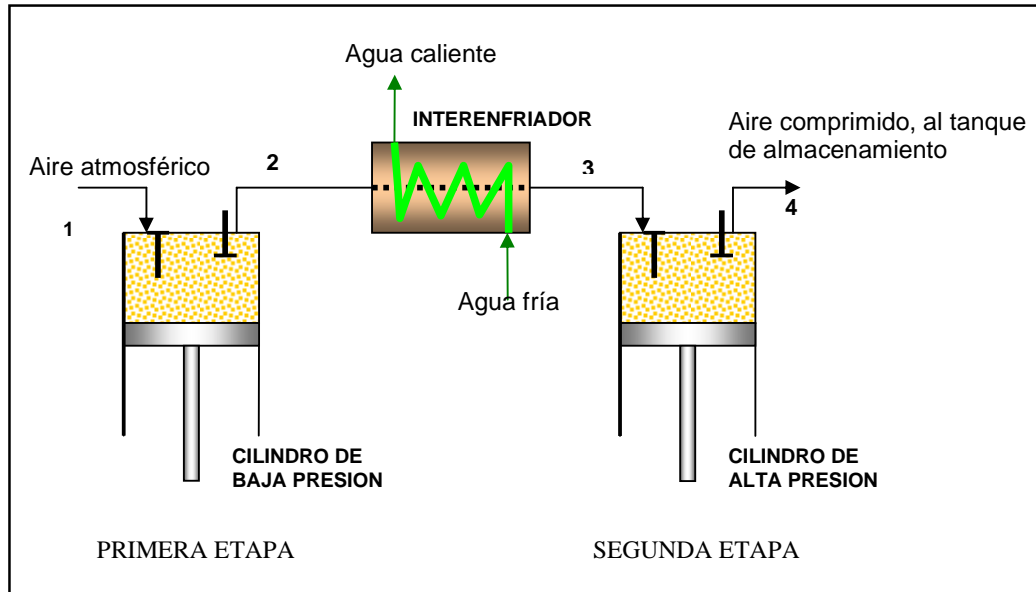
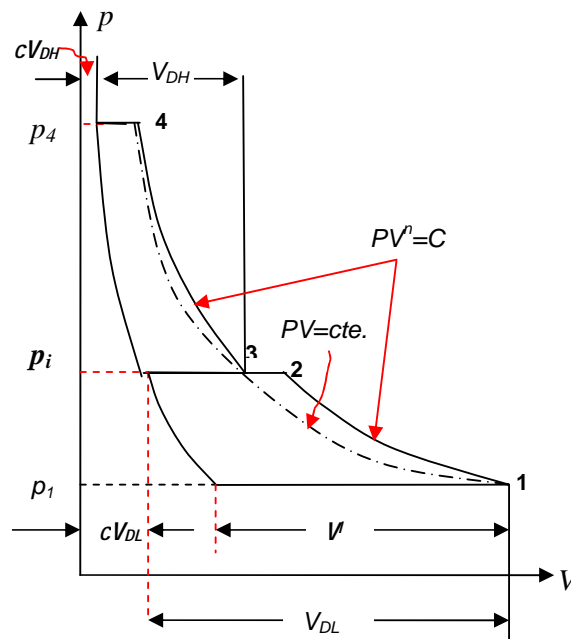


Diagrama esquemático de un compresor de dos etapas con inter-enfriador



- c) Para calcular el volumen de desplazamiento, se procede en cada caso de manera similar que en el inciso (a) teniendo el cuidado de usar la relación de presiones correcto::

* Cilindro de baja presión;

$$\eta_v := 1 + c - c \cdot \left(\frac{p_i}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \eta_v = 0.912$$

luego el desplazamiento volumetrico será:

$$V_{DL} := \frac{V_1}{\eta_v} \quad V_{DL} = 12.42 \frac{m^3}{min}$$

PROBLEMAS RESUELTOS

* Cilindro de alta presión;

$$\eta_v := 1 + c - c \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \quad \eta_v = 0.912$$

Ahora calculamos el volumen aspirado en el cilindro de alta presión:

$$m := \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \quad m = 13.623 \text{ kg/min}$$

$$V_3 := \frac{m \cdot R \cdot T_1}{p_1} \quad V_3 = 4.006 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

luego el desplazamiento volumetrico en el cilindro de alta presión será:

$$VDH := \frac{V_3}{\eta_v} \quad VDH = 4.39 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

d) A partir de la relación:

Calculamos, primero, la temperatura de salida del aire del cilindro de baja presión, T2, a partir de la relación isentropica:

$$T_2 := T_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad T_2 = 403.37 \text{ K}$$

luego el calor extraido por el interenfriador se puede calcular a partir del cambio de entalpia en el aire, al pasar por el interenfriador:

$$Q := H_2 - H_3$$

$$Q := m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad Q = 1421.0 \text{ kJ/min}$$

e) La potencia de salida del motor impulsor del compresor, se puede estimar a partir del trabajo isentropico y de la eficiencia de compresión:

$$\eta_c := 78\% \quad (\text{dato})$$

$$P_m := \frac{W_i}{\eta_c} \quad P_m = 60.6 \text{ kW}$$