

9  
2 ej



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**PROBLEMAS PRACTICOS DE BOMBEO Y  
COMPRESION**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO PETROLERO  
P R E S E N T A N :  
ARMANDO CASTILLON ROBLEDO  
R. ANTONIO ROJAS FIGUEROA  
ANTONIO E. ZAMARRON GALVAN



**CIUDAD UNIVERSITARIA, MEXICO D. F.**

**1981**

**FALLA EL ORIGEN**



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## PROBLEMAS PRACTICOS DE BOMBEO Y COMPRESION

<b>INDICE :</b>	<b>PAGINA</b>
<b>INTRODUCCION</b>	
<b>CAPITULO I    CONCEPTOS FUNDAMENTALES</b>	<b>1</b>
<b>CAPITULO II   COMPRESORAS</b>	<b>42</b>
<b>CAPITULO III   BOMBAS</b>	<b>90</b>
<b>CAPITULO IV   MOTORES Y TURBINAS</b>	<b>131</b>
<b>CAPITULO V    ANALISIS ECONOMICO</b>	<b>175</b>
<b>NOMENCLATURA</b>	
<b>APENDICE</b>	

# CAPITULO I

## CONCEPTOS FUNDAMENTALES

---

## INTRODUCCION

El presente trabajo es una recopilación de ejercicios característicos a cada tema, los cuales se trataron de desarrollar de la manera más sencilla posible para su mejor entendimiento. En algunos de ellos se elevó el grado de dificultad con el fin de profundizar en el tema.

El Capítulo I relacionado con Conceptos Fundamentales se considera como un repase de conceptos ya conocidos y que son necesarios para comprender en forma clara los capítulos consecuentes. Se incluyen además ejercicios relacionados a conversión de unidades, ya que es un punto que siempre ha causado dificultad en los alumnos y que es fundamental en las asignaturas que sirven para la formación del ingeniero.

Los Capítulos II y III sobre Compresoras y Bombas contienen información acerca de los diferentes tipos y sus componentes, su principio de operación y una serie de ejercicios resueltos y propuestos.

En lo que respecta al Capítulo IV sobre Motores y turbinas se trató de darle un enfoque de mayor interés, donde destaca la relación que existe entre los motores y las compresoras, bombas y turbinas.

Por último, el Capítulo V de Análisis Económico maneja una serie de conceptos de suma importancia para llevar a cabo cualquier tipo de estudio, sin importar la magnitud del mismo, sobresaliendo el manejo del dinero con respecto al tiempo.

Asimismo, se incluye un apéndice con tablas y gráficas que sirven para la solución de problemas; y la nomenclatura de todas las variables que se manejan. Cabe señalar que al finalizar cada Capítulo se cuenta con la correspondiente bibliografía de apoyo.

Deseamos agradecer la valiosa asesoría brindada por nuestro director de tesis M.I. José Angel Gómez Cabrera, para la elaboración de este trabajo.

## CAPITULO I.- CONCEPTOS FUNDAMENTALES

En el presente capítulo se mencionan algunos de los conceptos más importantes de la Termodinámica, los cuales son indispensables para comprender el bombeo y la compresión de los fluidos en la Industria Petrolera.

### - Propiedad.

Es cualquier característica o cualidad que la materia posee y puede evaluarse cuantitativamente.

### - Energía.

Es la capacidad de producir cambios en los estados de los sistemas o del medio ambiente.

### - Tipos de Energía.

- a) Energía interna.
- b) Energía cinética.
- c) Energía potencial.
- d) Energía de expansión y compresión.

### - Proceso.

Es aquel que ocurre cuando la trayectoria en un cambio de estado está completamente especificada.

Los procesos pueden ser:

- a) Reversibles: Cuando al invertir el proceso se recuperan todas las formas de energía.
- b) Irreversibles: Cuando no se puede seguir en orden inverso todos los estados del proceso.

Existen dos tipos de irreversibilidad:

b.1) Internas:

- \* Debido a la fricción del flujo de fluidos en tuberías.
- \* Cuando se transmite calor a través de una diferencia de temperaturas.
- \* Por la mezcla de dos sustancias diferentes.

b.2) Externas:

- \* Cuando existe fricción entre cuerpos sólidos.

- Primera Ley de la termodinámica-

Establece que la energía almacenada en un sistema resulta de la diferencia que existe entre la energía que entra y la energía que sale de ese sistema.

- Entalpía-

Es una propiedad termodinámica expresada como la suma del producto presión-volumen con la energía interna, y se expresa como:

$$H = PV + U$$

por unidad de masa:

$$h = Pv + u$$

- Entropía (S)-

Es una propiedad termodinámica usada como un índice de irreversibilidad de los procesos y se expresa como:

$$S_{ab} = \int_a^b \frac{dQ}{T}$$

donde  $Q$  es la diferencial de calor suministrado o extraído de una sustancia a una temperatura  $T$  dada.

- Calor específico (C).

Se define como la cantidad de energía en forma de calor que debe cederse a una sustancia para conseguir un incremento en su temperatura en un grado y se expresa como:

$$C = \frac{Q}{m\Delta T}$$

donde:

$m$ : masa de la sustancia.

$Q$ : cantidad de calor cedido.

$\Delta T$ : incremento de la temperatura.

El calor específico de las sustancias en fase sólida o líquida suele considerarse constante en un gran número de aplicaciones. En cambio, en el caso de los gases, el valor del calor específico cambia sensiblemente con la temperatura y depende del tipo de proceso que se efectúa.

- Calores Específicos a Volumen Constante ( $C_v$ ) y a Presión Constante ( $C_p$ ).

El calor específico a volumen constante se define como la variación de la energía interna con respecto a la temperatura, y se expresa como:

$$C_v = \left( \frac{\partial U}{\partial T} \right)_v$$

El calor específico a presión constante se define como la variación de la entalpía con respecto a la temperatura, y se expresa como:

$$C_p = \left( \frac{dh}{dt} \right)_p$$

Para un gas ideal la diferencia entre los calores específicos a presión constante y a volumen constante es siempre una constante. Lo anterior debido a que ambos calores específicos están en función de la temperatura, por lo tanto se puede expresar como:

$$R = C_p - C_v$$

De igual forma, la relación de ambos calores específicos es también una constante y se expresa como:

$$K = \frac{C_p}{C_v}$$

Se puede entonces expresar el calor específico a volumen constante y el calor específico a presión constante en función de las constantes R y K:

$$C_v = \frac{R}{K-1}$$

$$C_p = \frac{KR}{K-1}$$

- Capacidad Calorífica (C)

Se define como la variación del calor absorbido dQ por cada incremento en la temperatura dT y se expresa como:

$$C = \frac{dQ}{dT}$$

- Gas Ideal. Todo gas que satisfaga la ecuación de estado  $PV = RT$  se le denomina "gas ideal".

P (presión), V (volumen específico), R (constante universal de los gases), T (temperatura absoluta).

- Gas Real. Son aquellos que tienen un comportamiento diferente al de los gases ideales.

- Factor de Compresibilidad (Z).

Es un factor que indica cuanto se desvía un gas real de un gas ideal, y se expresa como:

$$Z = \frac{V_r}{V_i}$$

- Proceso Isotérmico.

Es todo proceso que se lleva a cabo manteniendo la temperatura constante. Para todo proceso isotérmico se tiene que el producto presión-volumen es una constante y se expresa como:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 = P_3 V_3 = \dots = P_n V_n = \text{constante.}$$

- Proceso Isobárico.

Es aquel proceso que se realiza manteniendo la presión constante. En todo proceso isobárico, la relación que existe entre el volumen y la temperatura es una constante y se expresa como:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3} = \dots = \frac{V_n}{T_n} = \text{constante}$$

- Proceso Isométrico.

Es el proceso en el cual el volumen se mantiene constante. En un proceso isométrico la relación entre la presión y la temperatura es constante; y se expresa como:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} = \frac{P_3}{T_3} = \dots = \frac{P_n}{T_n} = \text{constante}$$

- Proceso Adiabático.

Es todo proceso en el cual la transferencia de calor es nula. Las expresiones que se tienen para este tipo de proceso son:

$$T_1 (V_1)^{K-1} = T_2 (V_2)^{K-1} \quad P_1 (V_1)^K = P_2 (V_2)^K$$

donde:

$K$  = constante adiabática.

- Proceso isentrópico.

Es aquel proceso en el cual se mantiene constante la entropía. Todo proceso isentrópico es adiabático y reversible. Para este tipo de proceso se tiene que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}}$$

donde:

$K$  = constante adiabática.

- Proceso Politrópico.

Es todo proceso en donde la expansión o compresión de un gas ideal no tiene ninguna característica especial. Este es, existe trabajo y calor, pero ninguna propiedad permanece constante.

Las relaciones que existen entre las propiedades son:

$$P_1 (V_1)^n = P_2 (V_2)^n \quad \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{n-1}$$

donde:

$n$  = constante politrópico.

El valor de la constante politrópica se puede calcular con la siguiente expresión:

$$n = \frac{\ln (P_2 / P_1)}{\ln (V_1 / V_2)}$$

- Trabajo (W).

Se entiende por trabajo a la energía que se transfiere de un sistema termodinámico al medio ambiente por la acción de fuerzas que lo desplazan. Se expresa como:

$$W = PdV$$

- Potencia (H)

Se define como la rapidez con que se transfiere energía en forma de trabajo, es decir, es el trabajo por unidad de tiempo y se expresa como:

$$H = \frac{W}{t}$$

- Eficiencia (  $\eta$  )

La eficiencia es la relación que existe entre el trabajo neto obtenido y la energía suministrada para obtener dicho trabajo. Se expresa como:

$$\eta = \frac{W}{E}$$

PROBLEMAS RESUELTOS

1.1

En un sistema se tiene colocado un manómetro que indica una presión de 23 lb/pg<sup>2</sup> cuando en el barómetro del sistema se leen 20.9 pgHg. Determine la presión absoluta de dicho sistema.

Solución

Dada la expresión:

$$P_{abs} = P_{bar} + P_{man} \quad \text{----- (1)}$$

se tiene que:

$$P_{bar} = (20.9 \text{ [pgHg]}) \left( \frac{0.491 \text{ [lb/pg}^2\text{]}}{1 \text{ [pgHg]}} \right)$$

$$P_{bar} = 14.1 \text{ [lb/pg}^2\text{]}$$

además:

$$P_{man} = 23 \text{ [lb/pg}^2\text{]}$$

Sustituyendo en (1):

$$P_{abs} = 14.1 + 23 = 37.1 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2} \right]$$

1.2

Para un líquido de viscosidad igual a 5 cp y de densidad relativa igual a 0.85 determinar:

a) La viscosidad en  $\left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}\cdot\text{seg}} \right]$

b) La viscosidad en  $\left[ \frac{\text{lb}}{\text{pie}\cdot\text{seg}} \right]$

Solución

Si se sabe que  $1 \text{ cp} = 10^{-2} \frac{\text{gr}}{\text{cm}\cdot\text{seg}}$  entonces:

$$a) \mu = \left[ 5 \times 10^{-2} \left[ \frac{\text{gr}}{\text{cm}\cdot\text{seg}} \right] \right] \left[ 10^{-3} \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{gr}} \right] \right] \left[ 100 \left[ \frac{\text{cm}}{\text{m}} \right] \right]$$

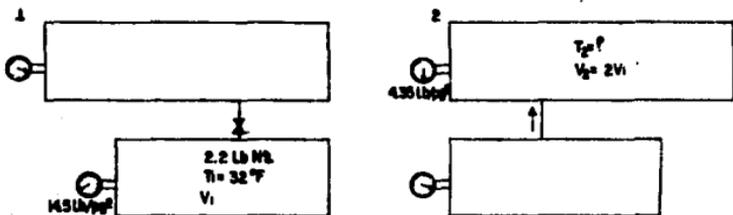
$$\mu = 5 \times 10^{-3} \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{m}\cdot\text{seg}} \right]$$

$$b) \mu = \left[ 5 \times 10^{-2} \left[ \frac{\text{gr}}{\text{cm}\cdot\text{seg}} \right] \right] \left[ 2.2 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{kg}} \right] \right] \left[ 0.3048 \left[ \frac{\text{m}}{\text{pie}} \right] \right]$$

$$\mu = 3.353 \times 10^{-3} \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pie}\cdot\text{seg}} \right]$$

1.3

Se expande 2.2 lb de nitrógeno que inicialmente se encuentra a 14.4 lb/pg<sup>2</sup> y 32 °F de modo que se duplica su volumen, en tanto que su presión disminuye hasta 0.3 veces su valor inicial. ¿Cuál es su temperatura final ?.



Solución:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

$$T_2 = \frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} T_1$$

$$T_2 = \frac{4.35 \times 4.4 \times 492}{14.5 \times 2.2}$$

$$T_2 = 295.2 \text{ } ^\circ\text{R} = -165 \text{ } ^\circ\text{F}$$

#### 1.4

Un pie<sup>3</sup> de oxígeno que se tiene a 100°F y a 15 lb/pg<sup>2</sup> se comprime hasta reducirlo a 0.4 pie<sup>3</sup>. Calcular la presión y la temperatura del oxígeno en las nuevas condiciones para:

a) Compresión adiabática.

b) Compresión isotérmica.

Considerando la constante adiabática  $K = 1.4$ .

#### Solución

a) Para la compresión adiabática se tiene la expresión:

$$P_1(V_1)^K = P_2(V_2)^K$$

despejando de esta ecuación la presión final  $P_2$ :

$$P_2 = \frac{P_1(V_1)^K}{(V_2)^K} \quad P_2 = P_1 \left[ \frac{V_1}{V_2} \right]^K$$

Sustituyendo valores:

$$P_2 = 15 \left[ \frac{1}{0.4} \right]^{1.4}$$

$$P_2 = 54.10 \left[ \frac{1 \text{ lb}}{\text{pg}^2} \right]$$

b) Para la compresión isotérmica se tiene la expresión:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

despejando de esta ecuación la temperatura final  $T_2$ :

$$T_2 = \frac{T_1 P_2 V_2}{P_1 V_1}$$

donde  $T_1$  se debe de trabajar en °R:

$$T_1 = 100 + 460 = 560 \text{ [}^\circ\text{R ]}$$

Sustituyendo valores:

$$T_2 = \frac{(560)(54.1)(0.4)}{(15)(1)}$$

$$T_2 = 807.89 \text{ [}^\circ\text{R ]}$$

$$T_2 = 347.9 \text{ [}^\circ\text{F ]}$$

## 1.5

Un determinado gas obedece la ecuación de estado  $P(v - b) = RT$ , donde  $R$  es la constante universal de los gases y  $b$  es una constante tal que  $0 < b < v$  para todo  $V$ .

Deducir una expresión del trabajo obtenido en una expansión isotérmica reversible de 1 mol de este gas desde un volumen inicial  $V_i$  hasta un volumen final  $V_f$ .

## Solución

De la expresión dada en el enunciado se despeja la presión:

$$P = \frac{RT}{(v-b)}$$

Para determinar el trabajo se tiene la expresión:

$$dW = PdV$$

Sustituyendo la expresión  $P$ :

$$dW = \frac{RT}{(v-b)} dV$$

Integrando:

$$\int dW = RT \int_{V_i}^{V_f} \frac{dV}{(v-b)}$$

$$W = RT \ln \left[ \frac{V_f - b}{V_i - b} \right]$$

1.6

Determinada cantidad de vapor de agua, efectúa un cambio de estado dentro de un cilindro provisto de un pistón. La energía interna del vapor aumenta en 900 BTU. Si durante el proceso se agregan 950 BTU de calor, Determinar la cantidad de trabajo involucrado expresado en lb-pie.

Solución

Se tiene la expresión

$$W = Q - U$$

Sustituyendo:

$$W = 950 - 900$$

$$W = 50 \text{ [BTU]}$$

Para convertir a lb-pie se tiene que:

$$1 \text{ [BTU]} = 778.16 \text{ [lb-pie]}$$

haciendo la transformación:

$$W = \left[ 50 \text{ [BTU]} \right] \left[ 778.16 \left[ \frac{\text{lb-pie}}{\text{BTU}} \right] \right]$$

$$W = 38908 \text{ [lb-pie]}$$

PROBLEMAS PROPUESTOS

1-7

Explicar de que manera puede variar la energía de un sistema.

1-8

¿Cuál es la diferencia entre una propiedad intensiva y una propiedad extensiva?.

1-9

Explicar la diferencia que existe entre un gas ideal y un gas real.

1-10

¿Bajo que condiciones el producto  $P(V)^K$  será constante?.

1-11

¿Porqué los calores específicos a volumen constante y a presión constante son propiedades termodinámicas de una sustancia?.

1-12

Representar en un diagrama  $P$  vs  $V$ , las curvas de las diversas transformaciones politrópicas.

1-13

De la primera ley de la termodinámica se tiene que:

$$\Delta E = \pm W$$

donde:

$\Delta E$ : incremento de energía

$Q$ : calor

$W$ : trabajo

Explicar la convención del signo de  $W$

I-14

¿Bajo que condiciones será nula la variación de entropía de una sustancia sometida a una transformación adiabática?

I-15

Si la lectura de un barómetro es de 29.1 pgHg, Determinar la equivalencia en presión absoluta en lb/pg<sup>2</sup> de un vacío de 11 pgHg.

Solución

$$P_{abs} = 8.9 \frac{lb}{pg^2}$$

I-16

La presión manométrica dentro de un sistema es equivalente a una altura de 75 cm. de un fluido con densidad relativa de 0.75. Si la presión Barométrica del sistema es de 14.21 lb/Pg<sup>2</sup>. Determinar la presión absoluta del sistema en lb/Pg<sup>2</sup>.

Solución

$$P_{abs} = 15.01 \left[ \frac{lb}{pg^2} \right]$$

I-17

Si se supone que la atmósfera es isotérmica a  $20^{\circ}\text{C}$  y que satisface la ecuación  $Pv = RT$ . Determinar la presión en  $\text{lb/Pg}^2$  a:

- a) 2500 m sobre el nivel del mar.
- b) 1000 m sobre el nivel del mar.

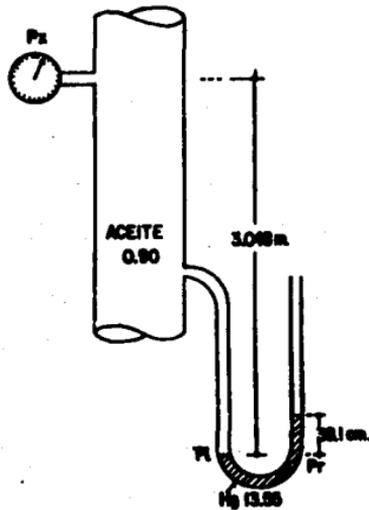
Se considera la presión al nivel del mar de  $14.5 \text{ lb/Pg}^2$  y la densidad de la atmósfera de  $1.19 \text{ Kg/m}^3$ .

Solución

- a)  $P = 10.27 \text{ [lb/Pg}^2\text{]}$
- b)  $P = 12.81 \text{ [lb/Pg}^2\text{]}$

1.18

Una tubería vertical con un manómetro acoplado, contiene aceite y mercurio. El manómetro está abierto a la atmósfera. Determinar la lectura manométrica.  $P_x$ .

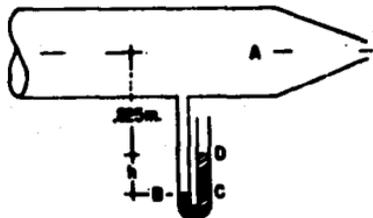


Solución

$$P_x = 0.242 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

1-19

Un aceite de densidad relativa de 0.75 fluye a través de una boquilla como se muestra en la figura y desequilibra la columna de mercurio del manómetro en "U". Determinar el valor de la columna "h" si la presión en el punto "A" es de 1.40 Kg/cm<sup>2</sup>.



Solución

$$h = 0.33 \text{ [cm]}$$

1-20

Determinar el volumen específico en Pie<sup>3</sup>/lb y en m<sup>3</sup>/Kg de una sustancia cuya densidad relativa es de 0.75.

Solución

$$V_v = 0.0013 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$V_v = 0.021 \frac{\text{pie}^3}{\text{lb}}$$

I.21

Si 211 pie<sup>3</sup> de un aceite pesan 11202 lb. Calcular su peso específico, densidad y densidad relativa.

Solución:

$$\gamma = 53 \text{ lb/pie}^3$$

$$\rho_o = 53 \text{ lba/pie}^3$$

$$\rho_r = 0.849$$

I.22

La densidad de una sustancia es 163.4 lb/pie<sup>3</sup>. Determinar a) su densidad relativa, b) su volumen específico y c) peso específico.

Solución:

$$\rho_r = 2.94$$

$$V_g = 0.00545 \frac{\text{pie}^3}{\text{lb-m}}$$

$$\gamma = 163.55$$

1.23

Si un barril con aceite pesa  $1.5 \times 10^3$  N, calcular el peso específico, la densidad y la densidad relativa del aceite si se sabe que el barril tiene un peso de 110 N.

Solución

$$\rho = 891.19 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$$

$$\sigma_r = 0.69119 \text{ [adim]}$$

$$\gamma = 891.19 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$$

1.24

Calcular la temperatura de un gas metano ( $\text{CH}_4$ ) a  $432000 \text{ lb/pie}^2$ , si su densidad es de  $16.85 \text{ lb/pie}^3$ .

Solución:

$$T = 265.51 \text{ }^\circ\text{R}$$

1.25

Un gas cuyo peso molecular es de 44, se encuentra sometido a una presión de  $13 \text{ lb/pg}^2$  y a una temperatura de  $60^\circ\text{F}$ . Determinar la densidad del gas en  $\text{lb/pie}^3$ .

Solución

$$\rho = 0.1025 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \right]$$

I.26

El volumen específico de determinado gas ideal a 2.11 Kg/cm<sup>2</sup> y 37.8 °C es de 0.57 pie<sup>3</sup>/lb. Determinar el peso molecular y la constante particular del gas.

Solución

$$M = 23.4$$

$$R = 66.14 \left[ \frac{\text{lb-f-pie}}{\text{lbm } ^\circ\text{R}} \right]$$

I.27

Determinar el cambio de energía potencial de un paquete de 200 lb, cuando se sube de la planta baja de un edificio a un piso que se encuentra a 1000 pies de altura.

Solución

$$\Delta E_p = 200161 \text{ [lb-f-pie]}$$

I.28

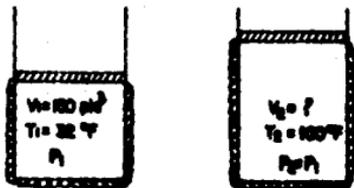
Determinar la energía cinética de un automóvil que viaja a 100 km/hr y que tiene una masa de 4000 lb.

Solución

$$E_c = 516348 \text{ [lb-f-pie]}$$

I.29

Una masa determinada de gas ocupa 150 pie<sup>3</sup> a 32 °F. Si se suministra calor mientras se mantiene constante la presión. Determinar el volumen que ocupa el gas cuando la temperatura es de 100 °F. Si después del proceso realizado, se mantiene el gas a volumen constante y se incrementa su temperatura un 25 % ¿en qué porcentaje aumentará su presión?



Solución

$$V_2 = 170.7 \text{ (pie}^3\text{)}$$

25% en relación a la presión inicial.

1.30

Se requiere almacenar 3300 lb de propano (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) en un recipiente para gas a:

- a) 84 °F y 150 lb/pg<sup>2</sup>
- b) 108 °F y 2000 lb/pg<sup>2</sup>

La masa molar del propano es de 44. Determinar el volumen que debe tener el recipiente en pie<sup>3</sup>.

Solución:

- a)  $V = 2757 \text{ pie}^3$
- b)  $V = 228.5 \text{ pie}^3$

1.31

Puede disminuir alguna vez la entropía de un sistema ?.

1.32

Se tiene 1 kg. de nitrógeno a 100 lb/pg<sup>2</sup> y 0°C, se expande de tal forma que duplica su volumen en tanto que su presión disminuye hasta 0.3 veces de su valor inicial.

Determinar la temperatura del nitrógeno a las nuevas condiciones.

Solución

$$T_2 = 163.0 \text{ [}^\circ\text{K ]}$$

1.33

Determinar el calor específico a presión constante y el calor específico a volumen constante de un gas ideal que tiene una constante particular de 80 [lb-ft/lbm<sup>2</sup>R], considerando una constante adiabática de 1.4.

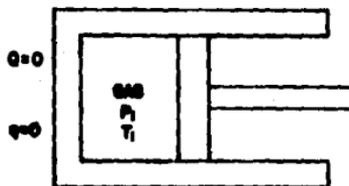
Solución

$$C_p = 0.360 \left[ \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right]$$

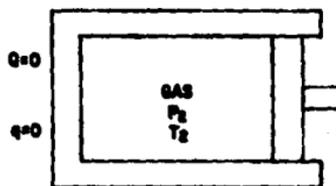
$$C_v = 0.257 \left[ \frac{\text{BTU}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right]$$

I.34

Un gas se expande de manera isentrópica desde  $725 \text{ lb/pg}^2$  hasta  $142 \text{ lb/pg}^2$ . Si la temperatura inicial es de  $1472^\circ\text{F}$  y la temperatura final de  $932^\circ\text{F}$ . Determinar el valor de  $K$  para este gas.



$S=eT_1$



$S=eT_2$

Solución:

$$K = 1.256$$

I.35

Determinar el valor de la constante politrópica cuando 1 lb de nitrógeno sufre un proceso en el que cambia de un estado inicial de  $100 \text{ lb/Pg}^2$  y  $400^\circ\text{F}$  a un estado final de  $300 \text{ lb/Pg}^2$  y  $650^\circ\text{F}$ .



Estado Inicial



Estado Final

Solución

$$n = 1.3$$

1.36

Se tiene un volumen de 10 pie<sup>3</sup> de Dioxido de carbono a 20 lb/Pg<sup>2</sup> y 80 ° F, se comprime hasta tener un volumen de 2 pie<sup>3</sup>. Determinar la presión y la temperatura en las nuevas condiciones para:

a) Proceso adiabático

b) Proceso isotérmico

Considerando una constante adiabática de 1.29

Solución

a)

$$T_2 = 307 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

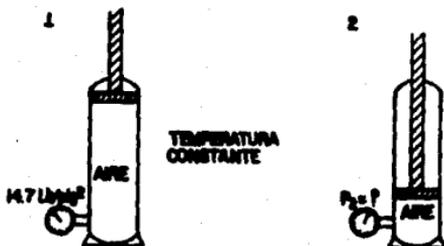
$$P_2 = 157 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2} \right]$$

b)

$$P_2 = 100 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2} \right]$$

1.37

70.63 pie cúbicos de aire, inicialmente a la presión ambiente se comprimen hasta ocupar 17.65 pie<sup>3</sup>. Para una compresión isotérmica, a) ¿Cuál es la presión final ?.



Solución:

$$P_2 = 59.92 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

b) ¿cual será la presión final si no hay pérdidas de calor durante la compresión considerando  $C_v/C_p = 1.40$  ? .

$$P_2 = 102.43 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

1.38

Se va a transportar gas natural por gasoducto desde Texas hasta el medio Oeste de los Estados Unidos. El gas, esencialmente metano puro, entra al gasoducto a razón de 70 lb/seg., con una presión de 3000 lb/Pg<sup>2</sup> y a una temperatura de 65°F. La tubería tiene un diámetro interno de 12 pg.

Determinar la densidad de entrada del gas al gasoducto en lb/pie<sup>3</sup>, y la velocidad inicial del gas en pie/seg. Considerando el peso molecular del metano de 16 lbm/lb-mol.

Solución

$$\rho = 8.5 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \right]$$

$$V = 10.5 \left[ \frac{\text{pie}}{\text{seg}} \right]$$

1.39

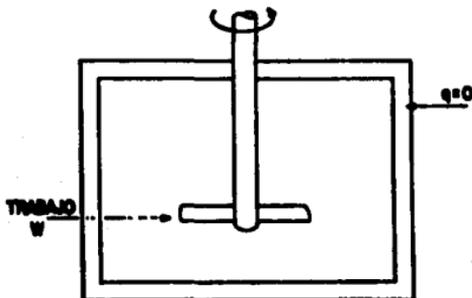
Un gas ideal sufre un proceso isobárico reversible durante el cual se añaden 140 cal a 2.5 kg de gas; la temperatura inicial es de 40°C, las relaciones entre los calores específicos tanto a presión constante como a volumen constante son:  $K = 1.659$  y  $R = 212$ . Determinar la temperatura final.

Solución

$$T_2 = 358 \text{ [}^\circ\text{K]} = 65 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

1.40

Un motor de un HP se aplica a un agitador en un tanque de agua, como se muestra en la figura. El tanque contiene 50 lbm de agua y la acción del agitador se mantiene durante una hora. Suponiendo que el tanque está térmicamente aislado, calcular el cambio de la energía interna del agua.

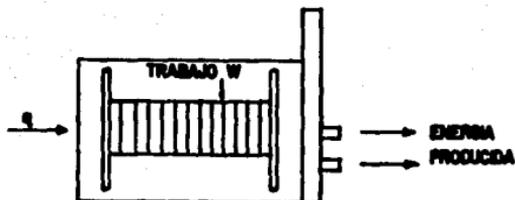


Solución:

$$\Delta U = 2545 \text{ BTU}$$

1.41

Un pequeño sistema de generación de potencia recibe 100 000 BTU/hr de calor y consume un trabajo de 1.5 HP. El sistema produce 20 Kw de energía eléctrica. Determinar el cambio de energía interna del sistema durante un intervalo de 3 min.

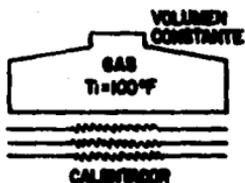


Solución

$$\Delta E = 1777.03 \text{ [BTU]}$$

1-42

La entropía de 1 lb de gas cambia  $0.743 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{R}$  cuando se calienta de  $100^{\circ}\text{F}$  a una temperatura mayor a volumen constante. Si  $C_v = 0.219 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{R}$ . Determinar la temperatura mayor que se puede tener en este sistema.

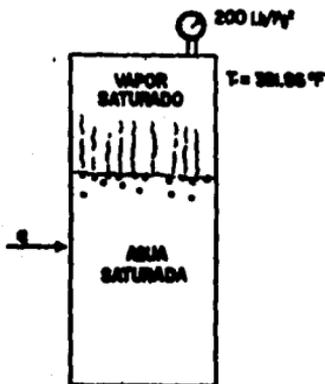


Solución

$$T_s = 326.2 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

1.43

Para evaporar 1 lb de agua saturada en vapor saturado a  $200 \text{ lb/pg}^2$  se requieren de 843.7 BTU. Si la temperatura en este proceso es constante e igual a  $391.86 \text{ }^\circ\text{F}$ . Determinar el cambio de entropía.



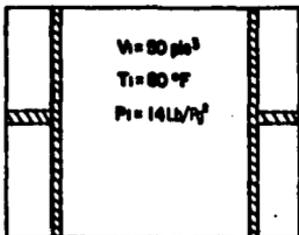
Solución

$$\Delta s = 1.002 \left[ \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{R}} \right]$$

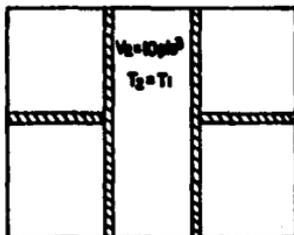
1.44

Se tienen 50 pie<sup>3</sup> de aire a 60 °F y 14 lb/pg<sup>2</sup> que se comprimen isotérmicamente hasta un volumen de 10 pie<sup>3</sup>. Determinar el cambio de entropía para este proceso.

1



2

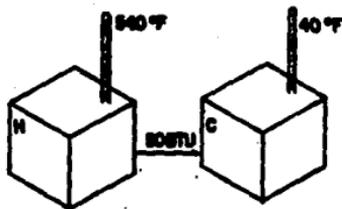


Solución

$$\Delta s = -0.3862 \left[ \frac{\text{BTU}}{\text{°R}} \right]$$

1.45

Se transfiere calor directamente desde un depósito que se encuentra a 540 °F a otro a 40 °F. Si la cantidad de calor transferido en el proceso es de 100 BTU. Determinar el cambio total de entropía que resulta de este proceso.

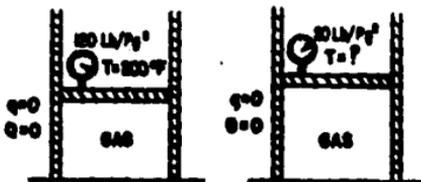


Solución

$$\Delta s = 0.10 \left[ \frac{-87 \text{U}}{^\circ \text{R}} \right]$$

1.46

Se expande un gas de manera isentrópica de  $120 \text{ lb/pg}^2$  y  $200^\circ \text{F}$  a  $20 \text{ lb/pg}^2$ . Determinar la temperatura final para este proceso, si la constante adiabática es de 1.4. Además calcular el cambio de entropía.



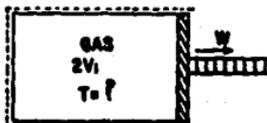
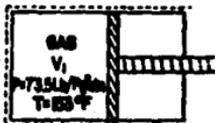
Solución

$$T_2 = 395.5 \text{ (}^\circ\text{R)}$$

$$\Delta S = 0$$

1.47

0.0022 lb mol de un gas ideal para el cual  $C_v = 0.27$  BTU/lb-m- $^\circ$ F y  $C_p = 0.360$  BTU/lb-m- $^\circ$ F se expande adiabáticamente desde un estado inicial de  $153 \text{ }^\circ\text{F}$  y  $73.5 \text{ lb/pg}^2$  hasta un estado final donde su volumen se ha duplicado. Encontrar la temperatura final del gas, el trabajo realizado, y el cambio de entropía del gas para una expansión reversible.



Solución:

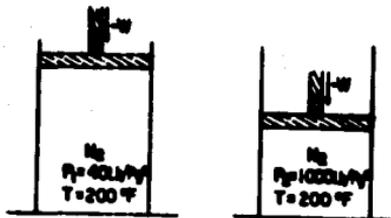
$$T_2 = 121.46 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$W = 0.37 \text{ BTU/lbm}$$

$$\Delta S = 0$$

1.48

Se comprime nitrógeno de manera isotérmica desde  $200 \text{ }^\circ\text{F}$  y  $40 \text{ lb/pg}^2$  hasta  $1000 \text{ lb/pg}^2$ . Determinar el volumen específico final, el cambio de entropía y el calor transferido en este proceso si se sabe que el peso molecular del nitrógeno es de 28.



Solución

$$W = - 150.687 \left[ \frac{\text{BTU}}{\text{lbmol}} \right]$$

$$A_s = - 0.2283 \left[ \frac{\text{BTU}}{\text{lbmol} \cdot \text{R}} \right]$$

$$V_s = 0.2529 \left[ \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}} \right]$$

1.49

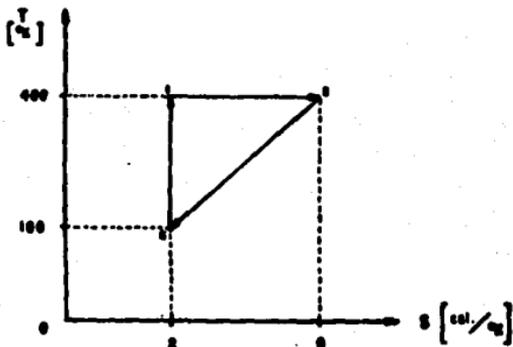
Se confina un gas dentro de un cilindro horizontal. Inicialmente se tiene a un volumen de  $0.5 \text{ pie}^3$  mediante un pistón sin rozamiento mantenido en su posición por pasaderas. Cuando el pistón se deja en libertad, es desplazado hacia afuera por la presión interna del gas que actúa sobre la cara interior del pistón. Una presión constante externa actúa sobre la cara exterior del pistón y opone resistencia al movimiento de éste. Determinar el trabajo del sistema conformado por el pistón, el cilindro del gas al expanderse éste a un volumen final de  $1 \text{ pie}^3$  para el cual el pistón se encuentra en la posición de equilibrio, siendo la presión interna del gas igual a la presión externa de  $20 \text{ lb/pg}^2$ .

Solución

$$W = 1440 \text{ [lb pie]}$$

1.50

La figura siguiente muestra la relación de temperaturas en función de la entropía de un sistema PVT cerrado durante un proceso reversible. Determinar el calor suministrado al sistema en cada uno de los tres pasos (1-2), (2-3), (3-1) y en el proceso total (1-2-3-1).



Solución

Para el proceso (1-2) :

$$Q = 1600 \text{ [cal]}$$

Para el proceso (3-1) :

$$Q_{3-1} = 0$$

Para el proceso (1-2-3-1):

$$Q_{1-2-3-1} = 600 \text{ [cal]}$$

Para el proceso (2-3):

$$Q_{2-3} = - 1000 \text{ [cal]}$$

1.51

Determinar el trabajo realizado cuando un gas ideal se expande isotérmicamente y reversiblemente en un dispositivo cilindro - Pistón considerando la expansión del gas a 300°K de 100 lb/pg<sup>2</sup> a 10 lb/pg<sup>2</sup>.

Solución

$$W = 5.743107 \times 10^6 \left[ \frac{\text{Jul}}{\text{Kgmol}} \right]$$

BIBLIOGRAFIA-  
CAPITULO I

- 1- "Teoria y problemas de termodinámica"  
Michael M Abbott  
McGraw - Hill Mexico 1975
- 2- "Mecánica de los fluidos e Hidráulica"  
Ronald V Giles  
McGraw - Hill Mexico 1985
- 3- "Termodinámica"  
J P Holman  
McGraw - Hill Mexico 1980
- 4- "Elementos de la Mecánica de los fluidos"  
John K Vennard  
Compañía Ed. Continental S.A. Mexico 1983
- 5- "Termodinámica"  
Irving Granet P.E.  
Printice Hall Hispanoamericana Mexico 1988
- 6- "Termodinámica"  
William C. Reynolds  
McGraw - Hill Mexico 1976

## CAPITULO II

### COMPRESORAS

## CAPITULO II COMPRESORAS

La función principal de una compresora consiste en aumentar la presión del gas que fluye a través de ella. Este incremento de presión se lleva a cabo mediante la adición de energía al sistema de fluido. Por lo tanto, la compresión no es más que la adición de energía al gas con el fin de incrementar la presión del mismo.

En tramos largos de tubería donde la presión de los pozos de gas es insuficiente para llegar a su destino es necesario utilizar compresoras. Las compresoras serán esenciales para el transporte de gas en tuberías desde los campos de gas, extendiendo la presión del pozo en los casos que la fuerza del gas no es suficiente para hacer llegar el gas a los centros de consumo.

Las compresoras originales consistían de una bolsa de cuero con que se lograba la compresión y expansión. Un sobreviviente de estas rudimentarias compresoras son los fuelles. Las compresoras usadas en la actualidad son de tres tipos: compresoras de chorro (jet), compresoras rotatorias y compresoras reciprocantes.

Las más importantes en la industria del gas son las compresoras rotatorias y reciprocantes.

Las compresoras rotatorias se dividen en dos clases: Ventilador o soplador y las compresoras centrífugas. El ventilador (o soplador) rotatorio fueron primeramente usados en sistemas de distribución donde la presión diferencial entre la succión y descarga no es mayor a 15 lb/pg<sup>2</sup>. Son usados principalmente en refrigeración y regeneración cerrada en plantas de adsorción.

El ventilador es fabricado con una cubierta con uno o más impulsores que rotan en direcciones opuestas.

Las ventajas del ventilador rotatorio manejan grandes cantidades de gas a baja presión con una potencia baja, son de costo inicial bajo y económicas en su mantenimiento, son fáciles de instalar, ocupan poco espacio y tiene un mínimo de pulsaciones de flujo. Las desventajas es que no pueden manejar altas presiones, son muy ruidosas en su operación debido al ruido de los engranes y los impulsores de grapas. Los ventiladores rotatorios pueden manejar arriba de 17000  $\text{pie}^2/\text{min}$ . tienen una presión máxima de entrada de 10  $\text{lb}/\text{pg}^2$  y una presión diferencial de 10  $\text{lb}/\text{pg}^2$ .

Las compresoras centrífugas comprimen el gas usando la fuerza centrífuga. En estas compresoras el trabajo lo realiza un impulsor. El gas es descargado a una velocidad alta para luego entrar a un difusor donde la velocidad se reduce y la energía cinética es convertida en presión estática.

Esencialmente, un compresor centrífugo consiste de una cubierta por donde pasa el flujo, una flecha donde el impulsor es montado, impulsores y difusores.

Estas compresoras pueden manejar un gasto mayor a 100000  $\text{pie}^3$  por minuto y descargan a una presión arriba de 100  $\text{lb}/\text{pg}^2$ .

#### Compresoras recíprocantes.

Existen dos métodos básicos para encontrar la potencia teórica requerida para comprimir el gas. Con expresiones analíticas, en el caso de compresión adiabática se emplean ecuaciones para gas ideal. Como el comportamiento de un gas real se desvía considerablemente de la ley de los gases ideales, éste se modifica con el factor de desviación del gas.

El segundo método es por medio del diagrama entalpía-entropía para gases reales.

## Proceso:

En todo compresor encontramos dos válvulas, una de admisión y otra de descarga. Estas funcionan con base en una diferencia de presión; también pueden ser operadas mecánicamente, de ser éste el caso, su apertura y cierre están controlados por una leva y un cigueñal. Estando el émbolo en el extremo anterior de su carrera, la válvula de admisión se encuentra cerrada, y al momento en que el émbolo regresa, la válvula de admisión se abre, permitiendo la entrada de un volumen de gas a la presión de entrada ( $P_1$ ), hasta que llega al extremo final de su carrera. El émbolo empieza su movimiento otra vez, hacia el extremo anterior de su carrera; en estos momentos las válvulas se encuentran cerradas y en el gas ocurre una disminución de su volumen y un aumento de la presión. Esta compresión que a menudo se acerca a un proceso adiabático o a un proceso isotérmico, continúa hasta que se alcanza una presión  $P_2$  mayor a  $P_1$ , con la cual se abre la válvula de descarga. En este momento el gas será expulsado, a medida que el émbolo siga su carrera. La expulsión completa el ciclo y se inicia uno más.

Un compresor requiere más trabajo si opera adiabáticamente que si opera isotérmicamente. La mayoría de las compresoras operan adiabáticamente, y éste es debido a que los compresores para su funcionamiento giran a velocidades relativamente altas y ello impide que pase el tiempo necesario para que tenga lugar una gran transferencia de calor.

Para el proceso de compresión-expansión se tiene la siguiente ley general:

$$PV^k = \text{cte}$$

$k$  es el exponente isentrópico encontrado con la relación de calores específicos. Cuando un gas real es comprimido en una etapa, la compresión es politrópica tendiendo a la forma adiabática o condiciones de entropía constante.

Colocando cambiadores de calor entre varias etapas de compresión se reduce la potencia necesaria para comprimir el gas.

Para condiciones reales de operación:

$$PV^n = \text{cte}$$

n representa el exponente politrópico. El exponente isentrópico k se aplica a condiciones ideales de un proceso adiabático sin fricción, el exponente politrópico se aplica a condiciones de trabajo con transferencia de calor y fricción.

Eficiencia volumétrica:

La eficiencia volumétrica  $E_v$ , representa la eficiencia de un compresor cilíndrico al comprimir el gas. Se define como la relación del volumen de gas que entra al compresor por minuto medido a presión y temperatura de admisión, entre el desplazamiento del émbolo por minuto.

$$E_v = 1 - (RC)^{1/k} - 1) C_i$$

RC: relación de compresión

K:  $C_p/C_v$  a condiciones atmosféricas

$C_i$ : espacio muerto

Para cálculos de eficiencia de compresoras:

$$E_v = 0.97 - \left[ \left( \frac{Z_0}{Z_1} \right) RC^{1/k} - 1 \right] C_i - L$$

$Z_0$ : factor de desviación del gas en la succión del cilindro

$Z_1$ : factor de desviación del gas en la descarga del cilindro

L: corrección para las condiciones particulares

### Potencia ideal isentrópica:

Una forma rápida y simple de calcularse es con el diagrama entalpía-entropía. Aquí es llevada un trazo del incremento de entalpía para el cilindro a la presión y temperatura de succión hasta la presión de descarga a lo largo de la línea de entropía constante.

Se puede asumir que:

- 1-  $q = 0$
- 2- Pérdidas de trabajo debido a la fricción se pueden despreciar.
- 3- Los efectos de la energía cinética se pueden despreciar.

$$W = \Delta H = -n(h_2 - h_1)$$

$n$ : número de moles comprimidas

$h_1, h_2$ : entalpía molar específica a las condiciones de entrada y descarga, BTU/lb-mole.

El calor removido en los enfriadores antes de la etapa y después del enfriador es calculada moviendo a lo largo de la línea de presión constante en el diagrama de entalpía-entropía.

Para dos etapas de compresión con enfriadores antes y después, se parte de un punto inicial donde el gas entra al compresor. Se sigue la línea de entropía constante que representa la primera etapa de compresión. El gas es entonces enfriado a una presión constante.

La diferencia de entalpía a lo largo de la línea es el calor removido en el primer enfriador. Para la segunda etapa de compresión se traza otra línea donde disminuye la temperatura a una presión constante en el segundo enfriador.

### Método analítico:

El trabajo teórico requerido para comprimir una cantidad de gas se determina con la siguiente ecuación:

$$- W \left( \frac{\text{HP}}{\text{MMpie}^3 \text{ día}} \right) = \frac{K}{K-1} \frac{3.027}{T_b} P_b T_b \left[ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

- $P_b$ : presión a condiciones base, lb/pg<sup>2</sup> abs
- $T_b$ : temperatura a condiciones base, °R
- $P_s$ : presión en la succión, lb/pg<sup>2</sup> abs
- $T_s$ : temperatura de succión, °R
- $P_d$ : presión de descarga, lb/pg<sup>2</sup> abs
- $Z_s$ : factor de compresibilidad en la succión

La potencia al freno se define como:

$$\text{bhp} = \frac{\text{potencia ideal isentrópica}}{E}$$

La potencia adiabática teórica obtenida se puede convertir en potencia al freno requerida en el motor al fin del compresor con el uso del factor de eficiencia (E). La potencia al freno es la potencia de entrada dentro del compresor.

La potencia al freno requerida para comprimir se expresa como:

$$\text{bhp} = \frac{q_{gs} P_b T_b}{T_b (10^6)} \times \left( \frac{\text{bhp}}{\text{MM pie}^3 \text{ día}} \right)$$

qge: capacidad en la succión del compresor, pie<sup>3</sup>/min

Pb: presión a condiciones base, lb/pg<sup>2</sup> abs.

Tb: temperatura a condiciones base, °R

Ts: temperatura de succión, °R

$\left[ \frac{\text{bhp}}{\text{MM pie}^3 \text{ día}} \right]$ : factor determinado de un diagrama de FC contra  
bhp/MMpie<sup>3</sup> día en función de K. (ver apéndice)

### Compresores centrífugos

Un compresor centrífugo consiste esencialmente de uno o más impulsores de flujo radial montados sobre un eje, el cual gira dentro de una armadura. Conectando el flujo entre impulsores existen partes fijas, como son los pasillos difusores y los álabes guías o directores. Cada grupo de álabes, difusor e impulsor, constituyen una etapa del compresor.

El compresor centrífugo efectúa la función de comprimir un gas entre dos niveles de presión requeridos añadiendo energía al gas a su paso a través de él. Esta energía es proporcionada por los álabes del impulsor, aumentando la velocidad y la presión estática del fluido.

El gas, el cual es enviado a través del ojo del impulsor y sale en la periferia, entra a un difusor con o sin álabes a alta velocidad donde es frenado, transformando gran parte de su energía cinética en presión adicional.

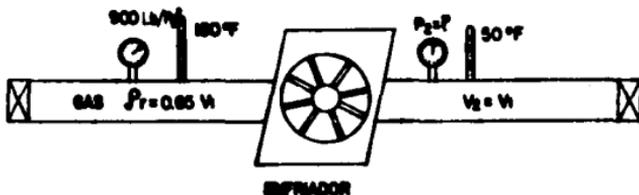
En el difusor, al igual que en los demás componentes del compresor como son el colector de entrada, de salida, álabes fijos para dirigir el flujo, etc; hay pérdidas de presión. Por lo que el impulsor tiene que producir suficiente energía para satisfacer los requerimientos de presión, más esas pérdidas.



PROBLEMAS RESUELTOS

11-1

Un gas se encuentra a 900 lb/pg<sup>2</sup> y 180 °F y tiene una densidad relativa de 0.65, posteriormente el gas se enfría conservando el mismo volumen hasta alcanzar una temperatura de 50 °F. Determinar la presión en lb/pg<sup>2</sup> y el volumen específico en pie<sup>3</sup>/lb a las condiciones finales.



Solución

Para un proceso isométrico:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

Despejando P<sub>2</sub>:

$$P_2 = P_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right)$$

Transformando las temperaturas:

$$T_1 = 180 + 460 = 640 \text{ [}^\circ\text{R]}$$

$$T_2 = 50 + 460 = 510 \text{ [}^\circ\text{R]}$$

Sustituyendo:

$$P_2 = (900) \left( \frac{510}{640} \right) \quad P_2 = 717.18 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2} \right]$$

De la expresión de gas real:

$$p_v = \frac{ZRu1}{M}$$

Despejando el volumen específico:

$$v = \frac{ZRu1}{PM}$$

con el valor de  $prg = 0.65$  se determinan, las propiedades pseudo-criticas (figura 2 Apéndice):

$$p_{Pc} = 670 \left[ \frac{1b}{pg^2} \right] \quad p_{Tc} = 375 \text{ [}^\circ R \text{ ]}$$

Determinando con estos valores las propiedades pseudo-reducidas:

$$p_{Pr} = \frac{p_s}{p_{Pc}} = \frac{717.19}{670} = 1.07$$

$$p_{Tr} = \frac{T_s}{p_{Tc}} = \frac{510}{375} = 1.36$$

Con estos valores se obtiene el valor del factor de compresibilidad de gráfica (figura 3 apéndice):

$$Z = 0.853$$

Obteniendo el peso molecular:

$$M = prg M_{\text{aire}} \quad M = (0.65)(28.97) = 18.83$$

Sustituyendo valores en la expresión de volumen específico:

$$v = \frac{(0.853)(10.73)(510)}{(717.19)(18.83)}$$

$$v = 0.3457 \left[ \frac{pie^3}{lb} \right]$$

**11.2**

Para un gas que se encuentra en una celda se obtuvieron las siguientes mediciones:

$$T_1 = 100^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 300^\circ\text{F}$$

$$P_1 = 100 \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2}$$

$$P_2 = 500 \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2}$$

Determinar la temperatura que debe tener el gas a  $250 \text{ lb/pg}^2$  considerando que se trata de un proceso politrópico.

**Solución**

Para un proceso politrópico:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Transformando las temperaturas:

$$T_1 = 100 + 460 = 560 \text{ (}^\circ\text{R)}$$

$$T_2 = 300 + 460 = 760 \text{ (}^\circ\text{R)}$$

Sustituyendo:

$$\frac{760}{560} = \left( \frac{500}{100} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$1.35 = (5)^{\frac{n-1}{n}}$$

Despejando n:

$$\ln(1.35) = \left( \frac{n-1}{n} \right) \ln(5)$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\ln(1.35)}{\ln(5)}$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{0.30}{1.61}$$

$$\frac{n-1}{n} = 0.19$$

$$1 - \frac{1}{n} = 0.19$$

$$\frac{1}{n} = 0.19 - 1$$

$$\frac{1}{n} = 1 - 0.19$$

$$\frac{1}{n} = 0.82$$

$$n = \frac{1}{0.82}$$

$$n = 1.22$$

Para un proceso politrópico:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Despejando  $T_2$ :

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Sustituyendo:

$$T_2 = (760) \left( \frac{250}{500} \right)^{\frac{1.22-1}{1.22}} \quad T_2 = 670.7 \text{ (}^\circ\text{R)}$$

Transformando  $T_2$ :

$$T_2 = 670.7 - 460$$

$$T_2 = 210.7 \text{ (}^\circ\text{F)}$$

### 11-3

Un compresor maneja un volumen de  $1.0 \times 10^6$  pie<sup>3</sup> de gas por día en la succión donde se tienen las siguientes condiciones:  $P_s = 110$  lb/pg<sup>2</sup> y  $T_s = 130$  °F la densidad relativa del gas es de 0.65 y su presión de descarga es de 225 lb/pg<sup>2</sup>. Considerando que se tiene un comportamiento ideal y que la compresión se realiza isotérmicamente, determinar el gasto de gas a la descarga.

#### Solución

Para un proceso isotérmico:

$$P_s V_s = P_d V_d$$

Manejando el volumen por unidad de tiempo:

$$P_s q_s = P_d q_d$$

Para las condiciones de succión y de descarga:

$$P_s q_s = P_d q_d$$

Despejando  $q_d$ :

$$q_d = \frac{P_s q_s}{P_d}$$

Sustituyendo:

$$q_d = \frac{(110)(1.0 \times 10^6)}{225}$$

$$q_d = 480 \times 10^3 \left[ \frac{\text{pie}^3}{\text{día}} \right]$$

## 11.4

Determinar la presión de succión en un compresor que opera con una temperatura en la succión de 120 °F y con una presión a la descarga de 648 lb/pg<sup>2</sup>, el compresor es de 2010 HP de potencia y maneja 55 x 10<sup>6</sup> pie<sup>3</sup>/día de gas cuya densidad relativa es de 0.7.

Suponer al gas real y considerar un proceso isotérmico.

### Solución

Partiendo de la expresión:

$$P_s = P_d \left[ \left( \frac{\text{HP}}{0.0001 \text{ Barrels}} \right)^{\frac{1}{0.7}} \right]^{-1}$$

Se va a obtener el valor de  $P_s$  por ensayo y error, entonces, suponiendo  $P_s = 210$  [lb/pg<sup>2</sup>]:

$$P_d = \frac{210 + 648}{2} = 429 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2} \right]$$

Determinado las condiciones pseudo-críticas con  $p_{gr} = 0.7$  (figura 2 apéndice)

$$p_{Pc} = 672 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2} \right] \quad p_{Tc} = 390 \text{ (}^\circ\text{R)}$$

Determinando las propiedades pseudo-reducidas:

$$T_s = 120 + 460 = 580 \text{ (}^\circ\text{R)}$$

$$p_{Pr} = \frac{P_d}{p_{Pc}} = \frac{429}{672} = 0.638 \quad p_{Tr} = \frac{T_s}{p_{Tc}} = \frac{580}{390} = 1.48$$

De gráficas (figura 3 apéndice) con los valores anteriores:

$$z = 0.937$$

Sustituyendo en la expresión de  $P_s$  donde  $q$  es en  $10^6$  pie<sup>3</sup>/día:

$$P_s = 640 \left[ \left( \text{EXP}^{2000} \right)^{\frac{1}{(0.000)(0.007)(0.000)(0.00)}} \right]^{-1}$$

$$P_s = 214.41 \left[ \frac{1b}{pg^2} \right]$$

Veró:

$$|p_s \text{ supuesta} - P_s \text{ calculada}| > 1 \quad |210 - 214| > 1 \quad 4 > 1$$

Entonces se supone otro valor para  $P_s$  considerando 214 [lb/pg<sup>2</sup>]:

$$P_m = \frac{214 + 640}{2} = 431 \left[ \frac{1b}{pg^2} \right]$$

$$pPr = \frac{431}{672} = 0.64 \quad pTr = 1.40$$

$$z = 0.934$$

$$P_s = 640 \left[ \left( \text{EXP}^{2000} \right)^{\frac{1}{(0.000)(0.000)(0.000)(0.00)}} \right]^{-1}$$

$$P_s = 213.64 \left[ \frac{1b}{pg^2} \right]$$

Como:

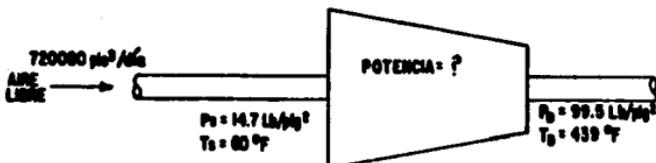
$$|p_s \text{ supuesta} - p_s \text{ calculada}| < 1 \quad | 214 - 213.64 | < 1 \quad 0.36 > 1$$

Entonces:

$$p_s = 213.64 \left[ \frac{1b}{pg^2} \right]$$

## II.5

Hallar la potencia isentrópica requerida para comprimir 720000 pie<sup>3</sup>/día de aire libre desde una presión absoluta de 14.7 lb/pg<sup>2</sup> y 60 °F hasta una presión absoluta de 99.5 lb/pg<sup>2</sup> y 439 °F.



Solución:

Para un proceso isentrópico:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(K-1)/K}$$

$$K = \frac{1}{\frac{\ln(T_2/T_1)}{\ln(P_2/P_1)}} = 1.40$$

$$\text{HP} = \frac{0.0642 q_v}{n} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^n - 1 \right] \frac{T_2}{520}$$

fórmula para encontrar la potencia teórica:

$$n = \frac{K-1}{K} = 0.2857$$

$q_g$  : gasto de gas en  $\text{pie}^3/\text{min}$

$$\text{HP} = \frac{0.0642 \times 500}{0.2957} \left[ \left( \frac{99.5}{14.7} \right)^{0.2897} - 1 \right] \left( \frac{520}{520} \right)$$

$$\text{HP} = -81.96 \text{ HP}$$

**PROBLEMAS PROPUESTOS**

11.6

Explicar apoyandose en un diagrama  $P$  vs  $V$ , el comportamiento básico de un cilindro en un compresor recíprocante.

11.7

¿Porqué es recomendable efectuar la compresión del gas en varias etapas?

11.8

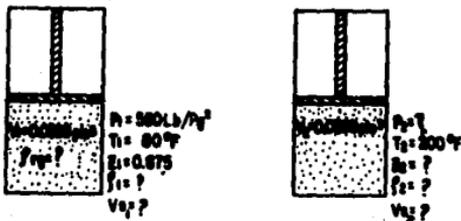
¿Qué problemas se presentan en una compresora si la relación de compresión  $RC$  excede un valor de 6?

11.9

¿En qué forma se determina el límite superior e inferior de los requerimientos de potencia necesaria para comprimir un gas?

## 11.10

Se tiene 1 lb de gas a 550 lb/pg<sup>3</sup> y 80 °F. Se calienta conservando el mismo volumen, el cual es de 0.0398 pie<sup>3</sup>, hasta alcanzar una temperatura de 200 °F. Determinar la presión, la densidad del gas, la densidad relativa del gas y el volumen específico del gas a las condiciones iniciales y finales y además, determinar el factor de compresibilidad del gas a las condiciones finales. Considerar un valor de el factor de compresibilidad inicial de 0.875.



Solución:

$$P_2 = 672.22 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pg}^3} \right]$$

$$\rho_2 = 2.51 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \right]$$

$$V_2 = 0.3984 \left[ \frac{\text{pie}^3}{\text{lb}} \right]$$

$$\rho_{rg} = 0.7987 \text{ [adim]}$$

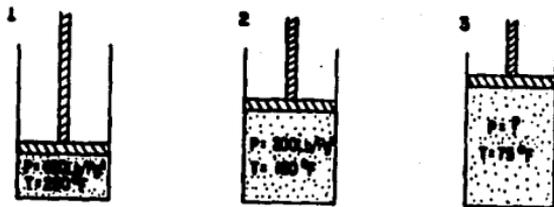
$$Z_2 = 0.91$$

$$V_2 = 0.4143 \left[ \frac{\text{pie}^3}{\text{lb}} \right]$$

$$\rho_2 = 2.414 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \right]$$

11.11

En una celda se tiene un gas cuya presión y temperatura son de 450 lb/pg<sup>2</sup> y 280 °F respectivamente. Al depresionar este gas se obtuvieron 200 lb/pg<sup>2</sup> de presión y 180 °F de temperatura. Determinar la presión que debe tener el gas a 75 °F considerando un proceso politrópico.



Solución

$$P_3 = 71.22 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2} \right]$$

11-12

En una celda de laboratorio se encuentran 2 lb de un gas que tiene una densidad relativa de 0.65, a 1500 lb/pg<sup>3</sup> y 250 °F. La celda reduce su volumen hasta expulsar 1/2 lb de gas alcanzando una presión de 1000 lb/pg<sup>3</sup>. Determinar el volumen ocupado por el gas así como su temperatura.

Solución

$$T_2 = 734 \text{ [}^\circ\text{R]} = 274 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

$$V_2 = 0.3241 \text{ [pie}^3\text{]}$$

11-13

Tomando en cuenta el ejemplo anterior, si se deja incrementar el volumen de la celda sin intercambio de masa con el medio ambiente hasta tener una presión de 14.7 lb/pg<sup>3</sup>, ¿Cual será el volumen que alcanzó la celda?.

Solución

$$V_2 = 15.35 \text{ [pie}^3\text{]}$$

II.14

Un gas de densidad relativa 0.7 se encuentra en una celda de laboratorio a 1000 lb/pg<sup>3</sup> y 100 °F. El gas ocupa un volumen de 0.4 pie<sup>3</sup> inicialmente reduciéndose éste hasta que se tiene una presión de 1300 lb/pg<sup>3</sup>. Determinar el nuevo volumen que ocupa el gas.

Solución

$$V_2 = 0.3277 \text{ [pie}^3\text{]}$$

II.15

Del ejemplo anterior, si se permite que el gas escape desde que tiene 1300 lb/pg<sup>3</sup> hasta 1000 lb/pg<sup>3</sup> sin modificar el volumen de la celda. Determinar la densidad del gas en estas nuevas condiciones.

Solución

$$\rho_2 = 4.09 \text{ [lb/pie}^3\text{]}$$

II.16

La expresión para potencia considerando un comportamiento ideal y un proceso isotérmico es de la forma:

$$Pot = 4.07 q_s T_s \ln \left[ \frac{P_b}{P_a} \right]$$

Donde:

$$Pot \left[ \frac{\text{lb pie}}{\text{seg}} \right] \quad T_s \text{ [}^\circ\text{R} \text{]} \quad \text{Constante } 4.07 \quad \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pie}^2 \text{ }^\circ\text{R}} \right]$$

$$P_b \text{ y } P_a \text{ (lb/pg}^3\text{)} \quad q_s \text{ (pie}^3\text{/seg)}$$

Determinar la constante para expresar la ecuación en las siguientes unidades:

$$\text{Pot [HP]} \quad q_s \left[ \frac{10^6 \text{ pie}^3}{\text{día}} \right]$$

Solución

$$\text{Constante} = 0.085$$

II.17

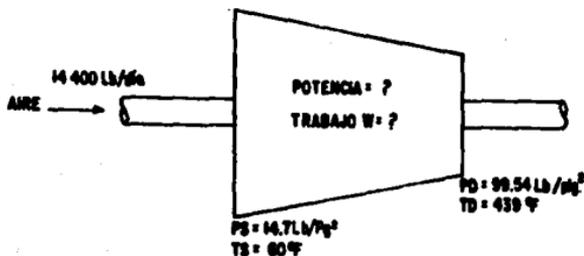
Determinar la presión de descarga de una compresora que opera a  $200 \text{ lb/pg}^2$  de  $P_s$  y  $100^\circ \text{F}$  de  $T_s$ , la compresora es de 3000 Hp y maneja  $60 \times 10^6 \text{ pie}^3/\text{día}$  de gas con una  $pr = 0.65$ , suponer gas real y proceso isotérmico.

Solución

$$P_d = 611 \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2}$$

II.18

Hallar el trabajo isentrópico por minuto y la potencia isentrópica necesaria para comprimir 10 libras de aire por minuto desde  $14.7 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$  y  $60^\circ\text{F}$  hasta  $99.54 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$  y  $439^\circ\text{F}$ , en un compresor ideal de un solo escalonamiento.



Solución:

$$W = -70603 \text{ pie-lbf/lbm} = -91 \text{ BTU/lbm}$$

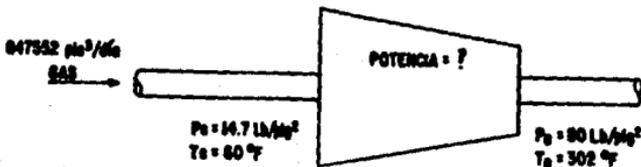
$$\text{HP} = -15.5 \text{ [HP]}$$

II.19

Se trata de suministrar  $847552 \text{ pie}^3/\text{día}$  de un gas ideal a una presión absoluta de  $80 \text{ lb/pg}^2$  y  $302^\circ\text{F}$ . Las condiciones en la aspiración son : presión  $14.7 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$  y  $60^\circ\text{F}$ .

Determinar:

- La potencia isentrópica
- La potencia con compresión isotérmica.



Solución:

a)  $HP = -77.97 \text{ [hp]}$

b)  $HP = -63.715 \text{ [hp]}$

11-20

Calcular la potencia adiabática teórica requerida para comprimir 1 MM pie<sup>3</sup>/día de un gas natural de  $pr = 0.6$ , desde 100 lb/pg<sup>2</sup> y 80 °F hasta 1600 lb/pg<sup>2</sup>

Usar ecuaciones. ( $K = 1.28$ )

Solución

-  $HP = 73.3 \text{ hp}$  en la primera etapa.

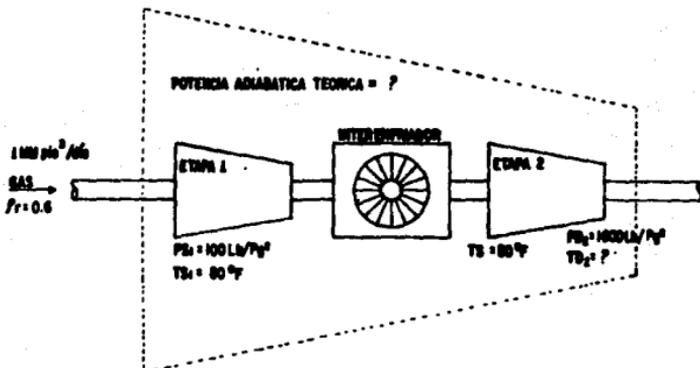
-  $HP = 69.5 \text{ hp}$  en la segunda etapa.

-  $HP = 142.8 \frac{\text{hp}}{(\text{MM pie}^3)(\text{día})}$  Potencia total

11-21

Calcular la potencia adiabática teórica requerida para comprimir 1 MMpie<sup>3</sup>/día de un gas natural cuya densidad relativa es 0.6, desde 100 lb/pg<sup>3</sup> y 80 °F hasta 1600 lb/pg<sup>3</sup>. Inter-enfriadores enfrían el gas a 80 °F. ¿Cuál es la cantidad de energía removida en el inter-enfriador y cuál es la temperatura final del gas ?.

Usar el diagrama entropía-entalpía para su solución.



Solución

$$- HP = 143 \frac{hp}{(MMpie^3)(día)}$$

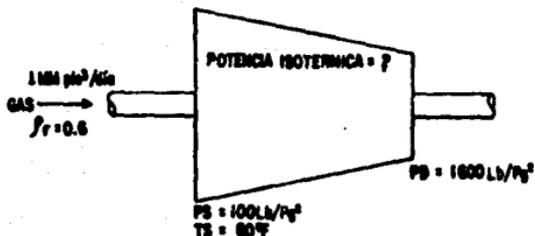
$$\Delta H_{2-1} = -4.67 \times 10^6 \frac{\text{BTU}}{(\text{MMpie}^3)(\text{día})}$$

$$T = 278 \text{ } ^\circ\text{F}$$

II.22

Calcular la potencia isotérmica teórica requerida para comprimir 1 MMpie<sup>3</sup>/día de un gas natural de  $pr = 0.6$ , desde 100 lb/pg<sup>2</sup> y 80 °F hasta 1600 lb/pg<sup>2</sup>.

Usar el diagrama entalpia-entropia.



Solución

$$- \text{HP} = 116 \text{ hp.}$$

minima potencia absoluta necesaria para comprimir el gas.

11-23

Calcular la potencia isotérmica teórica para las condiciones del problema anterior usando ecuaciones.

Solución

Emplear la ecuación:

$$-HP = 0.08531 T \left[ \int_{0.2}^{pPr} \frac{Z}{pPr} dpPr - \int_{0.2}^{pPr} \frac{Z}{pPr} dpPr \right]$$

$$-HP = 118.6 \text{ hp}$$

11-24

Hallar la potencia politrópica necesaria para comprimir 100 m<sup>3</sup> por minuto de un cierto gas, desde una presión absoluta de 100 lb/pg<sup>2</sup> y 400 °F hasta una presión absoluta de 300 lb/pg<sup>2</sup> y 650 °F.

Calcular además la potencia al freno manejada si la eficiencia mecánica es de 86 %.

Constante politrópica  $K = 1.254$

Factor de compresibilidad del gas a las condiciones medias  $Z = 0.91$

Solución

$$HP = -489.77 \text{ [hp]}$$

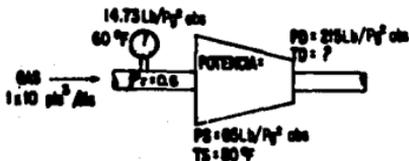
$$bhp = 569.5 \text{ [hp]}$$

II-25

¿Cuál es la potencia teórica consumida al comprimir  $1 \times 10^6$  pies<sup>3</sup> de gas medidos a  $14.73 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$  y  $60^\circ \text{F}$ , desde una presión de  $65 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$  y  $80^\circ \text{F}$  hasta  $215 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$ .

¿Cuál es la temperatura de descarga del gas?

Considerar una densidad relativa de 0.6



Solución

Emplear ecuación:

$$W = \Delta H = -n (M_2 - M_1)$$

$$W = 3.696 \times 10^6 \text{ BTU/día}$$

potencia teórica : 60.5 hp

$$T_2 = 230^\circ \text{F}$$

II-26

Determinar la potencia nominal que se requiere para un equipo de compresión bajo las siguientes condiciones:

$P_s = 250 \text{ lb/pg}^2$  y  $120^\circ \text{F}$ ,  $P_a = 500 \text{ lb/pg}^2$ ,  $q_g = 30 \times 10^6 \text{ pie}^3/\text{día}$   
 $\text{prg} = 0.75$

Solución

Emplear ecuación:

$$H_p = 0.085 T_s q \frac{K_m}{K_m - 1} \left[ \left( \frac{P_b}{P_s} \right)^{\frac{K_m - 1}{K_m}} - 1 \right] \times Z_m$$

HP<sub>nom</sub> = 1439 Para compresor recíprocante.

HP<sub>nom</sub> = 1645 Para compresor centrífugo.

II-27

Determinar la potencia al freno requerida para comprimir 14000 pie<sup>3</sup>/min de un gas medido a 14.73 lb/pg<sup>2</sup> y 60 °F. Desde 25 lb/pg<sup>2</sup> hasta 75 lb/pg<sup>2</sup>. La temperatura de succión es de 90 °F. La presión barométrica es de 14.4 lb/pg<sup>2</sup> y la relación de calores específicos es 1:35.

Solución

Emplear ecuación:

$$bhp = \frac{q_g P_b T_i}{T_b (10^4)} \times (bhp/1000 \text{ pie}^3 \text{ día})$$

$$bhp = 1080 \text{ hp}$$

II-28

Determinar la potencia en KW de un compresor que maneja un volumen en la descarga de 880 000 pie<sup>3</sup>/día. Las condiciones en la succión son 110 lb/pg<sup>2</sup>, 110 °F, y en la descarga 225 lb/pg<sup>2</sup> y 210 °F.

Considerar comportamiento del gas ideal y un proceso de compresión isentrópico.

Eficiencia = 100%  
 Temperatura base 60 °F



Solución

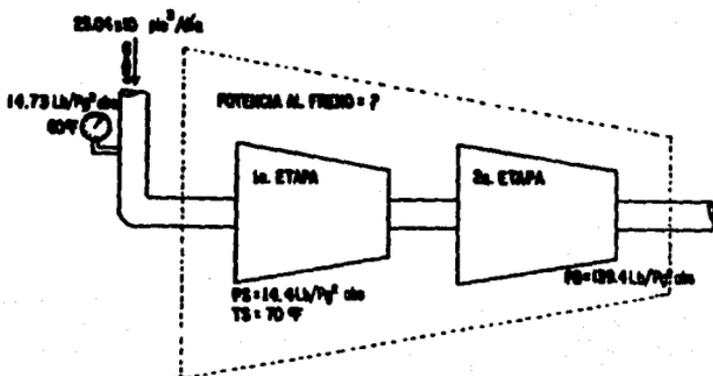
Emplear la siguiente expresión:

$$\frac{K_w}{\text{etapa}} = \frac{32.82}{E} \left[ \frac{K}{K-1} \right] \left[ \epsilon \cdot g \right] \left[ \frac{T_s}{T_b} \right] \left[ RC^n - 1 \right] \left[ Z_a \right]$$

$$\frac{K_w}{\text{etapa}} = 42.74 = 57.27 \frac{\text{hp}}{\text{etapa}}$$

11.29

Calcular la potencia al freno necesaria para comprimir en 2 etapas 16000 pie<sup>3</sup>/min de un gas natural,  $K = 1.29$ , medido a 60 °F y 14.73 lb/pg<sup>2</sup> abs. Desde la presión atmosférica de 14.4 lb/pg<sup>2</sup> abs. hasta 125 lb/pg<sup>2</sup>. La temperatura de succión es de 70 °F



**Solucion**

$$bhp = 3699 \text{ hp.}$$

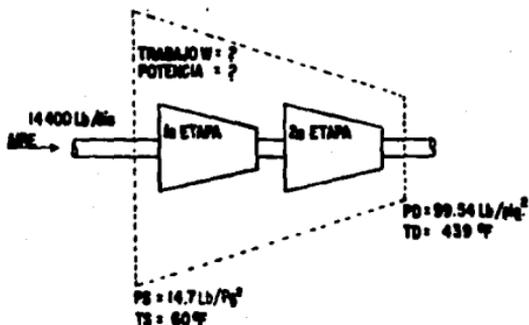
Si se coloca un enfriador entre las 2 etapas, ¿Cuál será la potencia necesaria para comprimir el gas? .

Considerar una caída de presión de  $1 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$  entre cada etapa de compresión.

$$bhp = 3291 \text{ [hp]}$$

11.30

Hallar el trabajo isentrópico por minuto y la potencia isentrópica necesaria para comprimir 10 libras de aire por minuto desde 14.7 lb/pg<sup>2</sup> abs y 60 °F hasta 99.54 lb/pg<sup>2</sup> abs y 439 °F, en un compresor ideal de dos escalonamientos.



Solución:

Emplear la ecuación:

$$-W = \frac{2K \times 53.241 \times T_1}{(K-1) \times \rho_{rB}} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(K-1)/2K} - 1 \right] ; \left[ \text{pie-lbf/lbm} \right]$$

$$W = -61063 \text{ pie-lbf/lbm} = -79 \text{ BTU/lbm}$$

$$\text{HP} = -13.39 \text{ HP}$$

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

11.31

Con los siguientes datos  $P_a = 900 \text{ lb/pg}^2$  y  $P_s = 120 \text{ lb/pg}^2$

Para dos compresoras en serie:

a) Calcular cuantas etapas de compresión se requieren y la presión de succión y descarga de cada compresor para compresoras recíprocas

b) Si las compresoras son centrífugas de 4 impulsores ¿Cuál sería el perfil de presiones? (Presión del primer impulsor de cada compresor además las presiones de succión y descarga de cada compresora.

Solución

a)

Se requieren 2 etapas

$$P_{aC1} = 356.57 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$$

$$P_{aC2} = 346.57 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$$

$$P_{aC3} = 918.41 = 10 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$$

b)

$$P_{aC1} = 134.7 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs} = P_{s \text{ 1er/imp}}$$

$$P_{a \text{ 1}^\circ/\text{imp}} = 171.8637 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs} = P_{s \text{ 2}^\circ/\text{imp}}$$

$$P_{a \text{ 4}^\circ/\text{imp}} = 356.955 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$$

$$P_{a \text{ 1}^\circ/\text{imp}} C_2 = 346.955 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$$

$$P_{a \text{ 1}^\circ/\text{imp}} C_3 = 442.7145 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$$

$$P_{a \text{ 4}^\circ/\text{imp}} C_3 = 919.43 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs} = P_{aC3}$$

II-32

Calcular la carga y el número de impulsores de un compresor centrífugo sujeto a:

$$P_s = 50 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$P_D = 120 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$T_s = 70 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$p_r = 0.7$$

$$q = 10 \times 10^6 \text{ pie}^3/\text{día}$$

Solución

$$P_{ov} = 14322474.74 \left[ \frac{\text{lbm Pie}}{\text{min}} \right]$$

$$h = 38565.55 \text{ [pie]}$$

Número de impulsores = 5

II-33

Con los datos del ejemplo anterior, calcular la potencia del compresor en Hp, la relación de compresión por impulsor y la carga de cada impulsor.

Solución

$$H_p = 434$$

$$RC_{p/imp} = 1.19$$

$$h_{p/imp} = 7116.32$$

II-34

Calcular el gasto que puede manejar un compresor recíprocante de 5000 Hp nominales, que opera bajo las siguientes condiciones:

$$P_s = 100 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_D = 350 \text{ lb/pg}^2$$

$$T_s = 100 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\rho_{rg} = 0.7$$

Utilizar el diagrama de entalpía-entropía, considerando:

- Proceso isotérmico
- Proceso isentrópico-adiabático.

Solución

a)

$$q = 61.82 \text{ MMpie}^3/\text{día}$$

b)

$$q = 52.41 \text{ MM Pie}^3/\text{día}$$

II-35

Determinar la potencia nominal que se requiere para manejar 30 MM pie<sup>3</sup>/día de gas bajo las siguientes condiciones:

$$P_s = 200 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$P_D = 1100 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$T_s = 120 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\rho_{rg} = 0.7$$

Suponer una compresora recíprocante y utilizar procedimientos gráficos.

**Solución**

$$\begin{aligned} \text{HP}_{\text{prom}} &= 2977 \\ \text{HP}_{\text{nom}} &= 3995.63 \text{ [hp]} \end{aligned}$$

**II.36**

Para los datos del ejemplo anterior calcular la potencia neta sobre el gas del segundo compresor, considerando que el enfriador intermedio reduce la temperatura en 75 °F

**Solución**

$$\text{H}_{\text{neto}} = 1503 \text{ [hp]}$$

**II.37**

Calcular la eficiencia volumétrica  $E_v$  de un compresor recíprocante que opera bajo las siguientes condiciones:  $P_s = 200 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$ ;  $T_s = 120 \text{ °F}$ ;  $P_D = 600 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$ ;  $\rho_r = 0.7$ ; compresor con 6% de espacio muerto, considerando proceso isotérmico. (Gas real).

**Solución**

$$E_v = 92.4 \%$$

**II.39**

Considerando los datos del problema anterior, calcular la eficiencia volumétrica.

- a) Considerando proceso isentrópico-adiabático
- b) Considerando ecuaciones empíricas

Solución

a)  $EV = 88.225 \%$

b)  $EV = 81.23 \%$

11.39

Dado un compresor centrífugo de 3900 Hp nominales que opera bajo las siguientes condiciones:

$p_r = 0.63$

constante  $K = 1.29$

$T_s = 85^\circ F$

$P_s = 1125 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$

$P_s = 450 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$

Determinar el gasto que puede manejar, la carga del compresor y el número mínimo de impulsores que debe de tener, mediante:

a) Ecuaciones empíricas

b) Gráficas de entalpía-entropía

Solución

$$a) \quad Hp = 0.085 T_s q \frac{K_m}{K_m - 1} \left[ \left( R_c \right)^{\frac{K_m - 1}{K_m}} - 1 \right] Z_m$$

$$q_g = 54.88 \text{ MM } \frac{\text{pie}^3}{\text{día}}$$

$$h = 43068 \text{ pies}$$

$$\text{Número de impulsores} = 5$$

b)

$$q_g = 50.38 \text{ MMpie}^3/\text{día}$$

$$h = 46915 \text{ pies}$$

Número de impulsores = 5

#### II-40

En una estación de compresión llega una corriente de 4000  $\text{pie}^3/\text{min}$  de un gas natural de  $\rho_r = 0.7$ , aquí es comprimido en serie por 2 compresoras reciprocantes. La primera compresora tiene las siguientes condiciones: Presión succión  $150 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$ , Temperatura de succión  $80 \text{ }^\circ\text{F}$ , Presión de descarga  $270 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$ , Temperatura de descarga de  $180 \text{ }^\circ\text{F}$ .

8% de espacio muerto.

Velocidad de 200 r.p.m.

carrera de pistón de 20 pulgadas.

La segunda compresora tiene, las siguientes características:

Presión de descarga de  $710 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$ .

Temperatura de descarga de  $250 \text{ }^\circ\text{F}$ .

10% de espacio muerto.

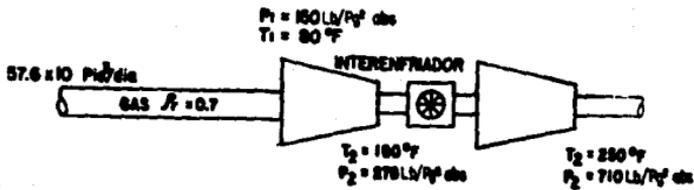
Velocidad de 200 r.p.m.

Carrera de pistón de 20 pulgadas.

Considerando que se tiene una caída de presión de  $10 \text{ lb/pg}^2$  entre cada compresora y que un inter-enfriador remueve el 50% del calor suministrado al comprimir el gas.

Calcular el diámetro de los cilindros de las compresoras.

Condiciones base  $14.7 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$ . y  $60 \text{ }^\circ\text{F}$ .



Solución

Para la primera compresora:

$$d = 15.6 \text{ pulg.}$$

Para la segunda compresora:

$$d = 10.19 \text{ pulg.}$$

11-41

En una estación de compresión se manejan 10000000 Pie<sup>3</sup> por día de gas en condiciones estándar, si las condiciones de succión son:  $T = 120 \text{ }^\circ\text{F}$ ,  $P = 100 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$  ¿Cuál será el volumen de gas a la descarga, suponiendo que se tiene un comportamiento ideal y la compresión se lleva isotérmicamente?  $\gamma_{\text{pg}} = 0.7$ ,  $P_a = 200 \text{ lb/pg}^2 \text{ absolutas}$ .

Solución

$$V_d = 763677 \text{ Pie}^3$$

**II.42**

En una estación de compresión, se cuenta con tres compresoras recíprocantes. Cada una tiene 500 Hp nominales. Las compresoras operan en paralelo bajo las siguientes condiciones:

$$P_s = 60 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$q_s = 12.0 \text{ MMpie}^3/\text{día}$$

$$P_a = 500 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$\rho_g = 0.70$$

$$T_s = 90 \text{ }^\circ\text{F} = 540 \text{ }^\circ\text{R}$$

Cada compresora tiene dos etapas de compresión.

Considerando un proceso isentrópico - adiabático y un gas real. Determinar la temperatura de descarga de cada etapa, la potencia real y la eficiencia de la estación de compresión empleando ecuaciones:

**Solución**

Temperatura de descarga en la primera etapa de compresión:

$$T_{a1} = 265 \text{ }^\circ\text{F}$$

Temperatura de descarga en la segunda etapa de compresión:

$$T_{a2} = 293 \text{ }^\circ\text{F}$$

Potencia real en la primera etapa de compresión:

$$HP = 0.006 (T_s) \left[ \frac{K_s}{K_s - 1} \right] (qg) \left[ (RC)^{\frac{K_s - 1}{K_s}} - 1 \right]$$

$$HP_{netos} = 214$$

Potencia real en la segunda etapa de compresión:

$$HP_{netos} = 220$$

$$\text{Eficiencia} = 86.8\%$$

## II-43

Para los datos del problema anterior:

Determinar la potencia real y la eficiencia de la estación de compresión, mediante el uso de las gráficas de entalpía - entropía.

### Solución

Potencia = 425 Hpnetos totales

Eficiencia = 85%

## II-44

En una estación de compresión, se cuenta con 4 compresoras reciprocantes. Las compresoras operan en paralelo bajo las siguientes condiciones:

compresora 1 y 2  $P_1 = 100 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$ ,  $P_2 = 360 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$

$T_1 = 85 \text{ }^\circ\text{F} = 545 \text{ }^\circ\text{R}$

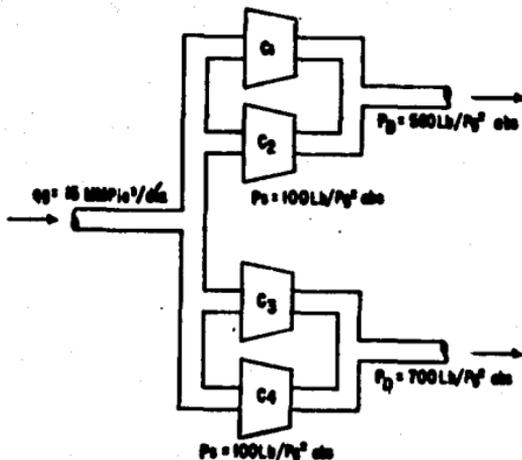
compresora 3 y 4  $P_3 = 100 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$ ,  $P_4 = 700 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs}$

$T_3 = 85 \text{ }^\circ\text{F} = 545 \text{ }^\circ\text{R}$

gasto de gas de 15 MM pie<sup>3</sup>/día, densidad relativa del gas 0.60.

Cada compresora tiene dos etapas de compresión, suponiendo proceso isentrópico adiabático y un gas real. Determinar la temperatura de descarga de cada etapa.

Emplear ecuaciones para su solución.



#### Soluciones:

Temperatura de descarga en la primera etapa de compresión para las compresoras 1 y 2.

$$T_{D1} = 260 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Temperatura de descarga en la segunda etapa de compresión para las compresoras 1 y 2.

$$T_{D2} = 265 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Temperatura de descarga en la primera etapa de compresión para las compresoras 3 y 4:

$$T_{D3} = 273 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Temperatura de descarga en la segunda etapa de compresión para las compresoras 3 y 4:

$$T_{22} = 300 \text{ } ^\circ\text{F}$$

11.45

Para los datos del problema anterior calcular la potencia real de cada etapa.

Solución:

Potencia real de la unidad de compresión para las compresoras 1 y 2

$$HP_{\text{netos}} = 165 \text{ en la primera etapa}$$

$$HP_{\text{netos}} = 169 \text{ en la segunda etapa}$$

Potencia real de la unidad de compresión para las compresoras 3 y 4

$$HP_{\text{netos}} = 188 \text{ en la primera etapa}$$

$$HP_{\text{netos}} = 191 \text{ en la segunda etapa}$$

**BIBLIOGRAFIA**  
**CAPITULO II**

- 1- "la producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases."  
M-H Severns  
Ed. Reverte Mexicana, Mexico 1976
- 2- "Natural gas Engineering"  
Chi U. Ikoku  
Penn Well Publishing Company USA 1980
- 3- "Tesis Bombas y compresoras en los campos de recolección de Hidrocarburos."  
Juarez Dominguez Noe Jesús  
UNAM Mexico 1988
- 4- "Handbook of Natural Gas Engineering"  
Donald L. Katz  
McGraw-Hill USA 1959

## CAPITULO III

### BOMBAS

## CAPITULO III

### BOMBAS

El bombeo se puede definir como la adición de energía a un fluido, obligando a éste a efectuar trabajo, normalmente fluyendo por una tubería o elevándose a un nivel más alto.

Tomando en consideración las características del movimiento de líquidos, las bombas pueden ser divididas dentro de dos categorías generales:

- Bombas de desplazamiento positivo
- Bombas centrífugas

Las bombas de desplazamiento positivo pueden ser del tipo reciprocante o rotatorio.

La característica principal de una bomba de desplazamiento positivo es que entrega una cantidad definida de líquido por cada carrera del pistón, o revolución de la pieza móvil principal.

Una bomba centrífuga es un dispositivo que consiste en un conjunto de álabes rotatorios encerrados dentro de una cubierta o carcasa.

Los álabes imparten energía al fluido por la fuerza centrífuga.

En este tipo de bombas, el impulsor genera toda la carga; el resto de las partes no ayudan a aumentarla, sino que producen pérdidas inevitables, tanto hidráulicas como mecánicas.

Todas las pérdidas que se originan entre los puntos donde se mide la presión de succión y descarga, constituyen las pérdidas hidráulicas.

La eficiencia hidráulica se define como la razón de la carga dinámica total disponible a la carga de entrada.

La eficiencia volumétrica es el cociente del volumen de la descarga entre el volumen de la succión, expresado en porcentaje.

Las pérdidas mecánicas incluyen pérdidas de potencia en chumaceras, estóperos y fricción en el disco.

La eficiencia mecánica es el cociente de la potencia realmente absorbida por el impulsor y convertida en carga, y la potencia aplicada a la flecha de la bomba.

#### CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION (NPSH)

El NPSH es un factor crítico en la selección de la bomba, éste se refiere a la carga positiva requerida para un funcionamiento adecuado de la bomba.

El NPSH debe ser suficiente para prevenir la formación de pequeñas burbujas de gas, las cuales se colapsan liberando energía que puede dañar a la bomba (este efecto es el que comúnmente se conoce como cavitación).

#### CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION REQUERIDA (NPSHR)

El NPSHR es función del diseño de la bomba y varía de una marca a otra, entre diferentes modelos de una sola marca, así como con la capacidad y velocidad de una bomba dada.

El NPSHR es fijado por el fabricante de la bomba, y debe ser respetado en el diseño de un sistema de bombeo para lograr que la bomba trabaje con máxima eficiencia.

Cabe mencionar que existen otros factores que influyen en el diseño del sistema de succión, aparte del NPSH; tal es el caso de la turbulencia en el tanque de succión, la cual arrastra el vapor dentro de la línea, originando problemas de cavitación.

El NPSH disponible para una bomba reciprocante, es calculado de la misma manera que para una bomba centrífuga, con algunas consideraciones adicionales para los requerimientos de la acción reciprocante de la bomba.

La consideración adicional es llamada "CARGA DE ACELERACION" la cual es la carga requerida para acelerar la columna de fluidos sobre cada carrera de succión, de tal forma que esta columna se encuentre en mínimo contacto con la carga del pistón durante la carrera de llenado.

### BOMBAS RECIPROCANTES

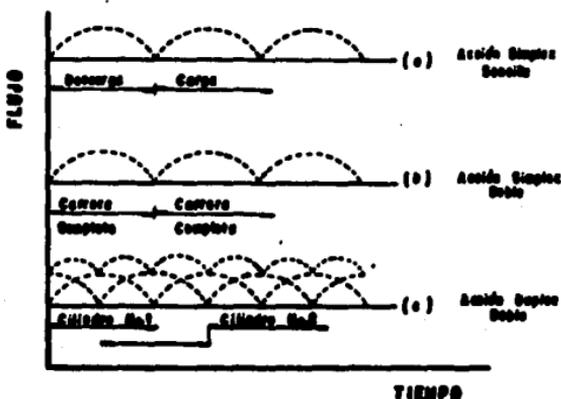
Una bomba recíproca, es una máquina de desplazamiento positivo en el cual se incrementa la presión, a través del incremento de la densidad del fluido, comprimiendo a éste.

En una bomba recíproca, mientras el pistón es retirado del cilindro, cesa la descarga del fluido, por consiguiente el líquido se descarga con flujo pulsatorio. Las pulsaciones pueden ser disminuidas usando una bomba de doble acción o aumentando el número de cilindros.

Este tipo de bombas son particularmente útiles para bombear fluidos viscosos, debido a que la alta proporción de esfuerzo cortante que actúa sobre las paredes del cilindro sirve como un "empaque" adicional.

## CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LAS BOMBAS RECIPROCANTE

Las características de descarga de las bombas reciprocantes se indican en la siguiente figura:



Las válvulas de descarga dejan salir fluido hasta que el pistón llega casi al final de su carrera, esto es, cuando el pistón se detiene e invierte su movimiento.

Durante parte del ciclo de bombeo el flujo es cero; sin embargo, puede mantenerse el flujo en la línea de descarga aproximadamente constante, dependiendo del diseño de la bomba.

Las bombas de doble acción proporcionan un flujo constante a la línea de descarga; la bomba dúplex presenta la descarga de un cilindro desplazada media carrera con respecto a la descarga del otro. En esta forma, el flujo total proveniente de la bomba es la adición de ambos, proporcionando la línea salida mostrada en la figura anterior (c)

Puede obtenerse un flujo casi libre de pulsaciones, diseñando para una operación dúplex, triplex o multiplex.

Debido a su característica de desplazamiento positivo, las bombas reciprocantes, pueden ser usadas para medir fluidos.

Debe evitarse el manejo de líquidos que contengan sólidos abrasivos ya que dañarán las superficies maquinadas, ocasionando raspaduras y grietas que disminuyan la eficiencia de bombeo.

#### BOMBAS ROTATORIAS

Esta clase de bombas pueden ser caracterizadas por el método de toma y descarga del fluido.

Al contrario de las bombas reciprocantes, que dependen de válvulas de retén para controlar la carga y la descarga, una bomba rotatoria atrapa una cantidad de líquido y lo mueve hasta el punto de descarga.

La parte no dentada de los engranes, a la entrada de la bomba, proporciona un espacio para ser llenado por el líquido. Cuando el engrane gira, el líquido es atrapado entre el diente y el cuerpo de la bomba, para ser liberado posteriormente en la línea de descarga.

Las bombas rotatorias pueden manejar casi cualquier líquido libre de abrasivos y son especialmente indicados para fluidos de alta viscosidad.

#### CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LAS BOMBAS ROTATORIAS

Las bombas rotatorias son capaces de entregar una capacidad aproximadamente constante, contra cualquier presión dentro de los límites del diseño de la bomba.

El flujo de descarga proveniente de una bomba rotatoria, varía directamente con la velocidad. La descarga está casi libre de pulsaciones, particularmente para las bombas de engranes.

## BOMBAS CENTRIFUGAS

Este tipo de bombas levantan la presión indirectamente por incremento en la energía cinética del líquido. Esta energía cinética (velocidad), es entonces reducida y convertida a energía interna, la cual se refleja en un incremento de la presión.

A mayor incremento de energía interna a través de la bomba, el incremento de presión en la bomba es mayor.

Las bombas centrifugas, normalmente son usadas en todos los servicios que se caracterizan por la necesidad de altos gastos de fluidos y una baja diferencia de presión.

En su forma más simple, la bomba centrifuga consiste en un impulsor que gira dentro de una caja que tiene forma circular. El fluido entra a la bomba cerca del centro del impulsor rotatorio y es llevado hacia arriba por acción centrifuga.

La energía cinética del fluido aumenta desde el centro del impulsor hasta los extremos de las aletas impulsoras. Esta carga de velocidad se convierte en carga de presión cuando el fluido sale de la bomba.

### CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo (reciprocantes y rotatorias), una bomba centrifuga que se opera a velocidad constante, puede suministrar cualquier capacidad de cero a un máximo, dependiendo solamente de la presión total de descarga, el diseño y las condiciones de succión.

Las curvas características muestran la relación existente entre la columna de una bomba, con la capacidad, la potencia y la eficiencia para un diámetro de impulsor específico y para un tamaño determinado de carcasa.

PROBLEMAS RESUELTOS

## III-1

Se tiene una bomba reciprocante de acción sencilla que trabaja en base a las siguientes características.

$$\begin{aligned} D &= 1/2 \text{ [pie]} & E &= 90\% \\ L &= 18 \text{ [pg]} & q &= 1000 \text{ [gal/min]} \end{aligned}$$

Determinar cuantas emboladas por minuto se necesitan para obtener el gasto deseado.

## Solución

Partiendo de:

$$q = \frac{\pi}{4} L E N D^2$$

Considerando a  $P = 1$ ; ya que se trata de una bomba de acción sencilla.

$$N = \frac{4 q}{\pi L E D^2}$$

Transformando  $q$  [gal/min] a [pg<sup>3</sup>/min] y  $D$  [Pie] a [pg]

$$q = 1000 \left[ \frac{\text{gal}}{\text{min}} \right] \times \left[ \frac{3.785 \text{ lt}}{1 \text{ gal}} \right] \times \left[ \frac{(10 \text{ cm})^3}{1 \text{ lt}} \right] \times \left[ \frac{1 \text{ pg}^3}{(2.54 \text{ cm})^3} \right]$$

$$q = 230975 \left[ \frac{\text{pg}^3}{\text{min}} \right]$$

$$D = 1/2 \text{ [pie]} \times \left[ \frac{12 \text{ pg}}{1 \text{ pie}} \right]$$

$$D = 6 \text{ [pg]}$$

Substituyendo:

$$N = \frac{4 (230975)}{\pi (18)(0.90)(6)^2}$$

$$N = 506 \text{ rpm}$$

Por ser bomba de acción sencilla, las rpm son equivalentes a las emboladas por minuto.

### III.2

Calcular la potencia mecánica que requiere una bomba centrífuga que maneja un fluido de  $\rho = 0.6$  y tienen una carga de  $12 \text{ kg/cm}^2$ .

Esta bomba presenta una fuga, en la descarga del impulsor de un barril/min.

Considerar la eficiencia de bombeo de 95% y la volumétrica de 90%.

#### Solución

$$E = \frac{\text{Potencia hidráulica}}{\text{Potencia mecánica}}$$

La potencia hidráulica se encuentra con la expresión:

$$HP = \frac{q H_b \rho}{3000} \quad \text{--- (1)}$$

q gasto (gal/min)

H<sub>b</sub> Carga de la bomba (Pie)

$$E_v = \frac{q}{q + q_L} \quad \text{--- (2)}$$

E<sub>v</sub> = Eficiencia volumétrica

q<sub>L</sub> = Fugas desde la descarga del impulsor hasta la succión del impulsor.

Despejando el gasto (q) de la ecuación (2), se tiene:

$$q = \frac{q_L}{(1/E_v) - 1}$$

Substituyendo valores:

$$q = \frac{1}{((1/0.96)-1)}$$

$$q = 24 \text{ bl/min}$$

$$q = 24 \left( \frac{\text{bl}}{\text{min}} \right) \times \frac{42 \text{ gal}}{1 \text{ bl}}$$

$$q = 1008 \text{ gal/min}$$

Transformando la carga de la bomba a pies, se tiene:

$$H_b = 657 \text{ (pie)}$$

Substituyendo valores en la ecuación (1), se tiene

$$\text{HP} = \frac{(1008)(657)(0.6)}{3960}$$

$$\text{HP} = 100$$

La potencia mecánica será entonces:

$$\text{Potencia mecánica} = \frac{\text{Potencia Hidráulica}}{E}$$

$$\text{Potencia mecánica} = \frac{100}{0.95}$$

$$\text{Potencia mecánica} = 106 \text{ HP}$$

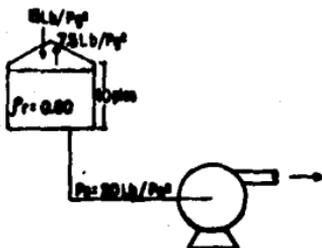
111-3

Una bomba tiene una presión de succión de 20 lb/pg<sup>2</sup> y maneja un fluido de  $\rho_r = 0.90$

La tubería de succión está colocada a un tanque cerrado de 40 pies de longitud, el cual está lleno en su totalidad.

La presión en la superficie del líquido es de 13 lb/pg<sup>2</sup>. La presión de vapor del líquido es de 6 lb/pg<sup>2</sup>.

Calcular las caídas de presión por fricción en la tubería de succión.



Solución:

$$NPSH = (P_t - P_v - \Delta P_f) \times 2.31 / \rho_r + H$$

Expresado en lb/pg<sup>2</sup> nos queda:

$$P_s = P_t - P_v - \Delta P_f + \frac{H \rho_r}{2.31}$$

Despejando  $\Delta P_f$  y substituyendo valores:

$$\Delta P_f = P_t - P_v - P_s + \frac{H \rho_r}{2.31}$$

$$\Delta P_f = 13 - 6 - 20 + \frac{(40)(0.90)}{2.31}$$

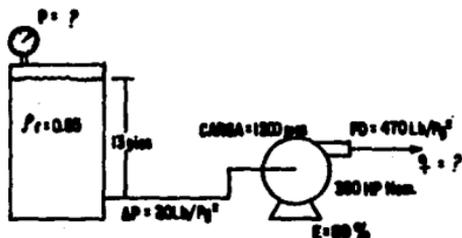
$$\Delta P_f = 0.8526 \text{ [lb/pg}^2\text{]}$$

$$\Delta P_f = 2.5 \text{ [Pie]}$$

### III.4

Una bomba centrífuga con 350 HP nominales tiene una carga de 1200 pies, y una presión de descarga de 470 lb/pg<sup>2</sup>.

El fluido manejado de  $\rho_r = 0.85$ , se encuentra en un tanque cerrado a 13 pies sobre el nivel de la bomba, considerando que las pérdidas en la tubería de succión son de 20 lb/pg<sup>2</sup> y la eficiencia es de 90%. Calcular la presión en el tanque y el gasto que se puede manejar con esta bomba.



### Solución

$$HP_{nsl} = 1.7 \times 10^{-8} q \text{ [bl/dfa]} \Delta P$$

0 :

$$HP_{nsl} = 5.83 \times 10^{-6} q \text{ [gal/min]} \Delta P$$

$$\Delta P = P_d - P_s$$

$$P_s = P_t - P_f + \frac{H_{p_r}}{2.31}$$

$$P_t = P_s + \Delta P_f - \frac{H_{p_r}}{2.31}$$

$$HP_{nsl} = E \times HP_{nom}$$

$$HP_{nsl} = (0.90)(350)$$

$$HP_{ns1} = 280$$

$$HP_{ns1} = q \text{ [gal/min]} HB \text{ [pies]} \rho_r / 3960$$

$$q = \frac{3960 HP_{ns1}}{HB \rho_r}$$

$$q = \frac{(3960)(280)}{(1200)(0.85)}$$

$$q = 1087 \text{ [gal/min]}$$

$$q = 37440 \text{ [bl/dia]}$$

$$\Delta P = \frac{HP_{ns1}}{1.7 \times 10^{-8} q}$$

$$\Delta P = \frac{280}{(1.7 \times 10^{-8})(37440)}$$

$$\Delta P = 440 \text{ [lb/pg}^2\text{]}$$

$$P_s = P_D - \Delta P$$

$$P_s = 470 - 440$$

$$P_s = 30 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_t = P_s + \Delta P_f - \frac{H \rho_r}{2.31}$$

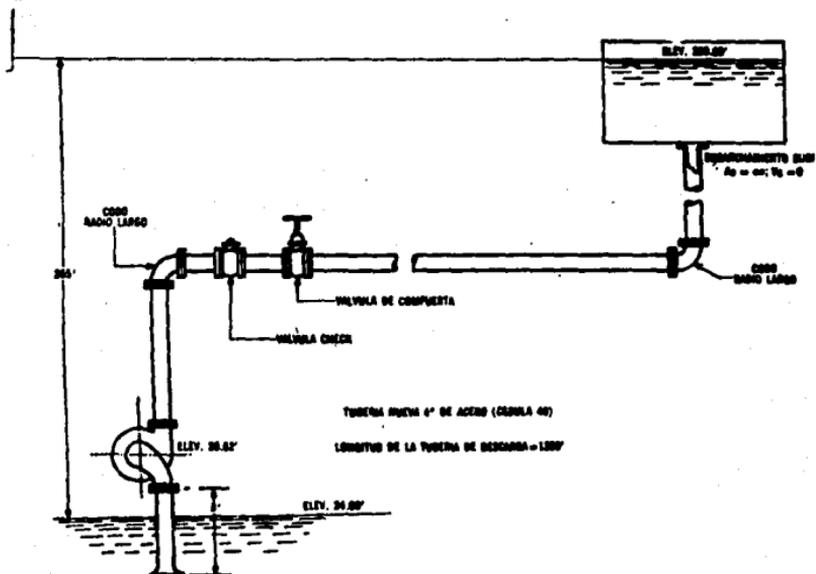
$$P_t = 30 + 20 - \frac{(15)(0.85)}{2.31}$$

$$P_t = 45.2 \text{ [lb/pg}^2\text{]}$$

III.5

Determinar de la figura siguiente:

- a) La carga de succión  $H_{st}$
- b) La carga de descarga  $H_{sd}$
- c) La carga de la bomba  $H_b$



El agua a 60 °F es tomada de un río y enviada a un tanque elevado. Tanto la succión como la descarga son tubos de 4" nuevos de acero (cédula 40).

La tubería de succión es vertical de 8 pies de longitud equipada con una toma abocinada. La tubería de descarga contiene 2 codos de 90°, radio largo, una válvula de compuerta y una válvula de retención. El gasto es de 200 gal/min.

#### Solución

##### a) Línea de succión

Longitud de la tubería de succión 8 pies.  
 Longitud equivalente entrada abocinada 0.98 pies.  
 Longitud total equivalente 8.98 pies.

(tabla 6 del apéndice)

$$APF = \frac{8.98}{100} \times 2.27 = 0.135 \text{ pies} \quad (\text{tabla 7 apéndice})$$

$$\text{añadiendo } 15\%, APF = 0.135 \times 1.15 = 0.155 \text{ pies.}$$

$$H_s = (28.62 - 24) + 0.155 = 4.775 \text{ pies.}$$

##### b) Línea de descarga

Longitud tubería de descarga = 1200 pies.  
 Longitud equivalente de 2 codos = 8.4 pies.  
 Longitud equivalente válvula de check = 38 pies.  
 Longitud equivalente válvula de compuerta = 2.9 pies.  
 Longitud equivalente total = 1220.3 pies.

$$APF = \frac{1220.3}{100} \times 2.27 = 28.40 \quad APF = 28.40 \times 1.15$$

$$APF = 33.61 \text{ pies}$$

Ensanchamiento súbito:

$$h = \frac{V_1^2}{2g} \quad h = \frac{(8.04)^2}{64.34} \quad h = 0.304 \text{ pies.}$$

$$H_s = 33.61 + 0.304 + (28.62 - 28.62)$$

$$H_s = 204.68 \text{ Pies.}$$

$$c) H_s = 4.78 + 204.68$$

$$H_s = 209.46 \text{ Pies.}$$

### III-e

Calcular la eficiencia volumétrica de una bomba reciprocante con las siguientes condiciones:

tipo de bombas: Triplex.  
Diámetro del Pistón: 3 pg.  
Carrera: 5 pg.  
Líquido bombeado: agua.  
Presión de succión: 0 lb/pg<sup>2</sup>  
Presión de descarga: 1785 lb/pg<sup>2</sup>  
Temperatura de bombeo: 140 °F  
C: 127.42 pg<sup>3</sup>  
D: 35.34 pg<sup>3</sup>  
S: 0.02

C: Volumen muerto sobre el pistón en su carrera superior y las válvulas.

D: Desplazamiento volumétrico del pistón.

S: Deslizamiento de la válvula expresada en valor decimal.

P: Presión de descarga menos presión de succión (lb/pg<sup>2</sup>)

#### Solución

a) La eficiencia volumétrica de una bomba reciprocante basada sobre el volumen expandido a la presión de succión después de haber sido bombeado a la presión de descarga, relativo al desplazamiento del pistón (normalmente llamado sistema abierto) será calculado como sigue:

$$\text{Eficiencia volumétrica} = \frac{1 - P/P_s (1 + C/D)}{1 - P/P_s} - S$$

b) La eficiencia volumétrica, de una bomba reciprocante, basada sobre el volumen bombeado a la presión de descarga (normalmente llamado sistema cerrado), relativo al desplazamiento del pistón, será calculado como sigue:

$$\text{Eficiencia volumétrica} = 1 - P/P_s (1 + C/D) - S$$

En el caso del problema, considerándolo sistema abierto.

De tablas de compresibilidad del agua a condiciones de  $140^{\circ} \text{ F}$   
y  $1800 \text{ lb/pg}^2$  abs se obtiene:

$$\beta t = 3.05 \times 10^{-6}$$

$$EV = \frac{1 - \beta t (1 + c/d) - \beta}{1 - \beta t} - \beta$$

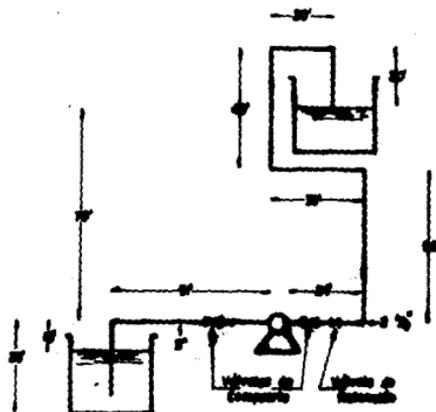
$$EV = \frac{1 - (1785 - 0)(3.05 \times 10^{-6})(1 + 127.42/35.345) - 0.02}{1 - [(1785 - 0)(3.05 \times 10^{-6})]} - 0.02$$

$$EV = 96.02 \%$$

### III.7

Determinar la potencia de una bomba que trabaja con un gasto de 120 gal/min en el siguiente arreglo:

Fluido Agua  
Codos estándar



#### Solución

Primero se determina la longitud equivalente de tubería debida a las válvulas y codos ( tabla 6 apéndice)

Para la succión:

1 codo estándar de 3 pg = 8 pies

1 válvula de compuerta de 3 pg = 3 pies

longitud total de tubería en la succión = 8 + 3 + 25 + 51 = 87 pies.

Para la descarga:

1 válvula de compuerta de 3 pg = 3 pies

1 válvula check de 2 1/2 pg = 2.8 pies

5 codos estándar de 2 1/2 pg = 5(6) = 30 pies

Longitud total de tubería en la descarga :

2.8 + 3 + 30 + 24 + 50 + 40 + 20 + 20 + 30 = 219.8 pies.

Se determina ahora la caída de presión por cada 100 pies de tubería tanto para la succión como para la descarga. (Tabla 7 apéndice)

Para 3 pg el factor es 7.90

Para 2 1/2 pg el factor es 18.5

$$\text{Para la succión} = \frac{87}{100} = 0.87$$

$$\text{Para la descarga} = \frac{220}{100} = 2.20$$

Se calcula ahora la altura equivalente total del agua

$$\text{Succión (7.90)(0.87)} = 40.7 \text{ pie}$$

$$\text{Descarga (18.5)(2.20)} = \frac{0.873 \text{ pie}}{47.573 \text{ pie}}$$

Succión = 10 Pie de columna

Descarga = 70 Pie de columna

$$\text{Altura total} = 47.5 + 3 + 10 + 70 = 127.3 \text{ Pie} \approx 130 \text{ Pies}$$

130 pie de columna de agua  $\hat{=}$  3062.4 cm. de H<sub>2</sub>O

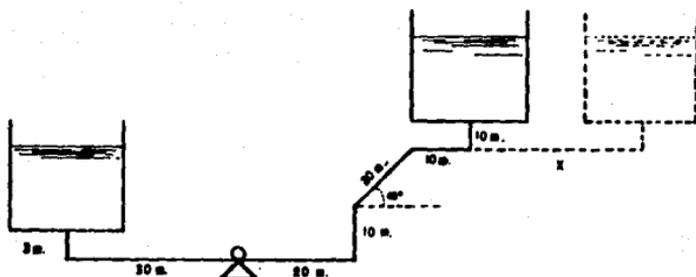
la presión hidrostática es entonces:

$$\begin{aligned} \text{Ph} &= (3062.4)(1) = 3062.4 \text{ gr/cm}^2 \\ &= 96.3 \text{ lb/pg}^2 \end{aligned}$$

Por último la potencia es:

$$\text{HP} = \frac{(96.3)(128)}{1714}$$

$$\text{HP} = 4.11 \text{ [HP]}$$



Se tiene un sistema de bombeo como el mostrado en la figura, en el cual la bomba trabaja a su potencia total.

Por necesidades en el diseño se necesita desplazar el tanque de descarga hacia la derecha una cierta distancia  $x$  (ver figura) manteniendo su nivel constante. Calcular la máxima cantidad de tubería que se puede instalar de tal manera que la bomba siga trabajando a su máxima potencia.

Datos adicionales:

- Potencia de la bomba = 50 HP
- Gasto = 3.75 bl/min constante.
- Fluido manejado agua
- Diámetro tubería de succión = 0.25 pies
- Diámetro tubería de descarga = 0.1666 pies
- Los codos generan una caída de presión equivalente a 3 pies para cada diámetro de tubería.

- Las caídas de presión por fricción se calculan con la siguiente ecuación:

$$P_f = \frac{f \cdot v^2 \cdot L \cdot \gamma}{695640 \cdot D} \quad (\text{En la succión solamente})$$

Donde:

$P_f$  = Caída de presión por fricción lb/pg<sup>2</sup>

$f$  = Factor de fricción, adimensional igual a 0.03 para ambas tuberías.

$L$  = Longitud de tubería, pies

$\gamma$  = Peso específico del fluido, lb/pie<sup>3</sup>

$D$  = Diámetro de la tubería, pg

$V$  = Velocidad del fluido, Pie/min

Solución:

Primera se transforma el gasto a gal/min y se obtiene el valor de  $P$ .

$$q = \left[ 3.75 \frac{\text{bl}}{\text{min}} \right] \left[ \frac{158 \text{ lt}}{1 \text{ bl}} \right] \left[ \frac{1 \text{ gal}}{3.785 \text{ lt}} \right]$$

$$q = 158 \text{ gal/min}$$

$$Pot = \frac{Pq}{1714}$$

$$50 = \frac{P(158)}{1714}$$

$$P = \frac{(50)(1714)}{158}$$

$$P = 542 \text{ lb/pg}^2$$

Para el sistema inicial.

- Succión:

Longitud de tubería sin conexiones = 33 m  $\approx$  109 pies

1 codo  $\approx$  3 pies

Longitud total de la tubería = 109 + 3 = 112 pies

- Descarga:

Longitud de tubería sin conexiones = 70 m  $\cong$  230 pies  
4 codos equivalen a 12 pies  
Longitud total de tubería = 230 + 12 = 242 pies

Además:

$$\gamma = 62.37 \text{ lb/pie}^3$$

Se determina la velocidad en la tubería de succión

$$q = V A$$

$$A = \frac{\pi}{4} (0.25)^2$$

$$A = 0.04908 \text{ pie}^2$$

$$q = \left[ 159 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \right] \left[ \frac{0.1337 \text{ Pie}^3}{1 \text{ gal}} \right]$$

$$q = 21.12 \text{ Pie}^3/\text{min}$$

$$V = \frac{q}{A}$$

$$V = \frac{21.12}{0.04908}$$

$$V = 431 \text{ pie/min}$$

Ahora se calculan las pérdidas de presión por fricción (Pf) en la tubería de succión.

$$Pf = \frac{(0.03)(431)^2(112)(62.37)}{(695640)(0.25)(12)}$$

$$Pf = 18.65 \text{ lb/pg}^2$$

Se obtienen ahora los mismos parámetros anteriores para la tubería de descarga.

$$A = \frac{\pi}{4} (0.1666)^2$$

$$A = 0.022 \text{ pie}^2$$

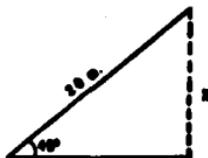
$$V = \frac{21.12}{0.022}$$

$$V = 960 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

$$P_f = \frac{(0.03)(960)^2(242)(62.37)}{(695640)(0.1666)(12)}$$

$$P_f = 300 \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2}$$

De acuerdo al esquema, la presión hidrostática debido a la columna es:



$$H = 30 \cos 60^\circ$$

$$H = 14.14 \text{ m.}$$

La columna total de agua es de:

$$14.14 + 10 + 3 = 27.14 \text{ m.}$$

Entonces:

$$P_h = \frac{\rho \cdot H}{10}$$

$$P_h = \frac{(1)(27.14)}{10}$$

$$P_h = \left[ 2.714 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3} \right] \left[ \frac{14.22 \text{ lb/pg}^2}{1 \text{ Kg/cm}^3} \right]$$

$$P_h = 38.60 \text{ lb/pg}^2$$

El total de la presión es:

$$18.65 + 300 + 38.60 = 357.25 \text{ lb/pg}^2$$

Diferencia de presión:

$$\Delta P = 542 - 357.25$$

$$\Delta P = 184.75 \text{ lb/pg}^2$$

Finalmente:

$$L = \frac{695640 D Pf}{f V^2 \gamma}$$

$$D = (0.1666 \text{ pie}) \left( \frac{12 \text{ pg}}{1 \text{ pie}} \right)$$

$$D = 1.9992 \text{ pg.}$$

$$L = \frac{(695640)(1.9992)(184.75)}{(0.03)(62.37)(960)^2}$$

$$L = (149 \text{ pie}) \left( \frac{0.3048 \text{ m}}{1 \text{ pie}} \right)$$

$$L = 45.41 \text{ m}$$

PROBLEMAS PROPUESTOS

III-9

Una bomba ¿Qué tipo de energía transforma?

III-10

Explicar a que se refiere el término "Carga neta positiva de succión requerida" (NPSHR).

III-11

¿Qué diferencia existe entre la carga neta positiva de succión requerida (NPSHR) y la carga neta positiva de succión disponible (NPSHD)?

III-12

Explicar como se obtiene la presión total y el gasto total de un arreglo de bombas en serie.

III-13

¿Cuándo se selecciona una bomba de simple acción y cuándo una de doble acción?

III-14

¿Cuál es la característica principal de una bomba de desplazamiento positivo?

III-15

Mencionar los diferentes tipos de bombas rotatorias.

III-16

¿Cuáles son las dos partes principales de una bomba centrífuga?

III-17

¿Cuándo se selecciona una bomba centrífuga?

III-18

Explicar a que se refiere el término "índice de velocidad específica" para bombas centrífugas.

III-19

¿Porqué se presenta la cavitación y como se puede eliminar?

III-20

¿Qué problema se presenta si se reduce la presión de vapor de un líquido y como se puede evitar esta condición?

III-21

Mencionar que pérdidas, en la bomba y en el sistema de flujo hacen necesario considerar, eficiencias mecánica, volumétrica e hidráulica.

III-22

Para una bomba centrífuga y siguiendo las leyes de afinidad, escribir las ecuaciones correspondientes al gasto, carga y potencia cuando:

- a) Existe cambio de diámetro solamente
- b) Existe cambio de velocidad solamente
- c) Existe cambio de diámetro y velocidad

**III.23**

Un vacuómetro instalado en la tubería que conduce a una bomba registra un vacío de 12.5 pulgadas de mercurio cuando la presión barométrica es de 14.50 lb/pg<sup>2</sup>. Calcular la presión absoluta correspondiente a ese punto.

Solución

$$P_{abs} = 6.378 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

**III.24**

Una bomba se coloca en un punto de un tanque conteniendo benceno, a una distancia de 6 pies abajo de la superficie del líquido, ¿Cuánto indicaría el manómetro considerando despreciable la P<sub>v</sub> y la caída de presión por fricción?

Solución

$$P_{man} = 3.062 \text{ lb/pg}^2$$

**III.25**

Una bomba de simple efecto tiene un émbolo de diámetro igual a 200 mm y una carrera de 350 mm, la bomba ha de elevar agua de un depósito a otro cuyos niveles se encuentran a 20 m de diferencia. La bomba gira a 50 rpm

Calcular:

- El caudal teórico (gal/min)
- La potencia teórica (HP)
- El gasto si el rendimiento volumétrico es de 0.95 (gal/min)

Solución

$$a) \quad q = 145 \text{ gal/min.}$$

b)  $HP = 2.405 \text{ HP}$

c)  $q = 138 \text{ gal/min}$

III.26

Determinar el gasto en bl/día que maneja una bomba reciprocante dúplex de doble acción en base a los siguientes datos:

$L = 16 \text{ pg}$                        $N = 50 \text{ rpm}$

$D = 6 \text{ pg}$                          $E = 80 \%$

$d = 1/2 \text{ pg}$

Solución

Nota emplear la ecuación:

$$q = \frac{\pi}{4} LNEP (2D^2 - d^2)$$

$q = 10705 \text{ bl/día.}$

III.27

Determinar el área del vástago del pistón de una bomba reciprocante triplex de doble acción que trabaja con los siguientes datos:

$L = 20 \text{ pg}$                        $N = 200 \text{ rpm}$

$D = 8 \text{ pg}$                          $q = 4300 \text{ gal/min.}$

$E = 85 \%$

Solución

$$d = 2 \text{ pg}$$

$$A = 3.1416 \text{ pg}^2$$

III.29

En una estación de bombeo, se tiene una bomba centrífuga con las siguientes características:

$$H = 800 \text{ pies}$$

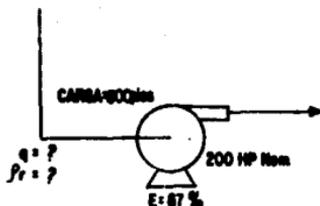
$$Pot = 200 \text{ HPnom}$$

$$\text{Velocidad Específica } N_s = 1.6$$

$$\text{Velocidad de Bombeo } N = 150 \text{ rpm.}$$

$$E = 87 \%$$

Calcular de ser posible el gasto y la  $pr$  del líquido que se está bombeando.



Solución

$$q = 1153 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

$$pr = 0.75$$

III.29

Una bomba tiene una potencia hidráulica de 95 HP y trabaja con una presión de succión de 100 pies y una presión de descarga de 1100 pies.

Esta bomba presenta una fuga en el impulsor de 0.5 bl/min.

- Determinar en estas condiciones la  $pr$  del fluido que maneja la bomba.  $Ev = 95\%$
- Si la  $Ev$  disminuye al 93%, ¿Cuál será la fuga del impulsor?



Solución

- $pr = 0.943$
- $qL = 0.71$  bl/min.

III.30

Una bomba maneja un fluido con  $pr = 0.8$ , de un tanque que se encuentra depresionado a  $175 \text{ lb/pg}^2$ .

La elevación del nivel del líquido en el tanque sobre la succión de la bomba es de 16 pies, las pérdidas por fricción entre el tanque y la succión de la bomba son de  $2 \text{ lb/pg}^2$ , la bomba tiene una carga de 1000 pies y su potencia es de 500 HPnom. Determinar el gasto (gal/min) que puede manejar la bomba y la presión de descarga de la bomba, considerando una eficiencia de 0.95.

Solución

$$q = 2351 \text{ (gal/min)}$$

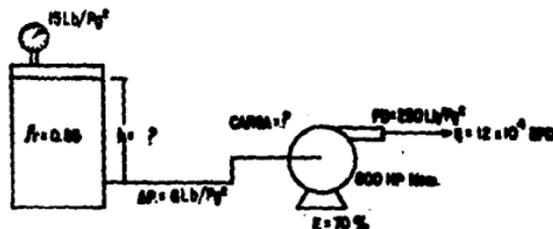
$$P_0 = 525 \text{ lb/pg}^2$$

III-31

Una bomba de 600 HPnom y con eficiencia de 70%, maneja un gasto de 3500 gal/min de un líquido de  $\rho = 0.85$ , que se encuentra en un tanque cerrado con una presión de 15 lb/pg<sup>2</sup>.

Las pérdidas por fricción en la tubería de succión son de 6 lb/pg<sup>2</sup> y la presión de descarga es de 250 lb/pg<sup>2</sup>.

Determinar la carga de la bomba en pies y la altura del nivel líquido sobre la succión de la bomba.



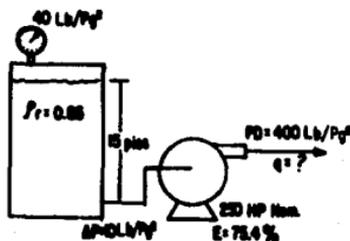
Solución

$$H_b = 559 \text{ [Pies]}$$

$$H = 95 \text{ Pies}$$

III.32

Determinar el gasto que puede manejar una bomba centrífuga que opera bajo las condiciones indicados en la figura.



Solución

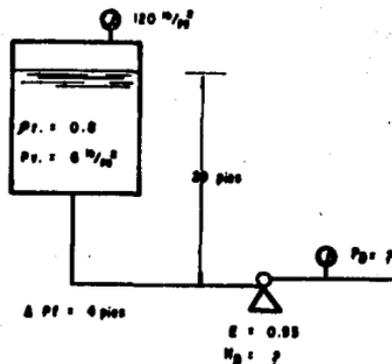
$$q = 30420 \text{ bl/día}$$

III.33

Una bomba de 450 HPnom, se encuentra 20 pies abajo del nivel de líquido de un tanque que contiene fluido de  $p_r = 0.8$  y  $P_v = 6 \text{ lb/pg}^2$ .

Las pérdidas de fricción entre el tanque y la succión de la bomba ascienden a 4 pies.

Si la bomba maneja un gasto de  $169 \text{ lt/seg.}$  encontrar la carga  $H_n$  y la presión de descarga.



Solución

$$H_b = 706.3 \text{ pies}$$

$$P_b = 364 \text{ lb/pg}^2$$

III.34

De un tanque cerrado en una planta localizada sobre el nivel del mar, se toma gasolina a  $100^\circ\text{F}$ .

El nivel de la gasolina en el tanque es de 7 pies sobre la línea de centros de la bomba, las pérdidas por fricción y turbulencias ascienden a 2 pies. Considerando la presión de vaporización de la gasolina de  $7 \text{ lb/pg}^2$  y su gravedad específica de 0.72 ¿Cuál será la carga de succión disponible en el sistema? Considerar presión en el tanque de  $10 \text{ lb/pg}^2$ .

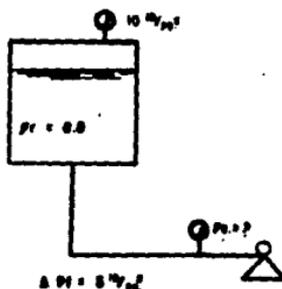
Solución

$$\text{NPSHD} = 14.62 \text{ pies}$$

III.35

Un tanque cerrado, está parcialmente lleno con un fluido de  $\rho_r = 0.8$ .

Calcular la presión 15 pies abajo de la superficie del líquido, que es donde se colocará la tubería de succión de la bomba.

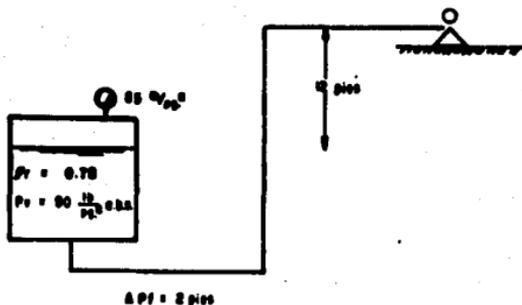


Solución

$$P_s = 12.2 \text{ lb/pg}^2$$

III.36

Determinar la carga de succión disponible de una bomba que está tomando (gas oil) a una temperatura de  $400^\circ\text{F}$  de un tanque cerrado, en el cual la presión manométrica es de  $85 \text{ lb/pg}^2$ . La gravedad específica es de  $0.78$  y su presión de vaporización es de  $90 \text{ lb/pg}^2$  absolutas. La pérdida en la línea de succión es de  $2$  pies y la bomba está localizada  $12$  pies arriba sobre el nivel de aceite en la planta que se encuentra al nivel del mar.



Solución:

$$\text{NPSHD} = 14.73 \text{ pies}$$

### III.37

Una planta localizada a una altitud de 2500 pies (presión atmosférica = 27.5 psHg) tiene un calentador abierto localizado 10 pies arriba de la línea de centros de la bomba. El agua en el calentador tiene una temperatura de 1800 °F. Si la pérdida de carga en la línea, entre el calentador y la bomba es de 1 pie. Determinar la carga de succión disponible.

Solución:

$$\text{NPSHD} = 23.16 \text{ pies}$$

**III.38**

Con los datos del problema III-6, resolver considerando sistema cerrado.

Solución:

$$E_v = 95.49\%$$

**III.39**

Una bomba maneja 5000 gal/min, con una potencia nominal de 500 HP. El fluido de  $\rho = 0.8$  se encuentra en un tanque con presión de  $0 \text{ lb/pg}^2$ , las pérdidas por fricción en el cabezal de succión son  $25 \text{ lb/pg}^2$ , la  $P_v = 12 \text{ lb/pg}^2$ .

Determinar la mínima altura que debe tener el nivel de líquido sobre la succión, si la bomba tiene un NPSH de 50 pies y una eficiencia de 0.95, además determinar  $P_d$ .

Solución:

$$H \geq 156.8 \text{ Pies}$$

$$P_d = 180 \text{ lb/pg}^2$$

**III.40**

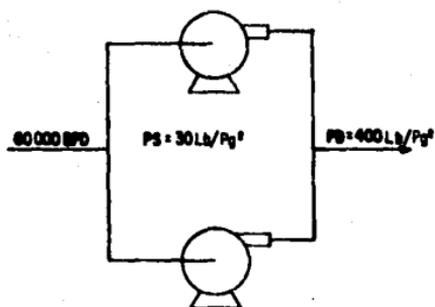
En una estación de bombeo se cuenta con dos bombas centrífugas, las cuales manejan 60000 bl/día, bajo las siguientes condiciones:

$$P_s = 30 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$P_d = 400 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

Cada bomba tiene 250 HPnom.

Determinar la potencia y la eficiencia de la estación de bombeo.



Solución:

$H_{pns1} = 377$

$E = 75.4\%$

#### BIBLIOGRAFIA

- 1- Bombas Teoria, Diseño y Aplicaciones  
Viejo Zubizaray Manuel  
Ed. Limusa Mexico 1975
- 2- Tesis "Bombas y Compresoras en los Campos de Recolección de Hidrocarburos"  
Juárez Dominguez Noe J.  
UNAM México 1988
- 3- Apuntes de clase "Bombeo y Compresión"  
Angel Solano  
UNAM Mexico 1988
- 4- Apuntes de clase "Bombeo y Compresión"  
Francisco Sánchez Arredondo  
UNAM Mexico

## CAPITULO IV

### MOTORES Y TURBINAS

## CAPITULO IV

### MOTORES Y TURBINAS

#### Motores de Combustión Interna

Las máquinas de combustión interna rara vez pueden mejorar a un motor eléctrico desde el punto de vista puramente económico, sin embargo son sumamente importantes para numerosos tipos de instalaciones.

El uso más común se encuentra en áreas aisladas en donde no se cuenta con electricidad, como en el caso de los campos petroleros.

El motor de combustión interna, transforma en energía mecánica, la energía calorífica contenida en el carburante, utilizando directamente el calor desarrollado por la combustión de la mezcla explosiva, que eleva la temperatura y, por consiguiente, la presión de los gases producidos.

Estos gases calientes se expanden rápidamente, empujando una pared móvil (émbolo) que transmite su movimiento a un volante.

Los motores pueden funcionar mediante un ciclo de dos o cuatro tiempos.

Se llama de cuatro tiempos porque necesita, para verificarse, cuatro carreras del émbolo, o sea, dos vueltas completas del árbol motor.

El motor se compone, en esencia, de un cilindro, generalmente vertical, cerrado por su parte superior, en el cual se mueve un émbolo P. A dicho émbolo se articula en D a una biela DC, cuyo otro extremo C va a su vez articulado a una muñequilla del cigüeñal, cuyo eje de giro es O.

Por otra parte, el cilindro tiene dos orificios A y E que pueden cerrarse mediante válvulas accionadas mecánicamente por el mismo motor. Finalmente en la culata del cilindro hay un dispositivo K para el encendido.

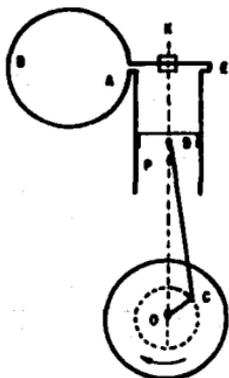


Figura No. 1 ADMISION

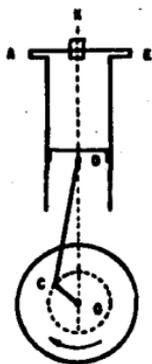


Figura No. 2 COMPRESION

#### **PRIMER TIEMPO: Admisión e Aspiración.**

Suponiendo que el émbolo se halla en la parte superior de su carrera. Cuando el volante se mueve en el sentido indicado por la flecha (fig. 1), el émbolo desciende, produciéndose una depresión en el fondo del cilindro.

Si este espacio vacío entra en comunicación, mediante la válvula A, con una cámara B que contiene una mezcla combustible de aire y vapor de gasolina (manteniendo cerrada la válvula E), el cilindro se irá llenando de aquella mezcla hasta que el émbolo llegue a su punto muerto inferior.

#### **SEGUNDO TIEMPO: Compresión**

El cilindro está lleno de gas, explosivo. En este momento se cierra la válvula A sin modificar la posición de la E (fig. 2).

El émbolo, al ascender, comprimirá el gas en el reducido espacio que queda en el fondo del cilindro. Durante la compresión, la mezcla aire - combustible se hará más homogénea y quedará bien preparada para el encendido.

#### **TERCER TIEMPO: Trabajo**

En el momento en que el émbolo llega a la parte superior de su carrera, se produce una chispa en la bujía K (inflamación por compresión en diesel).

La mezcla se inflama en el interior de la cámara de combustión. La explosión, casi instantánea, requiere un tiempo tan corto, que el volumen ocupado por los gases varía muy poco a pesar de continuar el movimiento de rotación del volante.

Se supone que todo el calor desarrollado por la explosión se invertirá en elevar la temperatura de los productos de la combustión. Su presión será, pues, considerable y el émbolo será violentamente empujado hacia la parte baja del cilindro, arrastrando en su movimiento el codo C y produciendo, por consiguiente, la rotación del volante (fig. 3).



Figura No. 3 TRABAJO

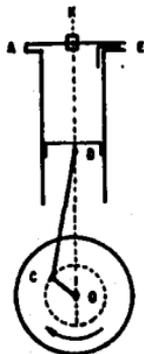


Figura No. 4 ESCAPE

#### **CUARTO TIEMPO: Escape**

Cuando el émbolo ha terminado su carrera descendente, el cilindro está lleno de gases a una presión bastante considerable. Si se abre la válvula E, dichos gases saldrán a la atmósfera empujados por el émbolo, que efectúa su carrera ascendente (fig.4).

Cuando éste ha llegado por segunda vez a la parte alta de su carrera, el cuarto tiempo del ciclo habrá concluido, es decir, se habrá verificado el ciclo completo, empezando nuevamente el primer tiempo.

Como vemos, en el ciclo de cuatro tiempos, sólo uno de ellos cede trabajo, los otros tres lo absorben.

Es pues absolutamente necesario disponer de un volante de gran inercia que mantenga el movimiento del motor durante los tres tiempos en que no se produce trabajo.

En el ciclo de dos tiempos, solo uno de ellos cede trabajo.

Los motores de dos tiempos, completan su ciclo en solo dos carreras del pistón o una revolución del cigueñal; las dos carreras son compresión y potencia.

El proceso de carga y escape, ocurre simultáneamente al final de la carrera.

## **MOTORES ELECTRICOS**

El motor eléctrico se divide en tres partes principales que son:

- a) Estator
- b) Rotor
- c) Partes mecánicas y accesorios

El Estator esta compuesto por los siguientes elementos:

### **CARCAZA**

Es el soporte mecánico del motor y puede ser de fundición de hierro gris ó armada de lámina de acero suave rodada en frío.

### **NUCLEO ESTATOR**

Forma parte del circuito magnético y está constituido por un paquete de laminaciones de acero al silicio con espesores que varían entre 0.45 y 0.65 mm previamente troqueladas con la forma, dimensiones y número de ranuras requerido.

### **BOBINA O DEVANADO**

Ya ensamblados el núcleo y la carcasa, se coloca el devanado, formado practicamente por un conjunto de bobinas simples que integran la parte eléctrica del estator.

### **AISLAMIENTOS**

Existen varias clases de aislamientos dependiendo mucho de los materiales que lo componen y de acuerdo a la temperatura límite que es capaz de soportar un aislamiento sin modificar sus propiedades características.

La mayoría de los motores se fabrican con aislamientos de mica, fibra de vidrio y en algunos casos especiales silicones y resinas.

## AISLAMIENTOS DE RANURA Y FASE

Para impedir cualquier contacto o masa entre las bobinas y el núcleo, se insertan aislamientos que se amoldan a la periferia de las ranuras. En los devanados a dos capas para prevenir posibles cortos circuitos entre los dos lados de la bobina que alberga cada ranura, se sitúa un aislamiento intermedio conocido como separador de ranura.

## CUNAS DE CIERRE O AISLAMIENTO DE CUNAS

Para que los lados de las bobinas no se salgan de las ranuras semiabiertas del estator, estas se cierran con cunas.

## MANGAS Y OTROS

Para aislar los conductores y así poder conectar los grupos de bobinas sin el peligro de existir un cruzamiento entre fases o a tierra, se utilizan las mangas.

## IMPREGNADO

Una vez que se han colocado las bobinas al núcleo, es muy importante someterla a una impregnación con barniz aislante.

Además de las esenciales características aislantes es imprescindible que el barniz tenga las siguientes propiedades:

- Estabilidad térmica
- Resistencia al envejecimiento
- Buena conductividad calorífica
- Máxima penetración
- Mínima concentración
- Elasticidad
- No agresividad hacia los alambres esmaltados
- Resistencia a la centrifugación, a la humedad y a los ácidos.

El Rotor esta compuesto de los siguientes elementos:

#### FLECHA

Es el medio transmisor de la energía mecánica obtenida a la carga aplicada al motor y se manufactura de acero con ligero contenido de manganeso, azufre y fósforo.

#### NUCLEO

El rotor del motor de inducción tipo jaula de ardilla es el tipo más común, simple y robusto, prácticamente indestructible.

#### RODAMIENTOS

Generalmente los rodamientos son de bolas, prelubricados, con una reserva de grasa para funcionar aproximadamente diez mil horas.

El montaje de los rodamientos debe tener en cuenta la dilatación longitudinal que la flecha sufre a consecuencia del calentamiento del rotor.

#### PARTES MECANICAS Y ACCESORIOS

##### TAPAS

Son partes mecánicas de sostén, pues en ellas se alojan los rodamientos o baleros que sirven de apoyo al rotor. Se construyen generalmente de hierro fundido.

##### CAJA DE CONEXIONES

Esta es la pieza que da protección mecánica a las terminales, se construye de fundición de hierro o de aluminio.

## TURBINAS

Una turbina es un dispositivo, en el que el fluido realiza trabajo sobre algún tipo de álabe fijo a un eje rotatorio.

Como resultado el dispositivo produce trabajo que se puede usar para un fin específico.

La expansión isentrópica de un fluido a través de una boquilla produce una corriente de mayor energía cinética. Esta corriente puede hacerse chocar sobre el álabe de una turbina con el objeto de hacerla mover, la corriente realiza trabajo sobre el álabe a expensas de su energía cinética.

Con el objeto de expandir el fluido en etapas y para convertir energía cinética en trabajo se dispone de una serie de boquillas y álabes.

El resultado global del proceso es la expansión de un fluido desde una presión elevada hasta una presión baja con la producción de trabajo en lugar de producir una corriente de alta velocidad.

En lo que respecta a las turbinas hidráulicas, cuando el paso del agua por el rotor se efectúa en dirección radial, las máquinas se llaman radiales, de las cuales el tipo más representativo es la turbina Francis.

Cuando el paso por entre los álabes se hace en la dirección del eje de la máquina, se dice que es del tipo axial, de las que son por ejemplo la turbina Kaplan y la turbina Pelton, aunque a esta última se le clasifica también como turbina tangencial, por la forma particular de ataque del agua al rotor.

Por otra parte, si la turbina aprovecha solamente la energía cinética del agua, se denomina de impulso, de la que es ejemplo característico la turbina Pelton.

Cuando la turbina es capaz de utilizar la energía estática del agua, se llama de reacción, como son las turbinas Francis y Kaplan.

Aparte de las turbinas hidráulicas, se cuenta también con turbinas de vapor y de gas.

En las turbinas de ciclo abierto, que son las más usadas, el gas se genera en la misma unidad en el momento de su utilización, siendo éste el producto de la combustión de un combustible líquido o gaseoso (generalmente un hidrocarburo), con aire a presión, en una cámara o combustor que precede a la turbina propiamente dicha. En realidad, la designación genérica de gas corresponde a una mezcla de diversos gases que son el producto de la combustión. El aire a presión lo procura un compresor accionado por la misma turbina. El aire se toma de la atmósfera y en ésta se descargan los gases de escape.

En las turbinas de ciclo cerrado, el fluido de trabajo circula en circuito cerrado y no hay descarga en la atmósfera.

En cualquier caso se trata de tener un fluido con alta presión y alta temperatura que pueda expansionarse en la turbina propiamente dicha, cediendo su energía termodinámica, la cual se traducirá en trabajo útil en el eje de la máquina.

El motor de turbina de gas de ciclo abierto está constituido esencialmente por el turbocompresor, el combustor y la propia turbina, formando una sola unidad.

Los turbocompresores han estado sujetos a un desarrollo intensivo a fin de lograr la más alta relación de compresión (de 1 a 30) con el mínimo número de escalonamientos posibles. Esto ha exigido mucha investigación en el diseño de los perfiles de Alabes y de los ductos de paso, con objeto de aumentar la transferencia de energía entre máquina y fluido dentro de unas condiciones de buen rendimiento. Al incrementar la presión y la temperatura de salida del aire del turbocompresor, se han hecho necesario encontrar aleaciones que resistan el calor y eviten la fatiga y el desgaste. El más significativo adelanto logrado en los motores de turbina es

el sistema de enfriamiento de los álabes de la propia turbina, tanto del rotor como los del estator, lo que está permitiendo temperaturas de entrada muy altas (hasta 1170 °C) con fuertes incrementos en el rendimiento.

Ciclos teóricos de la turbina de gas.

1) Ciclo Brayton-Joule, se caracteriza por compresión isentrópica, toma de calor a presión constante, expansión isentrópica y expulsión de calor a presión constante. Este ciclo es el más generalizado y casi el único seguido hoy día en las turbinas de gas que se construyen.

2) Ciclo Holzward que difiere del anterior en que la toma de calor se efectúa a volumen constante en un recinto cerrado (cámara de combustión) con válvulas de entrada y salida. Los demás procesos son iguales que en el ciclo Brayton.

3) El ciclo Karavodine, tiene de particular que la cámara de combustión en que se efectúa la toma de calor, está cerrada por un extremo y abierta hacia el lado de la turbina donde se realiza simultáneamente la expansión.

4) Existe también el llamado ciclo Holzward invertido, en el cual la turbina forma parte integral de la cámara de combustión, la cual se halla colocada antes de la válvula de descarga. Este ciclo presenta las ventajas de los ciclos Holzward y Karavodine. La toma de calor se realiza efectuando trabajo a presión constante como en un ciclo Diesel.

Los ciclos con toma de calor a volumen constante, tienen mejores rendimientos que aquellos con toma de calor a presión constante, para el mismo calor puesto en juego, como se prueba en termodinámica. En la práctica, en el caso del Holzward, resulta difícil la combustión instantánea a  $V = cte$ , ya que decae la presión durante la combustión por el efecto de recirculación del calor y se producen pérdidas en la válvula de admisión de la cámara.

En el caso del ciclo Karavodine se logra buen rendimiento a baja relación de presiones (inferiores a 1.5). Además permite arrancar la máquina sin motor auxiliar, iniciando el proceso con una relación de presiones igual a la unidad.

**Análisis termodinámico del ciclo Brayton simple. Rendimiento térmico.**

En el análisis teórico de este ciclo simple se considera que el fluido de trabajo es aire a lo largo de todo el ciclo, el cual sucesivamente va experimentando procesos de compresión isentrópica, toma de calor a presión constante, para regresar al punto de inicio del ciclo.

**Rendimiento térmico del ciclo Brayton.**

Termodinámicamente, el rendimiento térmico de este ciclo está definido por:

$$\eta_t = \frac{W_{\text{ciclo}}}{q_e}$$

esto es, por la relación del trabajo en el ciclo al calor entrando. Aquél se compone del trabajo de la turbina  $W_t$  que es positivo y del compresor  $W_c$  que es negativo, o sea

$$W_{\text{ciclo}} = W_t + (-W_c) = W_t - W_c$$

En procesos de compresión y expansión teóricos, sin fricción, y despreciando los cambios en la energía cinética y potencial, que por lo general son poco sencibles, se tiene

$$W_c = \int_1^2 v \, dp$$

$$W_t = - \int_3^4 v \, dp$$

Si se aplica la 1<sup>ra</sup> ley de la termodinámica a los procesos de compresión y expansión isoentrópicos y de toma de calor  $p = \text{cte}$ , se tiene,

$$W_c = h_2 - h_1$$

$$W_t = h_3 - h_2$$

$$q_e = h_3 - h_2$$

Sustituyendo queda

$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2}$$

forma del rendimiento en función de las entalpías. Pasando a una forma de rendimiento en función de las temperaturas, teniendo en cuenta que el fluido trabaja (aire) es un gas ideal, y considerando constante el calor específico en los diferentes procesos. Así tenemos

$$\eta_t = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{T_3 - T_2}$$

o también

$$\eta_t = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{T_3 - T_2}$$

Una forma sencilla del rendimiento térmico del ciclo Brayton ideal en función solamente de las temperaturas de entrada y salida del proceso de compresión es de la forma:

$$\eta_t = 1 - T_1/T_2$$

El rendimiento, también se puede poner en función de la relación de presiones:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k}}$$

El trabajo neto en el ciclo Brayton es:

$$W_{\text{ciclo}} = W_t - W_c$$

$$W_{\text{ciclo}} = (h_3 - h_2) - (h_2 - h_1)$$

$$W_{\text{ciclo}} = C_p (T_3 - T_2) - C_p (T_2 - T_1)$$

La relación de presiones óptima es:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{Óptimo}} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Este valor de la relación de presiones hace máximo el trabajo neto del ciclo.

Como el exponente es positivo y mayor que la unidad, la relación de presiones puede aumentar si se incrementa la relación de temperaturas  $T_2/T_1$ , esto es, elevando la temperatura de entrada a la turbina  $T_2$ , y reduciendo la temperatura de entrada al compresor  $T_1$ .

Para disminuir la temperatura de entrada  $T_1$ , se procede a enfriar el aire que entra o a dividir la compresión, enfriando entre grupos de escalonamientos.

En el ciclo real de las turbinas de gas, los procesos que experimenta el fluido de trabajo no son reversibles como en el ciclo teórico, sino irreversibles. El fluido de trabajo no es siempre aire como en el teórico, sino que existe también una mezcla de gases producto de la combustión en el combustor; esta mezcla de gases puede considerarse, prácticamente, ideal, o sea, el fluido de trabajo es, en todo el ciclo, gas ideal.

El más común es el ciclo abierto en el cual el aire se toma de la atmósfera, reintegrando a ésta los gases al salir de la turbina.

PROBLEMAS RESUELTOS

IV.1

En un motor (ciclo Otto ideal), la presión de succión es de 14.5 lb/pg<sup>2</sup> abs, la temperatura al comienzo de la compresión es de 100 °F y la máxima presión al final de la combustión es de 300 lb/pg<sup>2</sup> abs, a una temperatura de 2000 °F ; encontrar:

- La presión al final de la compresión
- La temperatura al final de la compresión
- La eficiencia térmica
- El espacio muerto en % de carrera

Considerar  $n = k = 1.40$

Solución

De la ecuación:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$T_2 = 560 \left( \frac{P_2}{14.5} \right)^{\frac{0.4}{1.4}} \quad \dots(1)$$

De la ecuación de los gases perfectos

$$\frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_1 V_1}{T_1}$$

haciendo  $V_2 = V_1$  por ser ciclo Otto ideal

$$T_2 = \frac{P_2 T_1}{P_1}$$

$$T_2 = 2460 \left( \frac{P_2}{300} \right) \quad \dots(2)$$

Resolviendo por ecuaciones simultaneas (1) y (2)

$$560 \left( \frac{P_2}{14.5} \right)^{0.2897} = 2460 \left( \frac{P_2}{300} \right)$$

$$260.85 P_2^{0.2897} = 8.2 P_2$$

$$P_2^{-0.7143} = 0.031435$$

$$P_2 = 127 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$b) T_2 = 2460 \left( \frac{127}{300} \right)$$

$$T_2 = 1041.4 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$T_2 = 581.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$c) E_T = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$E_T = 1 - \frac{560}{1041.4}$$

$$E_T = 46.2\%$$

$$d) P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^n$$

Considerando el desplazamiento del pistón = 1, entonces:

$$V_1 = V_2 + 1$$

Sustituyendo:

$$\frac{127}{14.5} = \left( \frac{V_2 + 1}{V_2} \right)^{1.4}$$

$$V_2 = 27\%$$

#### IV.2

Un motor con turbina de gas, que funciona con ciclo Brayton teórico, admite aire al compresor a  $14.5 \text{ lb/pg}^3$  y  $15^\circ\text{C}$ , saliendo de éste a  $116 \text{ lb/pg}^3$ .

La temperatura máxima del ciclo es de  $900^\circ\text{C}$ , suponiendo valores teóricos constantes de:

$$C_p = 1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{K}} \quad \text{y} \quad K = 1.4$$

Calcular

- a) Presión, temperatura y volumen específico en los cuatro vértices del ciclo.
- b) El trabajo del compresor
- c) El trabajo de la turbina
- d) Calor extraído por Kg de aire.
- e) Trabajo neto en el ciclo
- f) Rendimiento térmico

Solución

a) Propiedades del aire en los cuatro vértices del ciclo.

$$1.- \quad P_1 = 14.5 \text{ lb/pg}^2$$

$$T_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C} \quad ; \quad T_1 = 288 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$V_{s1} = \frac{RT_1}{P_1}$$

$$R = 10.732 \left[ \frac{\text{lb/pg}^2 \cdot \text{Pie}^3}{\text{lb} \cdot \text{ }^\circ\text{R}} \right]$$

$$V_{s1} = \frac{(10.732)(288)}{14.5}$$

$$V_{s1} = 213.16 \left[ \frac{\text{Pie}^3}{\text{lbmol}} \right]$$

$$2.- \quad P_2 = 116 \text{ lb/pg}^2$$

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_2 = 288 \left( \frac{116}{14.5} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$T_2 = 522 \text{ }^\circ\text{K} \quad ; \quad T_2 = 249 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_{s2} = \frac{(10.732)(522)}{116}$$

$$V_{s2} = 49.294 \frac{\text{Pie}^3}{\text{lb}}$$

$$3.- \quad P_3 = P_2 = 116 \text{ lb/pg}^2$$

$$T_3 = 900 \text{ }^\circ\text{C} \quad ; \quad T_3 = 1173 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$V_{s3} = \frac{(10.732)(11.73)}{116} \quad ; \quad V_{s3} = 109.5 \frac{\text{Pie}^3}{\text{lb}}$$

$$4.- \quad P_4 = P_1 = 14.5 \text{ lb/pg}^2$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_4 = 1173 \left( \frac{14.5}{116} \right)^{0.28571}$$

$$T_4 = 648 \text{ } ^\circ\text{K} ; T_4 = 375 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$V_{s_4} = \frac{(10.732)(648)}{14.5} ; V_{s_4} = 479.61 \frac{\text{Pie}^3}{\text{lb}}$$

b) Trabajo del compresor

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p (T_2 - T_1)$$

$$W_c = (1)(522 - 288)$$

$$W_c = 234 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

c) Trabajo de turbina

$$W_t = h_3 - h_4 = C_p (T_3 - T_4)$$

$$W_t = (1)(1173 - 648)$$

$$W_t = 525 \text{ KJ/Kg}$$

d) Calor entrando

$$Q_e = h_3 - h_2 = C_p (T_3 - T_2)$$

$$Q_e = (1)(1173 - 522)$$

$$Q_e = 651 \text{ KJ/Kg}$$

e) Trabajo neto en el ciclo

$$W_{\text{ciclo}} = W_t - W_c$$

$$W_{\text{ciclo}} = 525 - 234$$

$$W_{\text{ciclo}} = 291 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

f) Rendimiento termico

$$\eta = \frac{W_{\text{ciclo}}}{Q_e}$$

$$\eta_l = \frac{291}{651}$$

$$\eta_l = 44.7\%$$

#### IV-3

Determinar el desplazamiento por minuto del pistón; requerido para lograr una potencia de 1000 HP, en un motor monocilindrico, de 4 ciclos, la relación de compresión es de 6-1.

El poder calorífico del combustible es de 60 BTU/Pie<sup>3</sup>, la eficiencia volumétrica es de 80%, la eficiencia térmica ideal es de 35%, la eficiencia relativa es de 75% y la eficiencia mecánica es de 85%.

#### Solución

La ecuación empleada es la siguiente:

$$HP = (K) (desp) (QP) (EV) (E_i) (ER) (EM)$$

- k = Constante para motor de cuatro ciclos =  $5.89 \times 10^{-2}$   
desp = Desplazamiento por minuto  
Qp = Poder calorífico del combustible (BTU/Pie<sup>3</sup>)  
Ev = Eficiencia volumétrica  
E<sub>i</sub> = Eficiencia real  
ER = Eficiencia relativa  
EM = Eficiencia mecánica

$$Desp = \frac{1000}{(5.89 \times 10^{-2})(60)(0.80)(0.35)(0.75)(0.85)}$$

$$Desp = 15850$$

#### IV.4

La resistencia del inducido de un motor en serie conectado a una línea de 120 V es de 0.08  $\Omega$ . Calcular la fce<sub>m</sub> y la potencia mecánica cuando la corriente que circula por el inducido es de 50 A

#### Solución

$$\begin{aligned} fce_m &= \text{Tensión de la línea} - \text{caída de tensión en el inducido} \\ &= V - RI \end{aligned}$$

Sustituyendo:

$$fce_m = 120 - [(0.08) (50)]$$

$$fce_m = 116 \text{ Volts.}$$

Potencia = fuerza electromotriz x corriente del inducido

$$\text{Potencia} = fce_m \times I$$

Sustituyendo:

$$\text{Potencia} = (116) (50)$$

$$\text{Potencia} = 5.8 \text{ Kw}$$

#### IV.5

Las resistencias del inductor e inducido de un motor "Shunt" conectado a una línea de 120 V son de 150  $\Omega$  y 0.20  $\Omega$  respectivamente.

Si se sabe que la corriente que absorbe la línea es de 30 A

Calcular:

- La intensidad que circula por el inductor y por el inducido
- La  $f_{cem}$
- La potencia mecánica y el rendimiento eléctrico del motor.

Solución

a) De la ecuación:  $I_t = I + I_i$   
 $I_t = 30 \text{ A}$

Entonces:  $30 = I + I_i$  .....(1)

Además:  $I_i = V/R_i$

Sustituyendo valores:

$$I_i = 120/150$$

$$I_i = 0.8 \text{ A}$$

Sustituyendo y despejando de la ecuación (1)

$$I = 30 - 0.8$$

$$I = 29.2 \text{ A}$$

b) De la ecuación:

$$I = \frac{V - f_{cem}}{R}$$

$$f_{cem} = V - IR$$

Sustituyendo valores:

$$f_{cem} = 120 - (29.2) (0.20)$$

$$f_{cem} = 114.16 \text{ V}$$

$$c) \text{ POTENCIA MECANICA} = I \times f_{cem}$$

Sustituyendo:

$$\text{POT. MEC.} = (29.2) (114.16)$$

$$\text{POT. MEC.} = 3.3 \text{ Kw}$$

$$d) \text{ RENDIMIENTO ELECTRICO} = \frac{\text{Potencia de Salida}}{\text{Potencia de entrada}}$$

$$\text{POT. ENT.} = VI$$

$$\text{POT. SAL.} = \text{POT. ENT.} - \text{PERDIDA DE POTENCIA}$$

$$\text{PERDIDA DE POTENCIA} = \text{PERDIDAS EN INDUCTOR} + \text{PERDIDAS EN INDUCIDO}$$

$$\text{PERDIDAS EN INDUCIDO} = R_1 I^2$$

$$\text{PERDIDAS EN INDUCTOR} = R_1 I_1^2$$

Sustituyendo:

$$\text{PERD. INDUCIDO} = (0.20) (29.2)^2 = 170.53 \text{ W}$$

$$\text{PERD. INDUCTOR} = (150) (0.8)^2 = 96 \text{ W}$$

$$\text{PERDIDA DE POTENCIA} = 170.53 + 96$$

$$= 266.53 \text{ W}$$

$$\text{POT. ENT.} = (120) (30)$$

$$= 3.6 \text{ Kw}$$

$$\text{POT. SAL.} = 3600 - 266.53$$

$$= 3.3 \text{ Kw}$$

$$\text{REND. ELEC.} = \frac{3.3}{3.6}$$

$$= 92.6\%$$

#### IV.6

A una turbina entra gas a 1240.3 °F y 75 lb/pq<sup>2</sup> abs expandiéndose después a 62 lb/pq<sup>2</sup> abs en la primera fase de reacción.

Asumiendo que la energía cinética entrando y saliendo en la fase de la misma.

Calcular la temperatura final de la fase, considerando que la eficiencia es de 85%.



#### Solución

$$T_1 = 1240.3 + 459.7$$

$$= 1700 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$P_1 = 75 \text{ lb/pq}^2$$

$$P_2 = 62 \text{ lb/pq}^2$$

Con estos valores obtenemos:

$$K = 1.342$$

$$\eta = \frac{1 - (T_2/T_1)}{1 - (P_2/P_1)^{(K-1)/K}}$$

Despejando:

$$T_2 = (1 - \eta (1 - (P_2/P_1)^{(K-1)/K})) T_1$$

Sustituyendo valores:

$$\frac{K-1}{K} = 0.25484$$

$$T_2 = (1 - 0.85 (1 - (62/75)^{0.25484})) 1700$$

$$T_2 = 1631.6 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$T_2 = 1171.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

IV-7

Calcular la eficiencia de el ciclo Bravton y del ciclo Bravton regenerativo para relaciones de presión de 2, 6 y 10, a temperatura de entrada igual a 530 °R

a) Para temperatura de salida igual a 1200 °R

b) Para temperatura de salida igual a 2000 °R

Usar  $K = 1.39$  para el aire y condiciones invariables alrededor del ciclo.

Solución

$$\eta_b = 1 - \frac{1}{r^{(K-1)/K}}$$

Sustituyendo:

$$\eta_b = 1 - \frac{1}{2^{0.2804}} = 17.7\%$$

$$\eta_b = 1 - \frac{1}{6^{0.2804}} = 39.5\%$$

$$\eta_b = 1 - \frac{1}{10^{0.2804}} = 47.6\%$$

Para el ciclo regenerativo

$$\eta_{reg} = 1 - \left[ T_1/T_2 r^{(K-1)/K} \right]$$

$$\begin{aligned} \text{a) } T_1/T_2 &= 530/1200 \\ &= 0.44167 \end{aligned}$$

$$\eta_{\text{max}} = 1 - (0.44167) (2^{0.2806}) = 46.3\%$$

$$\eta_{\text{max}} = 1 - (0.44167) (6^{0.2806}) = 26.9\%$$

$$\eta_{\text{max}} = 1 - (0.44167) (10^{0.2806}) = 15.7\%$$

b)  $T_1/T_2 = 0.265$

$$\eta_{\text{max}} = 1 - (0.265) (2^{0.2806}) = 67.8\%$$

$$\eta_{\text{max}} = 1 - (0.265) (6^{0.2806}) = 56.2\%$$

$$\eta_{\text{max}} = 1 - (0.265) (10^{0.2806}) = 49.4\%$$

PROBLEMAS PROPUESTOS

IV.8

¿Porqué son importantes los motores de combustión interna en la industria petrolera?

IV.9

De que partes básicas se compone un motor de combustión interna.

IV.10

Explicar en cuanto a funcionamiento. ¿Cuáles son las características esenciales de los motores Diesel?

IV.11

Explicar a que se llama motor Diesel de dos tiempos.

IV.12

Para que aplicaciones es adecuado el motor Diesel de dos tiempos.

IV.13

Explicar las principales diferencias que existen entre un motor Diesel y uno de gasolina.

**IV-14**

¿Cuáles son los usos más comunes de los motores eléctricos en la industria petrolera y que ventajas ofrecen en su funcionamiento?

**IV-15**

Mencionar las partes más importantes de un motor eléctrico de corriente directa.

**IV-16**

¿Cuáles son los usos más comunes de las turbinas de gas en la industria petrolera?

**IV-17**

Explicar mediante diagramas Presión - Volumen específico y Temperatura - Entropía, el ciclo Brayton ideal.

**IV-18**

Explicar a grandes rasgos el principio básico de operación de una turbina de gas.

**IV-19**

Explicar el proceso que ocurre en el interior de una turbina de gas para lograr un alto rendimiento.

IV.20

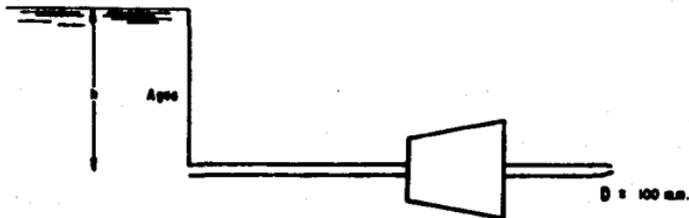
¿Cuál es la diferencia básica entre una turbina de gas de ciclo cerrado y una de ciclo abierto?

IV.21

¿Por medio de qué dispositivos puede ser conectado un motor eléctrico, turbina o motor de combustión interna, a una bomba o compresor?

IV.22

De la turbina mostrada en la figura, calcular la carga  $H$  que producirá un régimen de flujo de 85 lt/seg y una producción de 15 KW.

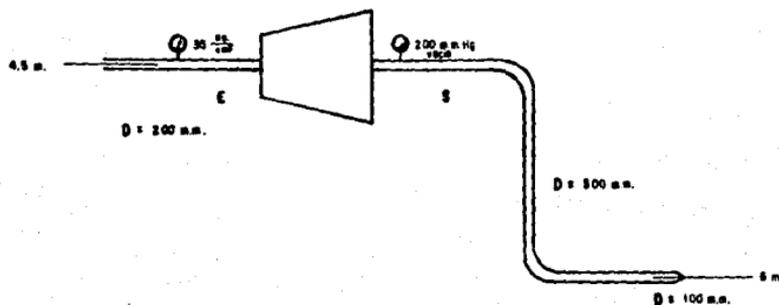


Solución

$$H = 59.09 \text{ Pie}$$

IV-23

Calcular, despreciando las pérdidas de presión, la potencia que desarrolla la turbina hidráulica de la figura.



Solución

Nota: Utilizar la ecuación de Bernoulli generalizada y la ecuación de continuidad.

$$H = 354.562 \text{ m}$$

$$N = 996.55 \text{ (Cv)}$$

**IV-24**

A un cilindro de  $12 \times 18 \frac{1}{4}$  pg, de un motor diesel de 2 tiempos y acción sencilla, se le suministran 750 lb de aire por hora, cuando opera a 100 rpm, la presión atmosférica es de 29.44 pgHg y la temperatura de  $60^{\circ}\text{F}$ .

Encontrar la eficiencia volumétrica del cilindro.

Solución

$$E_v = 70.68\%$$

**IV-25**

Un motor de corriente continua conectado en serie a una línea de 110 V, consume una corriente de 15 A y tiene una  $f_{cem}$  de 104 V. Calcular la resistencia del motor.

Solución

$$R = 0.4 \Omega$$

**IV-26**

Un motor eléctrico de 120 V, tiene una resistencia interna de  $1.5 \Omega$ . Cuando está funcionando requiere una corriente de 12 A.

¿Cuál es la fuerza contraelectromotriz que genera?.

Solución

$$f_{cem} = 102 \text{ V.}$$

**IV-27**

Un motor en serie cuyo inducido tiene una resistencia de  $0.05 \Omega$ , se conecta a una línea de 120 V.

Calcular:

a) La corriente en el inducido en el instante inicial, es decir, antes de que se establezca una f.c.e.m.

b) La fuerza electromotriz generada cuando la corriente en el inducido es de 20 A.

Solución

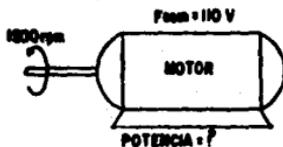
$$I = 2400 \text{ A.}$$

$$f_{c.e.m.} = 119 \text{ V.}$$

IV.28

Un motor tiene una fuerza electromotriz de 110 V y una corriente del inducido de 90 A. girando a 1500 rpm.

Determinar la potencia del motor.



Solución

$$P_{ot} = 9900 \text{ W}$$

$$P_{ot} = 9.9 \text{ KW}$$

IV.29

Un motor de corriente continua, con el rotor y las bobinas de campo conectadas en serie, tiene una resistencia interna de  $2\ \Omega$  y consume una corriente de  $4\ \text{A}$  cuando funciona en una línea de  $120\ \text{V}$ .

- a) ¿Cuál es el fem del motor?
- b) ¿Cuál es la potencia suministrada al motor?
- c) ¿Cuál es la energía disipada?
- d) ¿Cuál es la potencia mecánica desarrollada?

Solución

- a)  $fem = 112\ \text{V}$ .
- b)  $P_{\text{or}} = 480\ \text{W}$ .
- c)  $E_d = 32\ \text{W}$
- d)  $P_{\text{or mec}} = 448\ \text{W}$

IV.30

Un motor Shunt (paralelo) se conecta a una línea de  $120\ \text{V}$  siendo su fem de  $115\ \text{V}$ . Las resistencias del inductor y del inducido son de  $150\ \Omega$  y  $0.25\ \Omega$  respectivamente.

Calcular

- a) Las corrientes  $I$  en el inducido,  $I_1$  en el inductor y la corriente total  $I$  absorbida por el motor.
- b) La potencia total absorbida por el motor.
- c) La potencia pérdida en el inductor y en el inducido
- d) El rendimiento eléctrico del motor, teniendo en cuenta, únicamente, las pérdidas en el inductor y en el inducido.

### Solución

- a)  $I = 20 \text{ A}$   
 $I_i = 0.80 \text{ A}$   
 $I_T = 20.80 \text{ A}$
- b)  $POT \text{ ENTRADA} = 2496 \text{ W}$
- c)  $\Delta P_{ori} = 96 \text{ W}$   
 $\Delta P_{or} = 100 \text{ W}$
- d)  $Rend. \text{ Elect.} = 92.1 \%$

#### IV.31

Por una turbina hidráulica circula un caudal de  $3 \text{ m}^3/\text{seg.}$   
A la entrada de la turbina, en la tubería de  $1 \text{ m}$  de diámetro, un manómetro marca una presión  $51.4 \text{ lb/ppg}^2$ . A la salida de ésta en la tubería de  $1.5 \text{ m}$  de diámetro un vacuómetro marca una presión de  $150 \text{ mmHg}$  por debajo de la presión atmosférica.

La salida de la turbina se encuentra  $5 \text{ m.}$  más baja que la entrada y la energía perdida por rozamientos entre éstas asciende a  $10 \text{ m.}$

Calcular la potencia suministrada por la turbina despreciando todas las demás pérdidas.

### Solución

Nota : Utilizar la ecuación de Bernoulli generalizada.

$$H_u = 33.8 \text{ (m)}$$

$$N = 1352 \text{ (Cv)}$$

#### IV.32

En un ciclo cerrado, aire a  $70.3^{\circ}\text{F}$  y  $100 \text{ lb/pq}^2 \text{ abs.}$  es comprimido isentrópicamente a  $400 \text{ lb/pq}^2 \text{ abs.}$  entonces es calentado hasta  $1140.3^{\circ}\text{F}$ .

Después se expande isentrópicamente en una turbina de poder a una presión de  $100 \text{ lb/pq}^2 \text{ abs.}$

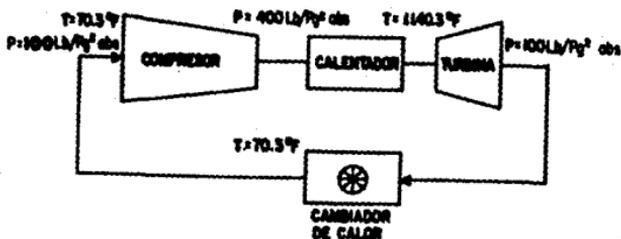
El aire caliente residual de la turbina entra a un enfriador de agua para remover el calor y dejar la temperatura en  $70.3^{\circ}\text{F}$ .

Para un ciclo ideal esto representaría un simple sistema cerrado de una turbina de gas trabajando en un medio continuo bajo presión.

Calcular

- a) El trabajo de compresor
- b) El calor agregado
- c) El trabajo de la turbina
- d) El calor removido
- e) La eficiencia del ciclo interno

Considerar el sistema adiabático con calor libre en los alrededores.



**Solucion**

- a) Trabajo de la compresora = 61.701 BTU/lb
- b)  $Q_A = 207.599 \text{ BTU/lb}$
- c)  $W_t = 127.562 \text{ BTU/lb}$
- d)  $Q_R = 141.738 \text{ BTU/lb}$
- e)  $\text{EPR} = 31.7\%$

**IV-33**

Una turbina absorbe un caudal de  $5 \text{ m}^3/\text{seg}$ . La lectura del manómetro es de 10 mca (metros de columna de agua) y la del manómetro de salida es de -4 mca.

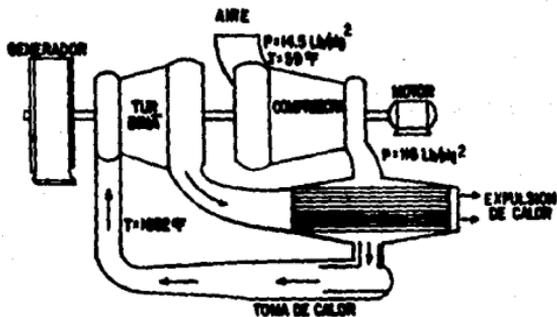
El rendimiento de la turbina que se supondrá limitada por las secciones de entrada y salida, es de 75%,  $2x - 2s = 2m$ , diámetro de la tubería de entrada = 1 m, diámetro del tubo de aspiración = 150 cm.

Solución

Nota : Utilizar la ecuación de Bernoulli.

$$H = 17.66 \text{ (m)}$$

$$N = 883 \text{ (cv)}$$



## BIBLIOGRAFIA

### CAPITULO IV

- 1- "Ingeniería Termodinámica"  
William C Reynolds  
McGraw-Hill Mexico 1960
- 2- "Motores de Combustión"  
Lichty G Harry  
Prentice - Hall España 1970
- 3- "Gas Turbine Analysis and Practice"  
Jennings and Rogers  
McGraw-Hill USA 1953
- 4- "Teoría y Problemas de Termodinámica"  
Michel M Abbot  
McGraw-Hill México 1975
- 5- "Mecánica de los Fluidos e Hidráulica"  
Ronald U. Giles  
McGraw-Hill México 1985
- 6- "Teoría y Problemas de Física General"  
Daniel Schaum, B. S  
McGraw-Hill Mexico 1971
- 7- "Internal Combustion Engines"  
Degler K John  
McGraw-Hill USA 1968

## CAPITULO V

### ANALISIS ECONOMICO

## CAPITULO V ANALISIS ECONOMICO

Dentro de la ingeniería de producción el principal objetivo es la producción con la máxima eficiencia en la operación de los pozos productores perforados.

Para alcanzar este fin, no solamente debe conocer cómo analizar e interpretar el comportamiento del pozo, sino que debe ser capaz de descifrar y verter los resultados de la interpretación y el curso de acción a dólares para asegurar que la recomendación hecha a la acción tomada es la que conduce al máximo beneficio.

El valor bruto del aceite  $v$  es el precio que se recibe en campo por el aceite vendido.

Los costos por barril  $C$  son los costos que se cargan contra un barril de aceite y que dependen directamente de la producción de dicho barril.

Costos fijos  $F$  son los costos que no tienen cambio cuando la producción se reduce o se suspende durante un corto periodo.

El valor neto del aceite  $U$  es el valor bruto del aceite menos los costos por barril.

En un proyecto de capital fresco se requiere una inversión inicial de capital para la planta y otras instalaciones, por ejemplo una estación de bombeo entre un campo petrolero y una refinería. Este proyecto inicia de un tiempo  $A$  a otro  $B'$  donde el dinero se invierte en el proyecto hasta que, en el máximo, la pérdida acumulativa alcanza las proporciones ilustradas por  $BB'$  aquí será la inversión total del capital.

$OD'$  es la utilidad final o ganancia

$B'D'$  es la vida económica del proyecto

$B'C$  es el periodo de cancelación o periodo de recuperación. En el tiempo  $D'$  el proyecto llega a ser antieconómico para continuar.

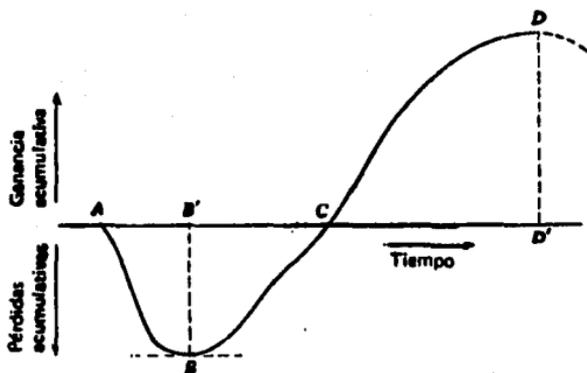


Figura 5.1

El valor presente PDV es una suma de dinero que depende de la tasa de interés usada, si una suma de dinero  $P$  se invierte en  $n$  años a una tasa de interés anual  $r$  (expresada en fracción), entonces, al final del periodo habrá aumentado a  $P(1+r)^n$ . Entonces puede decirse que  $P$  es el PDV de  $P(1+r)^n$  pagadero en  $n$  años o, en otras palabras, el PDV de una suma de dinero  $In$ , pagadero en  $n$  años es:

$$PDV = \frac{In}{(1+r)^n}$$

donde  $1/(1+r)^n$  es el factor de descuento, actualizado o diferido.

#### Efectos de la inflación:

Se supone que la inflación procede a una tasa anual  $f$  (expresada como un decimal). Esta tasa se toma para significar que una suma de dinero  $P$  ahora tendrá, en un año, un poder de compra de solamente  $P/(1+f)$ . Se concluye que una suma de dinero  $P$

invertida el día de hoy a una tasa de interés  $r$  tendrá un poder de compra en un año de:

$$\text{Poder de compra} = P \frac{1+r}{1+f}$$

o también poder de compra =  $P(1+r-f)$ .

#### Sobre el PDV:

Supóngase que se invierten \$100 a una tasa anual de interés del 12%, pero que la inflación fuera del 8% anual. Entonces la suma de \$100 invertidos ahora tendrían un poder de compra de \$104 (valor actual) en el tiempo de un año.

Pero \$112 pagaderos en el tiempo de un año pueden tener también un poder de compra de \$104 (al día de hoy), de modo que, desde el punto de vista del poder de compra en el tiempo que el dinero será pagado, el PDV de \$112 pagaderos en el tiempo de un año es de \$100. Es decir:

$$\text{PDV} = \frac{P}{(1+r)^n}$$

Se concluye que la inflación no afecta los cálculos del PDV.

Efectos del PDV en el análisis de proyectos.

Supóngase que el período de inversión es corto, tal vez, menos de un año, de modo que el problema de descuento o actualización sobre este período no tiene lugar. Se expresara todas las inversiones y recuperaciones a un instante común que sera el punto B' de la figura 5-1, en el cual el proyecto principia a tener un ingreso neto (positivo). Si se tienen varias curvas de utilidades acumulativas contra el tiempo que podrían obtenerse de un proyecto en cuatro casos diferentes, a saber, ingresos no actualizados e ingresos actualizados a 1, 5 y 10% anual (figura 5-2).

El orden en el cual aparecen las curvas en la gráfica es evidente por sí mismo cuando se recuerda que en los ingresos futuros actualizados, el ingreso en el año  $n$  tiene que multiplicarse por un factor  $1/(1+r)^n$ , el cual siempre es menor de uno y que disminuye conforme aumenta  $n$ . Se podrá notar que la ganancia

actualizada disminuirá y el período de recuperación actualizado aumenta conforme se incrementa la tasa de descuento.

Usando valores sin actualizar conduce a resultados excesivamente favorables al proyecto (ganancia más alta, período de cancelación más corto), también hay una desventaja mayor en el uso de valores actualizados. La incertidumbre de qué tasa de descuento se debe emplear, dentro de una compañía habrá diferencias considerables de opinión en relación a la tasa de descuento que debe usarse. Una posibilidad es presentar el período de recuperación no actualizado y de ganancias; Ya que, en esta forma se evita cualquier incertidumbre respecto a la tasa de descuento más cercana a la realidad o sus posibles variaciones.

#### Tasa de retorno.

Considerando la figura 5-2 conforme aumenta la tasa  $r$  de descuento arriba del 10 % anual, el punto  $D$  se aproximará a  $D'$ , y para algún valor  $R$  de la tasa de descuento el punto  $D$  coincidirá con el punto  $D'$ . Este valor de  $R$  se define como la tasa de interés sobre el capital invertido.

#### Gasto de capital a largo plazo.

En cualquier proyecto de gran escala y, en particular, para el período de exploración que procede al descubrimiento de un campo petrolero, el gasto se contrae en un tiempo considerable, surge la pregunta de cuándo debe considerarse que se inicia el proyecto.

La inversión total de capital es independiente del punto inicial, y el PDV del capital total de inversión puede determinarse cualquier día que pueda escogerse, una vez que se ha convenido la tasa de descuento.

En forma similar, el período de inversión, las utilidades, el período de recuperación y la vida útil del proyecto son independientes del punto de inicio.

La tasa de retorno, sin embargo depende del punto inicial que se ha usado en el cálculo. Supongase que se invierte hoy \$1 y en un año más rinde otro \$1. La figura 5-3 muestra los gastos anuales.

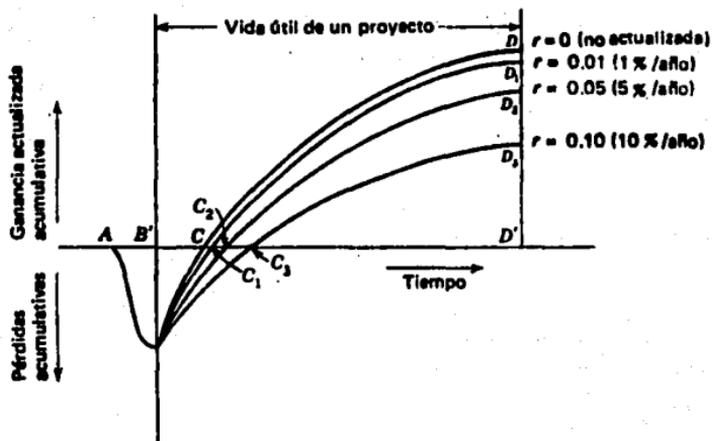


Figura 5.2

Si A se toma como el punto inicial, la tasa de retorno R se obtiene por medio de la ecuación

$$1 = \frac{1}{1 + R} + \frac{1}{(1 + R)^2}$$

Donde el primer miembro de la ecuación es el PDV del gasto y el segundo miembro de la ecuación es el PDV de los ingresos netos, el día actual se toma como el punto inicial A y R se usa como la tasa

de descuento o de actualización.

Esta ecuación lleva a un valor para R de 0.618 O 61.8 % anual.

Por otra parte, si B' se toma como el punto inicial, el gasto se habrá hecho hace un año, de modo que el PDV de ese gasto en el tiempo B' será  $1/(1+r)$ , donde r es la tasa de interés. Esto debe ser igual al PDV de los ingresos netos descontados a la tasa de retorno R. La ecuación para R es entonces.

$$1 + r = 1 + \frac{1}{1 + R}$$

Si r se toma como 0.1 (10 % anual), R será 9 o 900 % anual. Por lo tanto, la elección del punto inicial puede afectar considerablemente la tasa calculada de retorno. Si A se toma como el inicio del proyecto, todos los gastos de capital se cargarán a la tasa de retorno en el cálculo de ésta.

Si el PDV del capital total invertido en dos proyectos es el mismo y si la historia de las ganancias de los dos proyectos es también la misma, entonces, los dos proyectos deben tener la misma tasa de retorno.

La historia de la inversión no interviene, excepto en lo que respecta a la determinación del PDV del capital total invertido. Puede parecer lógico, por lo tanto, usar el punto B' como el punto inicial del proyecto, para acumular todos los gastos anteriores en este punto como el poder adquisitivo de la compañía con objeto de obtener el PDV del capital invertido en el punto B', y calcular entonces la tasa de retorno.

#### Aceleración de proyectos.

Un proyecto de aceleración puede definirse como un proyecto aplicado a una empresa ya existente y que rinde beneficios con objeto de adelantar en tiempo los futuros ingresos netos. Se hace la suposición básica de que el proyecto de aceleración no causa alteraciones en el ingreso neto sin descuento acumulativo que se

va a recibir. Desde el punto de vista de la industria petrolera, la suposición puede implicar que no hay cambio en la producción final acumulativa y la reducción de la vida de operación de cada pozo. Condiciones que no se dan en la práctica aunque la segunda condición es un factor en favor de un proyecto de aceleración, particularmente en un yacimiento donde la corrosión es tan elevada que se pueden esperar que se presenten dificultades graves en las tuberías de producción y revestimiento en una vida larga de producción.

La justificación económica de la aceleración descansa en el hecho de que el ingreso acelerado se gana en menos años que el no acelerado.

**Reducciones o aumentos a corto plazo en la producción.**

Frecuentemente, es de interés para el personal de operación conocer el costo de hacer producir un pozo durante un período corto o el costo de una restricción temporal en el gasto de producción del campo (debido por, ejemplo, a una falla parcial en la energía que origina que algunos pozos en bombeo detengan su producción). Por otro lado, puede ser útil un método sencillo para estimar el beneficio que resulta de un incremento a corto plazo de la producción.

Las pérdidas (ganancia) que genera cada barril de aceite producido con un proyecto retardado (acelerado) está dado por:

$$\frac{j}{b + j} u$$

**j:** tasa de descuento continua definida por  $\exp(j) = 1 + r$

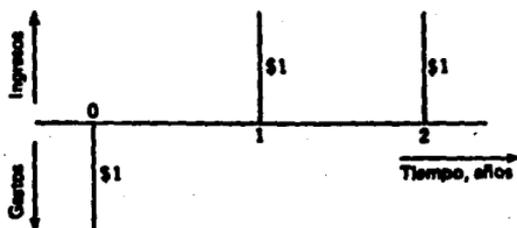
**r:** tasa anual de descuento expresada como un decimal

**b:** ritmo de declinación continuo (o nominal) definido por:

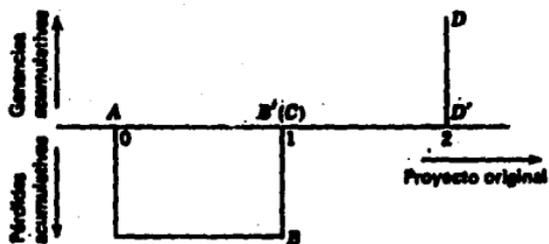
$$\exp(-b) = 1 - d$$

**d:** ritmo anual de declinación de la producción expresada como un decimal

el valor neto del aceite, es decir, el valor bruto del aceite menos los costos por barril



(a)



(b)

Figura 5.3

La expresión anterior implica que las pérdidas generadas por la producción diferida son iguales al valor total neto del aceite cuando el ritmo de producción es normalmente constante, porque en este caso, el ritmo de declinación es cero y el factor  $j/(b+j)$  se reduce a la unidad. Tal resultado será real cuando la vida normal (no hay intentos de aumentar y no hay reducciones inesperadas y poco comunes de la producción) sea de tal duración que el PDV de cualquier producción tomada al fin de su vida normal es insignificativamente pequeña. El factor  $j/(b+j)$  se puede representar como una función del ritmo anual de la declinación de la producción para varias tasas de descuento. También se pueden representar curvas de  $r/(d+r)$  a varias tasas de descuento.

Tasas de descuento continuas (nominales).

Si  $r$  es la tasa de descuento expresada como un decimal, la tasa de descuento continua o nominal  $j$  se define con la expresión:

$$\exp(j) = (1 + r)$$

con esta definición, el PDV de un ingreso  $In$  que ocurrirá en  $n$  años en el futuro es  $In/(1+r)^n$  o  $In \exp(-jn)$ .

En un proyecto con ingreso neto anual constante (refinería, oleoducto). Se supone que el ingreso neto anual es  $I$  dólares, y la vida útil del proyecto es  $N$  años.

El PDV del ingreso ganado durante un tiempo  $dt$  es:

$$I \frac{dt}{(1+r)^t} = I \exp(-jt) dt$$

El PDV del ingreso neto total del proyecto es:

$$\int_0^N I \exp(-jt) dt = I \frac{1 - \exp(-jN)}{j} \dots\dots\dots (5-a)$$

Si  $C$  es el PDV del costo del capital del proyecto (referido al punto de inicio) y la tasa continua de ganancia  $J$  está definida por la ecuación:

$$\exp(J) = 1 + R$$

donde R es la tasa de retorno.

$$C = \frac{1 - \exp(-JN)}{J}$$

El miembro de la derecha es el ingreso neto descontado a la tasa de retorno.

Si JN es muy grande tenemos :

$$J = \frac{1}{C}$$

El periodo de recuperación  $t_p$  es  $t_p = C/I$

Para un proyecto con ingreso constante, la tasa continua de retorno es la recíproca del periodo de recuperación, siempre que la vida del proyecto sea lo suficientemente larga (N mayor de 15 años).

Ingreso que declina constantemente.

Si el ritmo de producción al inicio del proyecto es  $q_0$  bl por unidad de tiempo, el ritmo continuo de declinación es  $b$  y la vida del proyecto de campo es  $N$  unidades de tiempo, entonces, el PDV de un elemento de producción  $qdt$  que ocurre al tiempo  $t$  después del inicio es:

$$\frac{u q dt}{(1+r)^t} = u q \exp(-jt) dt$$

donde  $u$  es el valor neto de un barril de aceite. Pero:

$$q = q_0 (1-d)^t = q_0 \exp(-bt)$$

de modo que el PDV del elemento de producción es:

$$u q_0 \exp[-(b+j)t] dt$$

por lo tanto, el PDV de la producción total de campo es :

$$\int_0^N u q_0 \exp[-(b+j)t] dt = u q_0 \frac{1 - \exp[-(b+j)N]}{b+j} \quad \dots (5-b)$$

La función  $[ 1 - \exp(-x) ]/x$

De la ecuación 5-a, el PDV del ingreso neto de un proyecto con ingreso constante es:

$$PDV = IN \frac{1 - \exp(-jN)}{jN} \dots\dots\dots (5-c)$$

por la ecuación 5-b, el PDV del ingreso neto de un pozo o campo con un ritmo constante de declinación es:

$$PDV = q_0 u N \frac{1 - \exp[-(b+j)N]}{(b+j)N} \dots\dots\dots (5-d)$$

Estas ecuaciones pueden escribirse respectivamente como:

$$\begin{aligned} PDV &= IN \psi(x) & x &= jN \\ PDV &= q_0 u N \psi(x) & x &= (b+j)N \\ \psi(x) &= \frac{1 - \exp(-x)}{x} \end{aligned}$$

Los cálculos se simplificarán mediante el uso de la curva de:

$$\frac{1 - \exp(-x)}{x}$$

Para valores mayores de 10,  $\psi(x)$  es igual a  $1/x$  y para valores menores a 0.1,  $\psi(x)$  es igual a  $(1 - x/2)$ .

Determinación de los criterios de decisión: proyecto de capital fresco.

El ritmo inicial de producción  $q_0$ , el valor neto  $u$  de un barril de aceite, la vida económica  $N$  del proyecto, el ritmo de declinación continuo  $b$ , y el valor del capital invertido  $C$  al inicio del proyecto, así como la tasa de descuento que se va a usar tendrán que determinarse tan bien como sea posible al comienzo del estudio del proyecto.

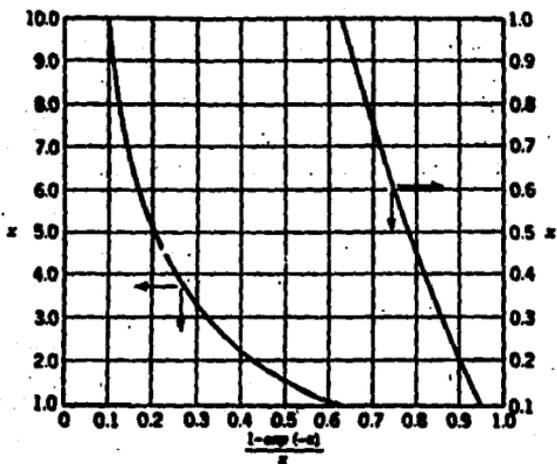


Figure 5.4

Ganancia:

El PDV de la producción total del campo petrolero se obtiene de la ecuación (5-d). Ya que  $C$  es el PDV del gasto de capital al inicio del proyecto, la ganancia es:

$$q_0 u N \psi(x) - C$$

donde  $x$  es igual a  $(b+j)N$  y la ganancia, expresada como un porcentaje de la inversión de capital, es:

$$\left[ \frac{q_0 u N}{C} \psi(x) - 1 \right] 100$$

Si se requiere la ganancia sin descuento  $j$ , se hace igual a cero. Período de recuperación.

Sea  $tp$  el período de recuperación. Entonces, de la ecuación (5-b), el PDV de la producción del campo desde el inicio del proyecto hasta el tiempo inicial de la acumulación de la utilidad  $tp$  es:

$$q_0 u \frac{1 - \exp [-(b+j)tp]}{b + j}$$

Por la definición del período de recuperación, esta cantidad debe ser igual a  $C$ , de modo que  $tp$  está dado por:

$$C = q_0 u \frac{1 - \exp [-(b+j) tp]}{b + j}$$

$$tp = - \frac{1}{(b + j)} \ln \left[ 1 - \frac{C (b + j)}{q_0 u} \right]$$

Si se requiere el período de recuperación no actualizado,  $j$  se hace igual a cero.

fase de ganancia.

Sea  $J$  la tasa de retorno, entonces si los ingresos por el aceite se descuentan a la tasa  $J$ , el PDV será  $q_0 u \psi(y)$ , donde  $y$  es igual a  $(b+J)N$ . Por la definición de la tasa de retorno o de ganancia, esto debe ser igual a  $C$ , de modo que:

$$\psi(y) = \frac{C}{q_0 u N}$$

El término en el primer miembro puede estimarse, y así se conoce el valor de  $\psi(y)$ . Entrando con un valor conocido de  $\psi(y)$  en la abscisa y leyendo el valor de  $y$  en la ordenada, ya que  $b$  y  $N$  son conocidas e  $y$  es igual a  $(b+J)N$ , puede determinarse  $J$ .

Determinación de los criterios de decisión: Proyecto de aceleración.

Ganancia.

El PDV de los ingresos netos futuros del proyecto original es:

$$PDV = q_0 N \psi(x)$$

$$x = (b + j) N$$

El PDV de los ingresos netos del proyecto acelerado es:

$$PDV^{(a)} = q_0^{(a)} N^{(a)} \psi(x^{(a)})$$

$$\text{donde } x^{(a)} = (b^{(a)} + j) N^{(a)}$$

$$b^{(a)} = \frac{q_0^{(a)}}{q_0} b$$

$N^{(a)}$  se obtiene de la ecuación:

$$\exp \left[ -b^{(a)} N^{(a)} \right] = \frac{q_0}{q_0^{(a)}} \exp(-bN)$$

$$\exp \left[ -b^{(a)} N^{(a)} \right] = \frac{b}{b^{(a)}} \exp(-bN)$$

La ganancia es igual a  $PDV^{(a)}$  menos PDV menos el costo del capital del proyecto acelerado.

Periodo de cancelación.

Si  $t_p$  es el periodo de cancelación y  $C^{(a)}$  es el costo del capital del proyecto de aceleración, entonces,  $t_p$  puede calcularse mediante la ecuación:

$$C^{(a)} = q_0^{(a)} u \frac{1 - \exp[-(b^{(a)} + j) t_p]}{(b^{(a)} + j)}$$

### Periodo de recuperación.

Si  $t_p$  es el tiempo de inicio de la acumulación de la utilidad, entonces, el periodo de recuperación puede calcularse mediante la ecuación:

$$C^{(a)} = q_0^{(a)} u \frac{1 - \exp[-(b^{(a)} + j) t_p]}{(b^{(a)} + j)} - q_0 u \frac{1 - \exp[-(b + j) t_p]}{b + j}$$

### Tasa de retorno.

Con objeto de calcular la tasa de retorno o de ganancia es necesario primero determinar el tiempo de corte  $t_c$ . Si  $P$  es la ganancia, entonces, el tiempo  $t_c$  puede encontrarse mediante la ecuación:

$$C^{(a)+P} = q_0^{(a)} u \frac{1 - \exp[-(b^{(a)} + j) t_c]}{(b^{(a)} + j)} - q_0 u \frac{1 - \exp[-(b + j) t_c]}{b + j}$$

Usando el valor  $t_c$ , la tasa continua de retorno  $J$  se define por:

$$C^{(a)} = q_0^{(a)} u \frac{1 - \exp[-(b^{(a)} + J) t_c]}{(b^{(a)} + J)} - q_0 u \frac{1 - \exp[-(b + J) t_c]}{b + J}$$

PROBLEMAS RESUELTOS

V.1

En una batería de separación de aceite se realizará una inversión de 280000 dólares para la colocación de una bomba. Esta bomba manejará la producción de un pozo que aporta 200 BPD. Calcular el tiempo de recuperación de la inversión.

Solución:

Producción esperada = 200 BPD

Inversión = 280000 dólares

Costo del barril = 20 dls/bl

1 dll = 2900.00 M.N

$$RI = \frac{280000 \times 2900}{200 \times 20 \times 2900} = 70 \text{ días}$$

V.2

De un estudio económico se determinó que una cantidad P de dinero con una tasa anual de inflación de 7 % y una tasa anual de interés del 11 % tiene un poder de compra de 205 dólares. Determinar la cantidad P y el valor presente PDV, si esta cantidad P es pagadera en 10 años.

Solución:

$$\text{Poder de compra} = P (1 + r - f)$$

$$r = 11 \%$$

$$f = 7 \%$$

$$P = \frac{\text{poder de compra}}{(1 + r - f)}$$

$$P = 205 / (1 + 0.11 - 0.07) = 197$$

$$\text{PDV} = \frac{I_n}{(1 + r)^n}$$

$$n = 10 \text{ años}$$

$$I_n = 197$$

$$\text{PDV} = \frac{197}{(1 + 0.11)^{10}}$$

$$\text{PDV} = 69.38$$

### V.3

Un pozo que produce a un gasto de 250 BPD y que declina al 8 % anual se cierra durante una semana por fallas en el sistema de bombeo. Suponiendo que no hay posibilidad de transferir la producción del pozo a otro pozo y que el poder de ganancia de la compañía es del 10 % anual. Determinar las pérdidas debidas al retraso. El valor bruto del aceite (después del pago de regalías e impuestos) es de 12.25 dólares y los costos por barril son de 2 dólares.

#### Solución:

En una semana el pozo dejó de producir 1750 bls.

$$r/(d+r) = 10/(18) = 0.556$$

Las pérdidas por barril de aceite remanente es de:

$$0.556 \times (12.25 - 2.00) = 5.7 \text{ dólares}$$

La pérdida total será:  $5.7 \times 1750 = \$ 9975$

$$j/(b+j)$$

$$\exp(j) = 1 + r = 1.10$$

$$j = 0.0953$$

$$\exp(-b) = 1 - d = 0.92$$

$$b = 0.0834$$

$$\frac{j}{(b+j)} = \frac{0.0953}{0.0834 + 0.0953} = 0.533$$

La pérdida total debida al retraso es:

$$0.533 \times (12.25 - 2.00) \times 1750 = 9950$$

V.4

Un pozo de exploración que tuvo éxito dio un gasto inicial de 2000 BPD, con una declinación aparente de 15 % anual. Se estima que con un gasto de capital de 135 millones de dólares puede perforarse 12 pozos adicionales, de los cuales 3 serían secos, y construirse las instalaciones necesarias para el transporte, recolección y almacenamiento. La ganancia neta de la operación es de \$ 8/bl y la vida económica del campo será de 15 años. Determinar el periodo de recuperación no actualizado, la ganancia porcentual (descontada al 9 % anual) y la tasa de retorno.

Solución:

El gasto de aceite para un año se determina:

$$q_0 = 365 \times 2000 \times 10 = 7300000 \text{ bl/año}$$

$$u = \$ 8$$

$$N = 15$$

$$d = 0.15$$

$$\exp(-b) = 1 - d = 0.85 \quad b = 0.1626$$

$$r = 0.09$$

$$\exp(j) = 1 + r = 1.09 \quad j = 0.0862$$

Porcentaje de ganancia (actualizado):

$$\left[ \frac{q_0 u N}{C} \psi(x) - 1 \right] 100$$

$$x = (b + j) N = 0.2488 \times 15 = 3.73$$

$$\psi(x) = \frac{1 - \exp(-x)}{x} = 0.262$$

Porcentaje de ganancia = 70 %

Período de recuperación (no actualizado):

$$t_p = - \frac{1}{(b + j)} \ln \left[ 1 - \frac{C(b + j)}{q_0 u} \right]$$

$$\text{como } j = 0 \quad t_p = 2.9 \text{ años}$$

La tasa de retorno se determina con :

$$w(y) = \frac{C}{qouN}$$

$$y = (b + J) N$$

$$w(y) = 0.15$$

De la figura 5.4 y es igual a 6.65

$$b + J = 0.457$$

$$J = 0.2944$$

$$\exp(J) = 1 + R$$

$$R = 34.2 \% \text{ anual}$$

**V.5**

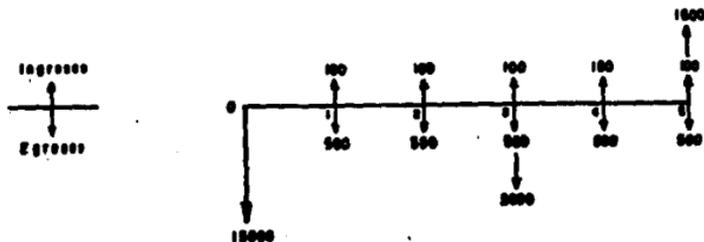
Se necesita para un equipo de perforación, una bomba recíproca triplex de acción sencilla la cual tiene un costo de 15000 dólares. Adicionalmente, se tiene estimado gastar 500 dólares por año en mantenimiento y 2000 dólares en una reparación general al final del tercer año. Por otra parte, se obtendrán beneficios de 100 dólares anuales por control de calidad y se tiene un valor de rescate de la bomba de 1600 dólares. La vida útil de la bomba es de 5 años. Determine el costo total de la bomba en:

- a) Valor presente
- b) Valor futuro

Considere una tasa de interés anual del 10%

**Solución**

Para entender con mayor claridad el problema, se puede representar de la siguiente manera:



a) Para obtener el valor presente total, primeramente se obtiene el valor presente de cada valor con la expresión:

$$P = \frac{S}{(1 + i)^n}$$

Donde:

- P = Valor presente
- S = Valor futuro
- i = Tasa de interés
- n = Número de periodos

Entonces:

- Egresos

$$\begin{aligned} P_1 &= 500/(1 + 0.10)^1 & P_1 &= 454 & P_2 &= 500/(1 + 0.10)^2 \\ P_2 &= 413 & & & & \\ P_3 &= 500/(1 + 0.10)^3 & P_3 &= 376 & P_4 &= 2000/(1 + 0.10)^4 \\ P_4 &= 1503 & & & & \\ P_5 &= 500/(1 + 0.10)^5 & P_5 &= 341 & P_6 &= 500/(1 + 0.10)^6 \\ P_6 &= 311 & & & & \\ P \text{ egresos} &= 454 + 413 + 376 + 1503 + 345 + 311 + 15000 \\ P \text{ egresos} &= 18402 \end{aligned}$$

- Ingresos

$$\begin{aligned} P_7 &= 100/(1 + 0.10)^1 & P_7 &= 91 & P_8 &= 100/(1 + 0.10)^2 & P_8 &= 83 \\ P_9 &= 100/(1 + 0.10)^3 & P_9 &= 75 & P_{10} &= 100/(1 + 0.10)^4 \\ P_{10} &= 68 & & & & \\ P_{11} &= 100/(1 + 0.10)^5 & P_{11} &= 62 & P_{12} &= 1600/(1 + 0.10)^6 \\ P_{12} &= 994 & & & & \\ P \text{ ingresos} &= 91 + 83 + 75 + 68 + 62 + 994 \\ P \text{ ingresos} &= 1373 \end{aligned}$$

El costo total de la bomba es entonces la diferencia entre los egresos y los ingresos:

$$\text{Costo bomba} = 18402 - 1373 = 17029 \text{ dólares}$$

b) Para obtener ahora el costo en valor futuro, el problema se simplifica porque ya conocemos el valor presente total tanto de los ingresos como de los egresos, entonces, con la misma expresión únicamente se despeja el valor de S tal como sigue:

$$S = P (1 + i)^n$$

$$S \text{ egresos} = (18402) (1 + 0.10)^5$$

$$S \text{ egresos} = 29637$$

$$S \text{ ingresos} = (1373) + (1 + 0.10)^5$$

$$S \text{ ingresos} = 2211$$

Entonces, el costo total de la bomba es nuevamente la diferencia entre egresos e ingresos:

$$\text{Costo bomba} = 29637 - 2211 = 27426 \text{ dólares}$$

V.6

Se requiere de un motor para instalar en un equipo de perforación. Se planea tener instalado el equipo en la misma zona un total de 6 años. Se tienen dos tipos de motores a escoger de acuerdo con la siguiente tabla:

Motor	Valores en dólares	
	A	B
Costo inicial	2500	3200
Mtto. Anual	600	400
Valor de rescate	100	300
Vida útil (años)	2	3

Considerando una tasa de interés anual del 12%.

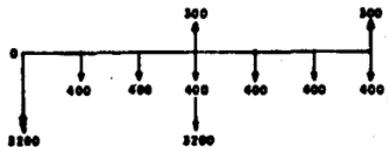
Determinar cual motor es más económico

Solución

El problema se puede representar de la siguiente forma:



MOTOR - A



MOTOR - B

Primeramente se obtienen los valores actuales tanto de los egresos como de los ingresos para cada motor:

**- Motor A**

**\* Egresos:**

$$\begin{aligned}
 P_1 &= 600/(1 + 0.12)^1 & P_1 &= 536 & P_2 &= 600/(1 + 0.12)^2 \\
 P_2 &= 478 & & & & \\
 P_3 &= 2500/(1 + 0.12)^3 & P_3 &= 1993 & P_4 &= 600/(1 + 0.12)^4 \\
 P_4 &= 427 & & & & \\
 P_5 &= 600/(1 + 0.12)^5 & P_5 &= 381 & P_6 &= 2500/(1 + 0.12)^6 \\
 P_6 &= 1589 & & & & \\
 P_7 &= 600/(1 + 0.12)^7 & P_7 &= 340 & P_8 &= 600/(1 + 0.12)^8 \\
 P_8 &= 304 & & & & \\
 P \text{ egresos} &= 536 + 478 + 1993 + 427 + 381 + 1589 + 340 + 304 + 2500 \\
 P \text{ egresos} &= 8548
 \end{aligned}$$

**\* Ingresos:**

$$\begin{aligned}
 P_9 &= 100/(1 + 0.12)^1 & P_9 &= 80 & P_{10} &= 100/(1 + 0.12)^2 \\
 P_{10} &= 64 & P_{11} &= 100/(1 + 0.12)^3 & P_{11} &= 51 \\
 P \text{ ingresos} &= 80 + 64 + 51 \\
 P \text{ ingresos} &= 195
 \end{aligned}$$

**Motor B**

**\* Egresos:**

$$\begin{aligned}
 P_{12} &= 400/(1 + 0.12)^1 & P_{12} &= 357 & P_{13} &= 400/(1 + 0.12)^2 \\
 P_{13} &= 319 & & & & \\
 P_{14} &= 400/(1 + 0.12)^3 & P_{14} &= 285 & P_{15} &= 3200/(1 + 0.12)^4 \\
 P_{15} &= 2278 & & & & \\
 P_{16} &= 400/(1 + 0.12)^5 & P_{16} &= 354 & P_{17} &= 400/(1 + 0.12)^6 \\
 P_{17} &= 227 & & & & \\
 P_{18} &= 400/(1 + 0.12)^7 & P_{18} &= 203 & & \\
 P \text{ egresos} &= 357 + 319 + 285 + 2278 + 254 + 227 + 203 \\
 P \text{ egresos} &= 3923
 \end{aligned}$$

\* Ingresos:

$$P_{10} = 300 / (1 + 0.12)^{10}$$

$$P_{10} = 214$$

$$P_{20} = 300 / (1 + 0.12)^{20}$$

$$P_{10} = 152$$

$$P \text{ ingresos} = 214 + 152$$

$$P \text{ ingresos} = 366$$

Para obtener el costo total neto de cada motor se efectúan las diferencias entre los egresos y los ingresos:

$$\text{Costo total motor A Ma} = 6548 - 195 = 6353 \text{ dólares}$$

$$\text{Costo total motor B Mb} = 3923 - 366 = 3557 \text{ dólares}$$

El motor B es el más económico .

PROBLEMAS PROPUESTOS

V.7

¿Qué tipo de compresor tiene los menores costos de mantenimiento y por qué?

V.8

¿Qué debe de considerarse (económicamente hablando) para el uso de una turbina de gas?

V.9

¿Cuál es la diferencia entre un motor y una turbina desde un punto de vista económico?

V.10

Mencionar algunos ejemplos de costo por barril.

V.11

¿Qué costos se pueden incluir dentro de los costos fijos?

V.12

Analizar los dos proyectos ilustrados en la figura 5.5 y decidir cual proyecto es el mejor.

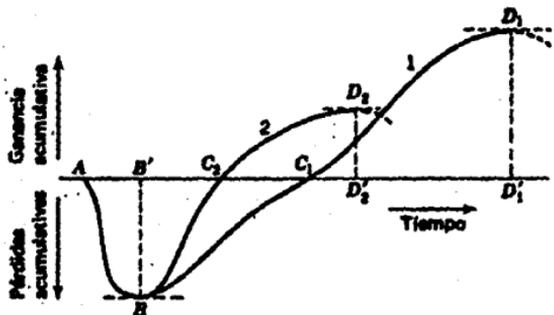


Figura 5.5

V.13

¿ Qué representa la tasa de descuento en la industria petrolera ?.

V.14

Para hacer llegar la producción de un pozo a una batería de separación se instala una bomba centrífuga, cuya inversión sabemos se recupera en 90 días.

¿Cuál fue la inversión para la instalación de la bomba ?.  
El pozo aporta 50 BPD.

Solución:

$I = 90000$  dólares

V.15

¿Cuál será la tasa de retorno para un proyecto que emplea capital prestado por un banco y si las utilidades de la empresa se usan para reducir la deuda principal?

V.16

El costo del capital de un cierto proyecto será de 31000 dólares, la vida productiva del proyecto es de 6 años, el ingreso neto en esos 6 años será de \$5000, \$12000, \$13000, \$12000, \$12000 y \$9000, respectivamente. Calcular el porcentaje de ganancia no actualizado y el periodo de recuperación, los valores actualizados se basan en una tasa de descuento del 10 % anual. Suponer que el ingreso para cualquier año se recibe sobre el curso de ese año (el ingreso entero de un año en particular se paga como la suma global a la mitad del año).

Solución:

Utilidad porcentual descontada :

30.2 %

periodo de recuperación descontado :

3.65 años.

V.17

Calcular la tasa de retorno para las condiciones del problema anterior.

Solución:

ANO	INGRESO NETO NO ACTUALIZADO	INGRESO NETO ACUMULATIVO NO ACTUALIZADO	UTILIZADO NO ACTUALIZADO	FACTOR DE DESCUENTO 1% ANUAL	INGRESO NETO ACTUALIZADO	INGRESO NETO ACUMULATIVO ACTUALIZADO	UTILIZADO ACTUALIZADO
1	5000	5000	-26000	$1/(1-0.01)^0 = 0.9525$	4760	4760	-26272
2	12000	17000	-10000	$1/(1-0.01)^1 = 0.9668$	11602	16362	-15070
3	13000	30000	-9000	$1/(1-0.01)^2 = 0.9700$	12666	29028	-8906
4	12000	42000	+11000	$1/(1-0.01)^3 = 0.9716$	11652	40680	+3066
5	12000	54000	+23000	$1/(1-0.01)^4 = 0.9811$	11712	52392	+10010
6	8000	62000	+21000	$1/(1-0.01)^5 = 0.9892$	7916	60308	+15554

• TABLA 3-1 •

ANO	INGRESO NETO NO ACTUALIZADO	TASA DE DESCUENTO					
		10 % ANUAL	20 % ANUAL	30 % ANUAL	40 % ANUAL	50 % ANUAL	60 % ANUAL
1	5000	0.9525	0.8264	0.7312	0.6500	0.5783	0.5132
2	12000	0.9668	0.6769	0.5339	0.4204	0.3281	0.2519
3	13000	0.9700	0.5919	0.4102	0.3006	0.2207	0.1643
4	12000	0.9716	0.5077	0.3477	0.2553	0.1875	0.1390
5	12000	0.9811	0.4243	0.2873	0.2071	0.1500	0.1090
6	8000	0.9892	0.3426	0.2371	0.1700	0.1250	0.0910
TOTAL	62000		0.6031	0.3815	0.2615	0.1890	0.1390

• TABLA 3-2 •

Tasa de retorno : 27.6 % anual

V.18

¿Cuál es la justificación económica para la aceleración de un proyecto ?.

V.19

Un pozo que en la actualidad es capaz de producir 1000 BPD de aceite con un ritmo de declinación en la producción del 5 % por año, está fuera de producción por 31 días. Supongase un valor neto del aceite de 12 dólares por barril y una tasa de descuento del 8 % anual ¿ Cuánto dinero se pierde como resultado del cierre?.

Solución:

Pérdida total \$ 222828 dólares

V.20

Un pozo de aceite será sometido a reparación mayor. La producción esperada es de 200 bl/día, con una declinación del 2 % mensual. Se estima que el costo de la operación es de 775000 dólares, el valor neto del aceite es de 10 dólares por barril y el límite económico de 5 bl/día. Determinese el periodo de recuperación no actualizado, el porcentaje de ganancia actualizado con base en una tasa de descuento del 9 % anual y la tasa de retorno.

Solución:

Porcentaje de ganancia = 136 %

$t_p = 1.2$  años

$R = 1.01 = 101$  % anual

V.21

Una compañía está estudiando la adquisición de un compresor de aire. Dicho instrumento tiene un costo inicial de 2500 dólares y además los siguientes costos de mantenimiento al final de cada año:

Año	1	2	3	4	5	6	7	8
costo mtto	400	400	400	500	600	700	800	900

¿Cuál es el valor actual de esta serie de costos considerando una tasa de interés del 12% ?.

Solución.

$$\begin{aligned}
 P_1 &= 357 & P_2 &= 319 \\
 P_3 &= 285 & P_4 &= 318 \\
 P_5 &= 340 & P_6 &= 355 \\
 P_7 &= 362 & P_8 &= 363 \\
 P_r &= 2699 \text{ dólares}
 \end{aligned}$$

V.22

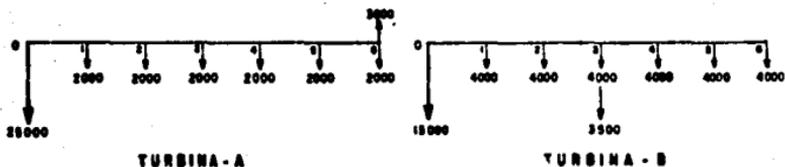
Se requiere de una turbina para instalarla en la plataforma de "Permanente" en un Complejo de Producción en la zona marina. Para esto, una compañía ofrece dos tipos de turbinas que cumplen con los requerimientos pedidos pero que se diferencian en los precios de acuerdo a la tabla mostrada abajo. Si el dinero vale 10% anual y ambas turbinas tienen una vida útil de 6 años. ¿Cuál de las dos turbinas es más económica?.

Turbina	Valores en dólares	
	A	B
Costo inicial	25000	15000
Mtto. por año	2000	4000

Reparación general

al final del tercer año	----	3500
Valor de rescate	3000	----

Solución



Costo total  $T_a = 32017$  dólares

Costo total  $T_b = 35051$  dólares

## BIBLIOGRAFIA

### CAPITULO V ANALISIS ECONOMICO

- 1- "Fundamentos de Producción y Mantenimiento de Pozos Petroleros"  
T. E. W. Nind  
Editorial Limusa Mexico 1967
  
- 2- "Matemáticas Financieras"  
Frank Ayres Jr.  
McGraw-Hill Mexico 1976

## NOMENCLATURA

b	Ritmo de declinación continuo, %
bHP	Potencia al freno, HP
C	Espacio muerto en fracción
C	Carrera del émbolo, m
C	Costos por barril, dólares
$C_v$	Calor específico a volumen constante, BTU/lb-°F
$C_p$	Calor específico a presión constante, BTU/lb-°F
$\Delta P_f$	Caída de presión por fricción, lb/pg <sup>2</sup>
d	Diámetro, pg
d	Ritmo anual de declinación de la producción, %
D	Diámetro del pistón, pg
D	Diámetro de la tubería, pg
E	Energía calorífica, BTU
E	Eficiencia, adimensional
$E_c$	Energía cinética, lbf-pie
$E_m$	Eficiencia mecánica, adimensional
$E_p$	Eficiencia politrópica, adimensional
$E_p$	Energía potencial, lbf-pie
$E_v$	Eficiencia volumétrica, adimensional
F	Costos fijos, dólares
f	Factor de fricción, adimensional
fcom	Fuerza electromotriz, V
$\gamma$	Peso específico, lb/pie <sup>3</sup>
g	Aceleración de la gravedad, pies/seg <sup>2</sup>
$g_c$	Factor de conversión, lbm-pie/lbf-sec <sup>2</sup>
H	Carga de líquido, pie
h	Elevación, pies
H	Entalpía, BTU/lb-mol
$H_b$	Carga de la bomba, pie
$H_d$	Carga de la descarga, pie
$H_{eq}$	Altura equivalente del fluido, pie
$H_w$	Energía total en las turbinas, m
HP	Potencia, hp
HPnom	Potencia nominal, hp

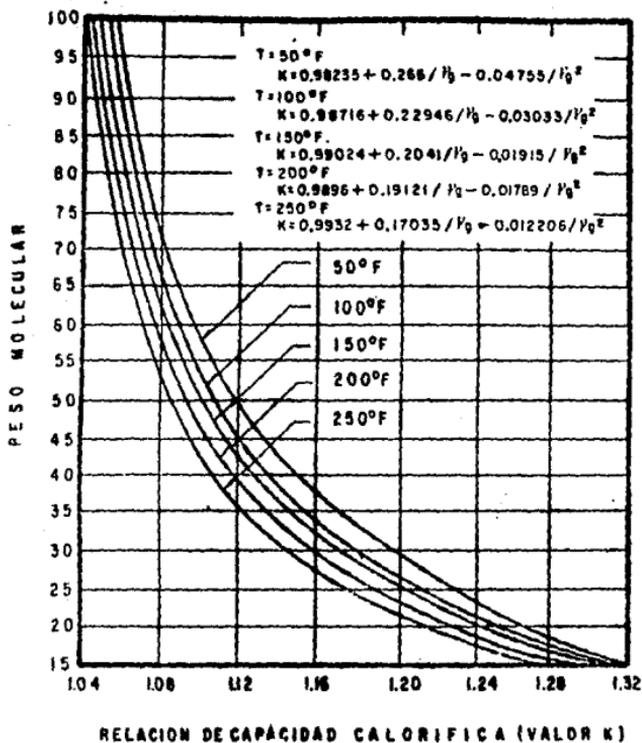
HPNET	Potencia neta sobre el liquido, hp
Hs	Carga de succión, pie
HU	Energía aprovechada por la turbina, m
I	Corriente del inducido, A
J	Tasa continua de ganancia
J	Constante de Joule
j	Tasa de descuento continua, %
K	Constante adiabática
K	Relación de calores específicos
L	Longitud de la tubería, pie
L	Longitud de la carrera del pistón, pg
$\mu_L$	Viscosidad del liquido, CP
M	Peso molecular, lbm/mole-lb
m	Masa, lbm
N	Potencia, pie-lb/sag
N	Velocidad de bombeo, rpm
n	Constante politrópica
n	Número de revoluciones por minuto del motor
$\eta_t$	Rendimiento térmico, adimensional
n	Número de moles, mole-lb
NPBHD	Carga neta positiva de succión disponible, pie
NPBHR	Carga neta positiva de succión requerida, pie
NPBH	Carga neta de succión positiva, pie
P	Presión, lb/pg <sup>2</sup>
P	Valor presente, dólares
Pb	Presión base, lb/pg <sup>2</sup>
Pbar	Presión barométrica, lb/pg <sup>2</sup> abs
P <sub>d</sub>	Presión de descarga, lb/pg <sup>2</sup>
PDU	Valor presente, dólares
Ph	Presión hidrostática, lb/pg <sup>2</sup>
pPc	Presión pseudo-crítica, lb/pg <sup>2</sup>
pPr	Presión pseudo-reducida
P <sub>s</sub>	Presión de succión, lb/pg <sup>2</sup>
Pe	Presión del tanque, lb/pg <sup>2</sup>
pTc	Temperatura pseudo-crítica, °F
pTr	Temperatura pseudo-reducida

$P_v$	Presión de vapor, lb/pg <sup>2</sup>
$Q$	Flujo de calor, BTU/día
$q$	Transferencia de calor, BTU/lb
$q$	Gasto, bl/día
$q_g$	Gasto de gas, pie <sup>3</sup> /día
$q_{gd}$	Gasto de gas en la descarga, pie <sup>3</sup> /día
$q_{gs}$	Gasto de gas en la succión, pie <sup>3</sup> /día
$\rho_g$	Densidad del gas, lbm/pie <sup>3</sup>
$\rho_o$	Densidad del aceite, lbm/pie <sup>3</sup>
$\rho_r$	Densidad relativa
$R$	Tasa de retorno, %
$r$	Tasa de interés anual, %
$R$	Cte universal de los gases, (psi-pie <sup>3</sup> )(°R mole-lb)
RC	Relación de compresión
Re	Número de Reynolds, adimensional
Ri	Resistencia del inducido, $\Omega$
S	Entropía, BTU/lbmol °R
S	Superficie del émbolo, cm <sup>2</sup>
S	Valor futuro, dólares
T	Temperatura, °F
$T_b$	Temperatura base, °F
Tc	Tiempo de corte
$T_D$	Temperatura de descarga, °F
$T_m$	Temperatura media, °F
Tp	Periodo de recuperación
$T_s$	Temperatura de succión
U	Energía interna, BTU
u	Valor neto del aceite, dólares
V	Volumen, pie <sup>3</sup>
V	Volumen específico, pie <sup>3</sup> /lbm
v	Valor bruto del aceite, dólares
v	Velocidad del fluido
W	Trabajo, BTU/lbm
z	Factor de compresibilidad del gas

# APENDICE

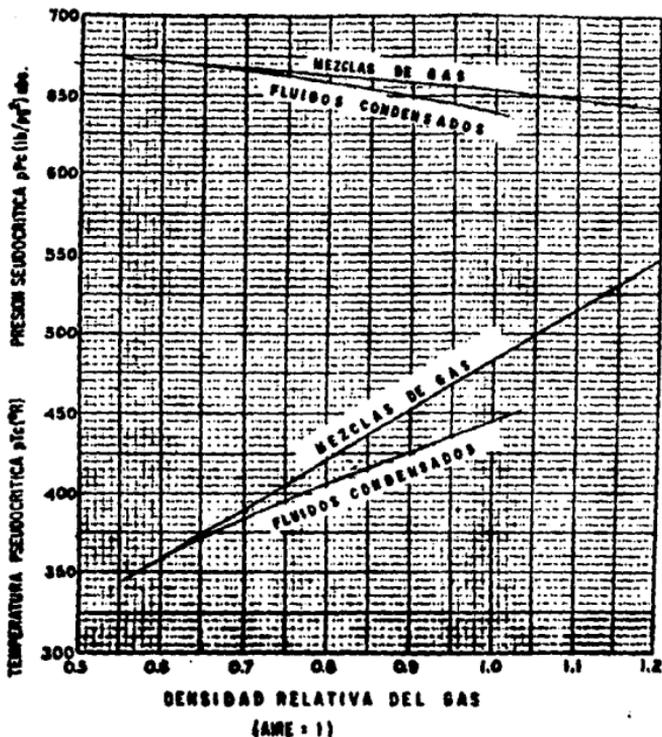
---

---



APROXIMACION DE LA RELACION DE CAPACIDAD  
 CALORIFICA EN HIDROCARBUROS GASEOSOS.

Figura 1



**PROPIEDADES PSEUDO-CRITICAS DE LOS GASES NATURALES**

Figura 2

FACTOR DE COMPRESIBILIDAD

PARA GASES NATURALES

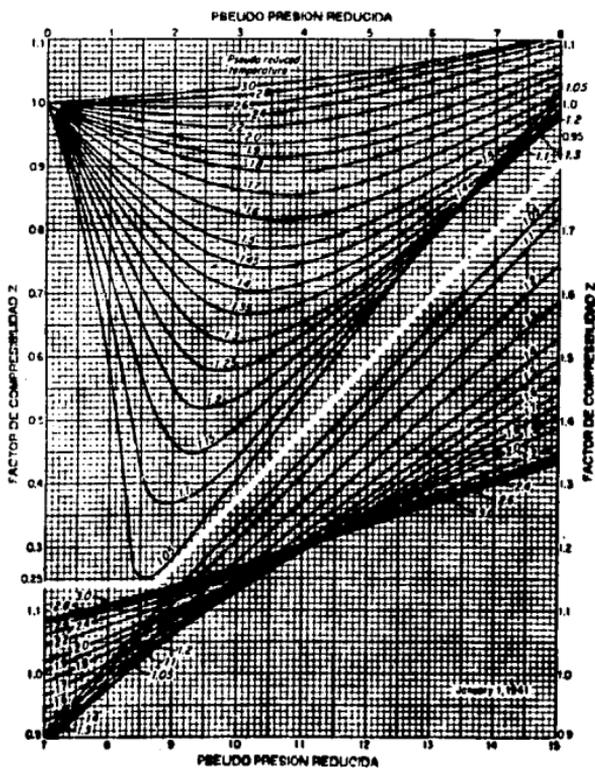
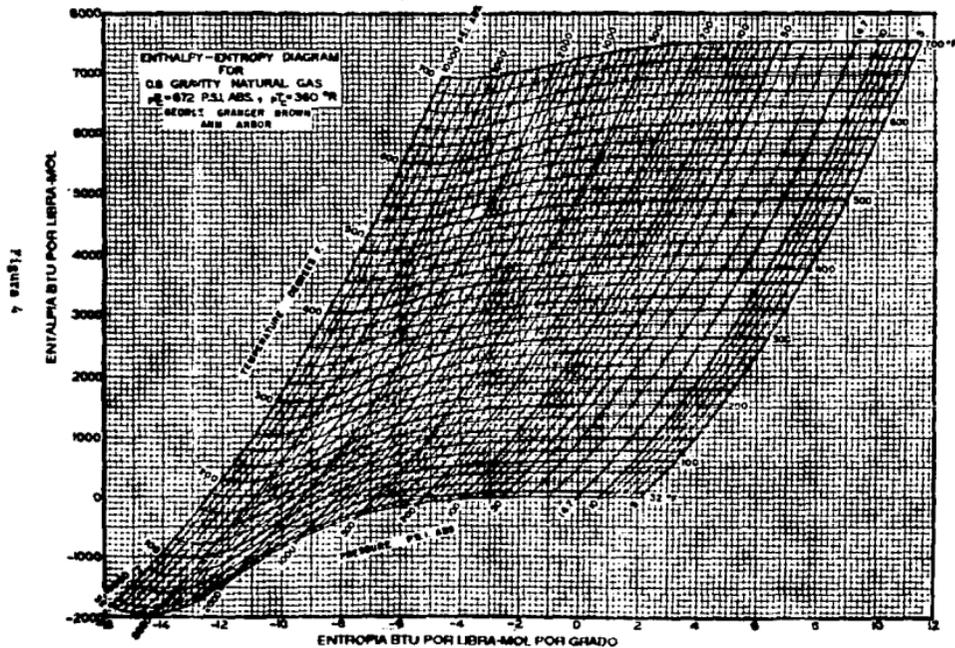


Figura 3

DIAGRAMA ENTALPIA-ENTROPIA PARA GASES DENS. REL. 0.6



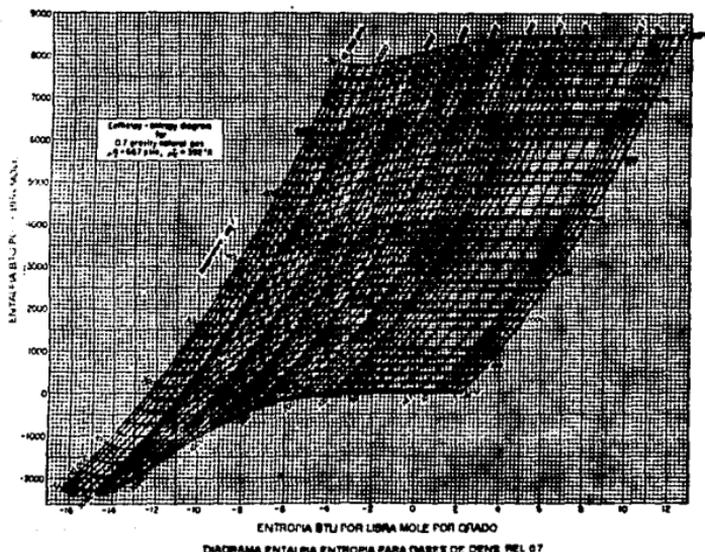


Figura 5

DIAGRAMA ENTALPIA-ENTROPIA PARA GASES DE DENS. REL. 0.8

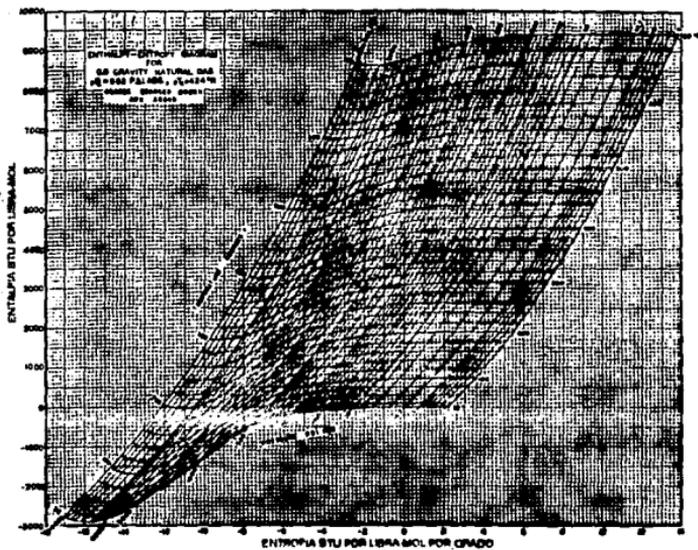


Figura 6

Values of  $\int_{P_r}^{P_s} z dP$ , and  $\int_{P_r}^{P_s} \frac{z}{F_s} dP$ .

Pseudo-reduced temp $T_r$	$\int_{P_r}^{P_s} z dP$					$\int_{P_r}^{P_s} \frac{z}{F_s} dP$			
	Pseudoreduced pressure $P_r$					Pseudoreduced pressure $P_r$			
	0.2	0.15	0.10	0.05	0	0.2	0.15	0.10	0.05
1.00	0.0	0.0472	0.0863	0.1441	0.1937	0.0	0.278	0.686	1.333
1.10	0.0	0.0477	0.0961	0.1451	0.1948	0.0	0.276	0.670	1.338
1.15	0.0	0.0479	0.0984	0.1455	0.1952	0.0	0.277	0.674	1.342
1.20	0.0	0.0482	0.0999	0.1460	0.1957	0.0	0.278	0.677	1.346
1.25	0.0	0.0484	0.0973	0.1466	0.1964	0.0	0.279	0.679	1.349
1.30	0.0	0.0486	0.0977	0.1471	0.1969	0.0	0.280	0.681	1.352
1.35	0.0	0.0487	0.0979	0.1472	0.1970	0.0	0.280	0.682	1.354
1.40	0.0	0.0488	0.0980	0.1474	0.1973	0.0	0.281	0.685	1.356
1.45	0.0	0.0490	0.9982	0.1478	0.1976	0.0	0.282	0.687	1.360
1.50	0.0	0.0492	0.0984	0.1480	0.1978	0.0	0.283	0.688	1.361
1.60	0.0	0.0493	0.0986	0.1485	0.1984	0.0	0.284	0.690	1.365
1.70	0.0	0.0494	0.0990	0.1490	0.1987	0.0	0.285	0.691	1.367
1.80	0.0	0.0495	0.0992	0.1491	0.1989	0.0	0.286	0.692	1.368
1.90	0.0	0.0496	0.0994	0.1493	0.1991	0.0	0.286	0.693	1.370
2.00	0.0	0.0497	0.0994	0.1495	0.1992	0.0	0.286	0.693	1.371
2.20	0.0	0.0498	0.0996	0.1496	0.1994	0.0	0.286	0.693	1.372
2.40	0.0	0.0499	0.0996	0.1498	0.1995	0.0	0.286	0.693	1.373
2.60	0.0	0.0499	0.0999	0.1499	0.1996	0.0	0.286	0.693	1.373
2.80	0.0	0.0500	0.1000	0.1500	0.2000	0.0	0.286	0.693	1.373
3.00	0.0	0.0500	0.1000	0.1500	0.2000	0.0	0.286	0.693	1.373

source: APT Drill. Prod. Practices (7-81).

Values of  $\int_{0.2}^{\infty} P_r dP_r$

Pseudo-reduced pressure $P_r$	Pseudo-reduced temperature $T_r$																											
	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25	1.30	1.35	1.40	1.45	1.50	1.60	1.70	1.80	1.90	2.00	2.10	2.20	2.40	2.60	2.80	3.00	0	0	0	0	0	0	0
0.2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0.3	0.330	0.340	0.350	0.360	0.370	0.380	0.390	0.400	0.410	0.420	0.430	0.440	0.450	0.460	0.470	0.480	0.490	0.500	0.510	0.520	0.530	0.540	0.550	0.560	0.570	0.580	0.590	0.600
0.4	0.815	0.819	0.823	0.828	0.832	0.837	0.841	0.845	0.849	0.853	0.857	0.861	0.865	0.869	0.873	0.877	0.881	0.885	0.889	0.893	0.897	0.901	0.905	0.909	0.913	0.917	0.921	0.925
0.5	0.820	0.819	0.820	0.821	0.822	0.823	0.824	0.825	0.826	0.827	0.828	0.829	0.830	0.831	0.832	0.833	0.834	0.835	0.836	0.837	0.838	0.839	0.840	0.841	0.842	0.843	0.844	0.845
0.6	0.945	0.971	0.988	0.998	1.011	1.023	1.032	1.040	1.045	1.049	1.053	1.057	1.061	1.065	1.069	1.073	1.077	1.081	1.085	1.089	1.093	1.097	1.101	1.105	1.109	1.113	1.117	1.121
0.7	1.078	1.100	1.124	1.145	1.162	1.178	1.190	1.199	1.203	1.207	1.211	1.215	1.219	1.223	1.227	1.231	1.235	1.239	1.243	1.247	1.251	1.255	1.259	1.263	1.267	1.271	1.275	1.279
0.8	1.178	1.207	1.259	1.284	1.295	1.298	1.313	1.322	1.327	1.330	1.347	1.353	1.357	1.360	1.363	1.367	1.370	1.373	1.376	1.379	1.382	1.385	1.388	1.391	1.394	1.397	1.400	1.403
0.9	1.288	1.289	1.328	1.351	1.366	1.373	1.417	1.428	1.430	1.440	1.468	1.462	1.472	1.480	1.485	1.489	1.493	1.497	1.501	1.505	1.509	1.513	1.517	1.521	1.525	1.529	1.533	1.537
1.0	1.237	1.375	1.430	1.485	1.479	1.509	1.515	1.530	1.541	1.551	1.581	1.585	1.590	1.595	1.600	1.605	1.610	1.615	1.620	1.625	1.630	1.635	1.640	1.645	1.650	1.655	1.660	1.665
1.1	1.200	1.438	1.486	1.538	1.543	1.573	1.581	1.596	1.616	1.631	1.653	1.667	1.678	1.684	1.691	1.699	1.707	1.715	1.723	1.731	1.739	1.747	1.755	1.763	1.771	1.779	1.787	1.795
1.2	1.523	1.580	1.560	1.620	1.623	1.645	1.660	1.685	1.690	1.710	1.727	1.753	1.761	1.770	1.780	1.789	1.798	1.807	1.816	1.825	1.834	1.843	1.852	1.861	1.870	1.879	1.888	1.897
1.3	1.683	1.546	1.603	1.637	1.666	1.709	1.721	1.748	1.758	1.779	1.810	1.828	1.838	1.848	1.858	1.868	1.878	1.888	1.898	1.908	1.918	1.928	1.938	1.948	1.958	1.968	1.978	1.988
1.4	1.682	1.580	1.654	1.713	1.742	1.772	1.795	1.815	1.825	1.847	1.882	1.903	1.911	1.920	1.935	1.945	1.954	1.964	1.974	1.984	1.994	2.004	2.014	2.024	2.034	2.044	2.054	2.064
1.5	1.510	1.620	1.690	1.787	1.791	1.804	1.848	1.867	1.884	1.908	1.938	1.962	1.973	1.984	1.997	2.010	2.018	2.027	2.036	2.045	2.054	2.063	2.072	2.081	2.090	2.100	2.110	2.120
1.6	1.537	1.640	1.728	1.820	1.820	1.875	1.900	1.925	1.943	1.964	1.993	2.021	2.028	2.047	2.058	2.074	2.083	2.090	2.100	2.110	2.120	2.130	2.140	2.150	2.160	2.170	2.180	2.190
1.7	1.344	1.670	1.754	1.804	1.876	1.917	1.945	1.969	1.991	2.012	2.043	2.072	2.080	2.102	2.118	2.131	2.141	2.148	2.155	2.162	2.170	2.178	2.186	2.194	2.202	2.210	2.218	2.226
1.8	1.580	1.880	1.782	1.887	1.913	1.988	1.998	2.016	2.038	2.060	2.082	2.123	2.142	2.167	2.172	2.188	2.198	2.208	2.217	2.226	2.235	2.244	2.253	2.262	2.271	2.280	2.289	2.298
1.9	1.578	1.708	1.808	1.886	1.944	1.982	2.022	2.054	2.079	2.109	2.138	2.166	2.187	2.204	2.219	2.237	2.247	2.256	2.265	2.274	2.283	2.292	2.301	2.310	2.319	2.328	2.337	2.346
2.0	1.590	1.725	1.833	1.924	1.975	2.027	2.068	2.098	2.119	2.149	2.178	2.207	2.231	2.250	2.265	2.280	2.295	2.309	2.323	2.337	2.351	2.365	2.379	2.393	2.407	2.421	2.435	2.449
2.1	1.606	1.742	1.854	1.947	2.003	2.067	2.092	2.118	2.148	2.176	2.215	2.248	2.272	2.297	2.307	2.328	2.337	2.350	2.363	2.376	2.389	2.402	2.415	2.428	2.441	2.454	2.467	2.480
2.2	1.617	1.778	1.876	1.971	2.031	2.098	2.126	2.150	2.177	2.213	2.235	2.268	2.313	2.334	2.349	2.368	2.380	2.394	2.407	2.420	2.433	2.446	2.459	2.472	2.485	2.498	2.511	2.524
2.3	1.631	1.779	1.907	1.994	2.060	2.135	2.157	2.181	2.222	2.239	2.269	2.299	2.324	2.378	2.391	2.407	2.422	2.437	2.452	2.467	2.482	2.497	2.512	2.527	2.542	2.557	2.572	2.587
2.4	1.644	1.787	1.919	2.018	2.087	2.168	2.190	2.227	2.256	2.285	2.328	2.360	2.385	2.411	2.433	2.447	2.463	2.478	2.493	2.508	2.523	2.538	2.553	2.568	2.583	2.598	2.613	2.628
2.5	1.668	1.816	1.940	2.041	2.115	2.176	2.228	2.260	2.291	2.321	2.362	2.410	2.438	2.459	2.478	2.498	2.507	2.527	2.537	2.557	2.567	2.587	2.597	2.617	2.627	2.647	2.657	2.677
2.6	1.672	1.820	1.966	2.061	2.137	2.198	2.260	2.292	2.318	2.350	2.392	2.443	2.469	2.492	2.508	2.528	2.544	2.564	2.574	2.594	2.604	2.624	2.634	2.654	2.664	2.684	2.694	2.714
2.7	1.685	1.845	1.978	2.081	2.159	2.221	2.273	2.315	2.347	2.379	2.428	2.474	2.500	2.525	2.541	2.558	2.575	2.592	2.609	2.626	2.643	2.660	2.677	2.694	2.711	2.728	2.745	2.762
2.8	1.699	1.860	1.986	2.101	2.180	2.245	2.297	2.346	2.378	2.407	2.460	2.509	2.534	2.547	2.573	2.594	2.617	2.637	2.657	2.677	2.697	2.717	2.737	2.757	2.777	2.797	2.817	2.837
2.9	1.713	1.878	2.013	2.121	2.200	2.265	2.328	2.379	2.404	2.436	2.484	2.536	2.567	2.580	2.605	2.624	2.644	2.664	2.684	2.704	2.724	2.744	2.764	2.784	2.804	2.824	2.844	2.864
3.0	1.728	1.898	2.038	2.148	2.224	2.291	2.354	2.405	2.432	2.465	2.514	2.570	2.598	2.623	2.641	2.665	2.681	2.701	2.721	2.741	2.761	2.781	2.801	2.821	2.841	2.861	2.881	2.901
3.1	1.760	1.889	2.040	2.167	2.243	2.311	2.376	2.428	2.460	2.492	2.540	2.592	2.622	2.642	2.670	2.686	2.722	2.742	2.762	2.782	2.802	2.822	2.842	2.862	2.882	2.902	2.922	2.942
3.2	1.784	1.918	2.052	2.178	2.261	2.331	2.397	2.448	2.478	2.512	2.568	2.622	2.657	2.681	2.701	2.728	2.758	2.778	2.805	2.825	2.845	2.865	2.885	2.905	2.925	2.945	2.965	2.985
3.3	1.787	1.923	2.078	2.192	2.280	2.350	2.419	2.480	2.502	2.536	2.591	2.646	2.686	2.708	2.730	2.762	2.782	2.803	2.823	2.843	2.863	2.883	2.903	2.923	2.943	2.963	2.983	3.003
3.4	1.791	1.940	2.094	2.210	2.298	2.370	2.440	2.492	2.526	2.560	2.615	2.674	2.714	2.738	2.759	2.781	2.814	2.834	2.854	2.874	2.894	2.914	2.934	2.954	2.974	2.994	3.014	3.034
3.5	1.795	1.950	2.110	2.227	2.317	2.390	2.462	2.514	2.548	2.582	2.643	2.703	2.742	2.767	2.788	2.810	2.843	2.863	2.883	2.903	2.923	2.943	2.963	2.983	3.003	3.023	3.043	3.063
3.6	1.809	1.974	2.128	2.248	2.333	2.407	2.480	2.532	2.566	2.600	2.661	2.721	2.760	2.785	2.812	2.836	2.872	2.892	2.912	2.932	2.952	2.972	2.992	3.012	3.032	3.052	3.072	3.092
3.7	1.822	1.988	2.140	2.266	2.356	2.436	2.508	2.560	2.594	2.628	2.689	2.749	2.788	2.813	2.840	2.864	2.902	2.922	2.942	2.962	2.982	3.002	3.022	3.042	3.062	3.082	3.102	3.122
3.8	1.836	1.992	2.156	2.278	2.388	2.468	2.540	2.592	2.626	2.660	2.721	2.781	2.820	2.845	2.872	2.896	2.936	2.956	2.976	2.996	3.016	3.036	3.056	3.076	3.096	3.116	3.136	3.156
3.9	1.850	2.010	2.170	2.291	2.381	2.461	2.535	2.587	2.621	2.655	2.716	2.776	2.815	2.840	2.867	2.891	2.932	2.952	2.972	2.992	3.012	3.032	3.052	3.072	3.092	3.112	3.132	3.152
4.0	1.862	2.020	2.180	2.305	2.395	2.475	2.549	2.601	2.635	2.669	2.730	2.790	2.829	2.854	2.881	2.905	2.948	2.968	2.988	3.008	3.028	3.048	3.068	3.088	3.108	3.128	3.148	3.168

Table 2

Table 2 (Continued)

4.1	1.873	2.044	2.201	2.321	2.413	2.480	2.530	2.564	2.587	2.700	2.771	2.836	2.885	2.915	2.936	2.963	2.982	3.002	3.081	3.045	3.064
4.2	1.880	2.058	2.216	2.336	2.429	2.500	2.550	2.584	2.607	2.720	2.791	2.856	2.905	2.935	2.956	2.983	2.992	3.022	3.082	3.046	3.065
4.3	1.922	2.073	2.230	2.351	2.444	2.515	2.565	2.599	2.622	2.735	2.806	2.871	2.920	2.950	2.971	2.998	3.007	3.037	3.107	3.118	3.136
4.4	1.910	2.067	2.225	2.346	2.439	2.510	2.560	2.594	2.617	2.730	2.801	2.866	2.915	2.945	2.966	2.993	3.002	3.032	3.102	3.113	3.131
4.5	1.929	2.101	2.260	2.381	2.474	2.545	2.595	2.629	2.652	2.765	2.836	2.901	2.950	2.980	3.001	3.028	3.037	3.067	3.137	3.142	3.160
4.6	1.942	2.115	2.274	2.395	2.488	2.559	2.609	2.643	2.666	2.779	2.850	2.915	2.964	2.994	3.015	3.042	3.051	3.081	3.151	3.146	3.164
4.7	1.954	2.128	2.287	2.408	2.501	2.572	2.622	2.656	2.679	2.792	2.863	2.928	2.977	3.007	3.028	3.055	3.064	3.094	3.164	3.159	3.177
4.8	1.968	2.142	2.301	2.422	2.515	2.586	2.636	2.670	2.693	2.806	2.877	2.942	2.991	3.021	3.042	3.069	3.078	3.108	3.178	3.173	3.191
4.9	1.982	2.155	2.314	2.435	2.528	2.599	2.649	2.683	2.706	2.819	2.890	2.955	3.004	3.034	3.055	3.082	3.091	3.121	3.191	3.186	3.204
5.0	1.995	2.169	2.328	2.449	2.542	2.613	2.663	2.697	2.720	2.833	2.904	2.969	3.018	3.048	3.069	3.096	3.105	3.135	3.205	3.200	3.218
5.1	2.008	2.183	2.342	2.463	2.556	2.627	2.677	2.711	2.734	2.847	2.918	2.983	3.032	3.062	3.083	3.110	3.119	3.149	3.219	3.214	3.232
5.2	2.024	2.197	2.356	2.477	2.570	2.641	2.691	2.725	2.748	2.861	2.932	2.997	3.046	3.076	3.097	3.124	3.133	3.163	3.233	3.228	3.246
5.3	2.038	2.210	2.369	2.490	2.583	2.654	2.704	2.738	2.761	2.874	2.945	3.010	3.059	3.089	3.110	3.137	3.146	3.176	3.246	3.241	3.259
5.4	2.053	2.224	2.383	2.504	2.597	2.668	2.718	2.752	2.775	2.888	2.959	3.024	3.073	3.103	3.124	3.151	3.160	3.190	3.260	3.255	3.273
5.5	2.067	2.238	2.397	2.518	2.611	2.682	2.732	2.766	2.789	2.902	2.973	3.038	3.087	3.117	3.138	3.165	3.174	3.204	3.274	3.269	3.287
5.6	2.079	2.251	2.410	2.531	2.624	2.695	2.745	2.779	2.802	2.915	2.986	3.051	3.100	3.130	3.151	3.178	3.187	3.217	3.287	3.282	3.300
5.7	2.091	2.264	2.423	2.544	2.637	2.708	2.758	2.792	2.815	2.928	2.999	3.064	3.113	3.143	3.164	3.191	3.200	3.230	3.300	3.295	3.313
5.8	2.103	2.277	2.436	2.557	2.650	2.721	2.771	2.805	2.828	2.941	3.012	3.077	3.126	3.156	3.177	3.204	3.213	3.243	3.313	3.308	3.326
5.9	2.114	2.290	2.449	2.570	2.663	2.734	2.784	2.818	2.841	2.954	3.025	3.090	3.139	3.169	3.190	3.217	3.226	3.256	3.326	3.321	3.339
6.0	2.126	2.303	2.462	2.583	2.676	2.747	2.797	2.831	2.854	2.967	3.038	3.103	3.152	3.182	3.203	3.230	3.239	3.269	3.339	3.334	3.352
6.1	2.139	2.316	2.475	2.600	2.700	2.780	2.830	2.864	2.887	3.000	3.071	3.136	3.185	3.215	3.236	3.263	3.272	3.302	3.372	3.367	3.385
6.2	2.152	2.329	2.488	2.613	2.713	2.793	2.843	2.877	2.900	3.013	3.084	3.149	3.198	3.228	3.249	3.276	3.285	3.315	3.385	3.380	3.398
6.3	2.165	2.342	2.499	2.624	2.724	2.804	2.854	2.888	2.911	3.024	3.095	3.160	3.209	3.239	3.260	3.287	3.296	3.326	3.396	3.391	3.409
6.4	2.178	2.355	2.512	2.637	2.737	2.817	2.867	2.901	2.924	3.037	3.108	3.173	3.222	3.252	3.273	3.300	3.309	3.339	3.409	3.404	3.422
6.5	2.191	2.368	2.525	2.650	2.750	2.830	2.880	2.914	2.937	3.050	3.121	3.186	3.235	3.265	3.286	3.313	3.322	3.352	3.422	3.417	3.435
6.6	2.204	2.379	2.536	2.661	2.761	2.841	2.891	2.925	2.948	3.061	3.132	3.197	3.246	3.276	3.297	3.324	3.333	3.363	3.433	3.428	3.446
6.7	2.217	2.391	2.548	2.673	2.773	2.853	2.903	2.937	2.960	3.073	3.144	3.193	3.276	3.313	3.343	3.373	3.382	3.412	3.482	3.477	3.495
6.8	2.229	2.404	2.561	2.686	2.786	2.866	2.916	2.950	2.973	3.086	3.157	3.206	3.289	3.326	3.356	3.386	3.395	3.425	3.495	3.490	3.508
6.9	2.242	2.418	2.575	2.700	2.800	2.880	2.930	2.964	2.987	3.100	3.171	3.220	3.303	3.340	3.370	3.400	3.409	3.439	3.509	3.504	3.522
7.0	2.255	2.429	2.586	2.711	2.811	2.891	2.941	2.975	2.998	3.111	3.182	3.231	3.314	3.351	3.381	3.411	3.420	3.450	3.520	3.515	3.533
7.1	2.268	2.442	2.599	2.724	2.824	2.904	2.954	2.988	3.011	3.124	3.195	3.244	3.327	3.364	3.394	3.424	3.433	3.463	3.533	3.528	3.546
7.2	2.281	2.455	2.612	2.737	2.837	2.917	2.967	3.001	3.024	3.137	3.208	3.257	3.340	3.377	3.407	3.437	3.446	3.476	3.546	3.541	3.559
7.3	2.294	2.468	2.625	2.750	2.850	2.930	2.980	3.014	3.037	3.150	3.221	3.270	3.353	3.390	3.420	3.450	3.459	3.489	3.559	3.554	3.572
7.4	2.307	2.479	2.636	2.761	2.861	2.941	2.991	3.025	3.048	3.161	3.232	3.281	3.364	3.401	3.431	3.461	3.470	3.500	3.570	3.565	3.583
7.5	2.320	2.492	2.649	2.774	2.874	2.954	3.004	3.038	3.061	3.174	3.245	3.294	3.377	3.414	3.444	3.474	3.483	3.513	3.583	3.578	3.596
7.6	2.333	2.505	2.662	2.787	2.887	2.967	3.017	3.051	3.074	3.187	3.258	3.307	3.390	3.427	3.457	3.487	3.496	3.526	3.596	3.591	3.609
7.7	2.346	2.517	2.674	2.799	2.899	2.979	3.029	3.063	3.086	3.199	3.270	3.319	3.402	3.439	3.469	3.499	3.508	3.538	3.608	3.603	3.621
7.8	2.359	2.530	2.687	2.812	2.912	2.992	3.042	3.076	3.099	3.212	3.283	3.332	3.415	3.452	3.482	3.512	3.521	3.551	3.621	3.616	3.634
7.9	2.372	2.543	2.700	2.825	2.925	3.005	3.055	3.089	3.112	3.225	3.296	3.345	3.428	3.465	3.495	3.525	3.534	3.564	3.634	3.629	3.647
8.0	2.385	2.556	2.713	2.838	2.938	3.018	3.068	3.102	3.125	3.238	3.309	3.358	3.441	3.478	3.508	3.538	3.547	3.577	3.647	3.642	3.660
8.1	2.398	2.569	2.726	2.851	2.951	3.031	3.081	3.115	3.138	3.251	3.322	3.371	3.454	3.491	3.521	3.551	3.560	3.590	3.660	3.655	3.673
8.2	2.411	2.582	2.739	2.864	2.964	3.044	3.094	3.128	3.151	3.264	3.335	3.384	3.467	3.504	3.534	3.564	3.573	3.603	3.673	3.668	3.686
8.3	2.424	2.595	2.752	2.877	2.977	3.057	3.107	3.141	3.164	3.277	3.348	3.397	3.480	3.517	3.547	3.577	3.586	3.616	3.686	3.681	3.700
8.4	2.437	2.608	2.765	2.890	2.990	3.070	3.120	3.154	3.177	3.290	3.361	3.410	3.493	3.530	3.560	3.590	3.600	3.630	3.700	3.695	3.713
8.5	2.450	2.618	2.775	2.899	2.999	3.079	3.129	3.163	3.186	3.299	3.370	3.419	3.502	3.539	3.569	3.599	3.608	3.638	3.708	3.703	3.721

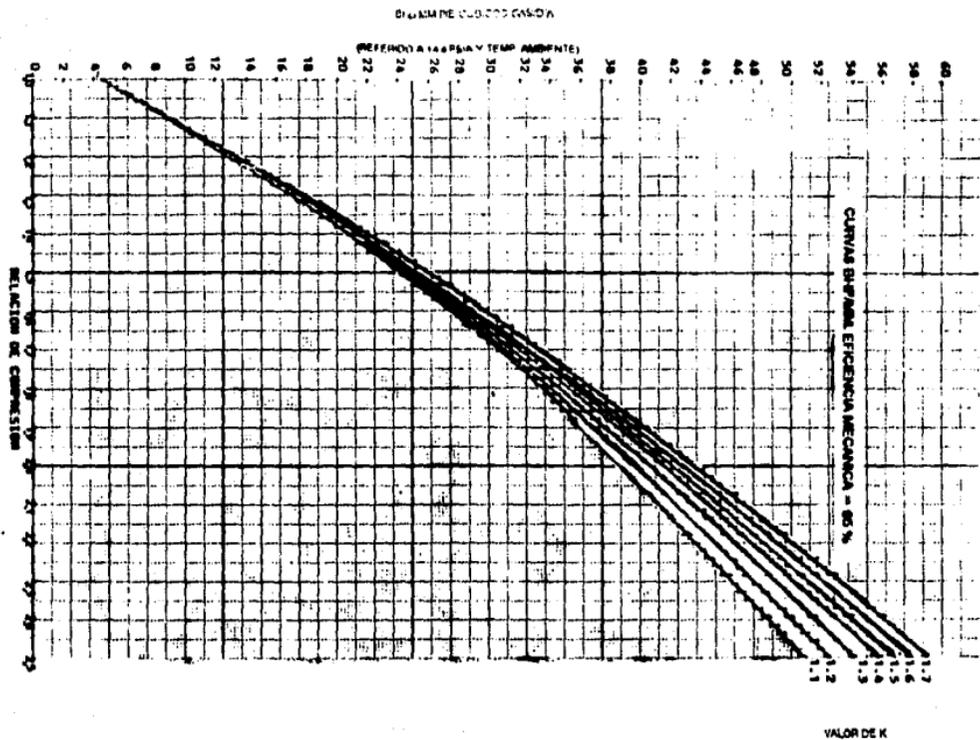


Figure 7

Figura 8

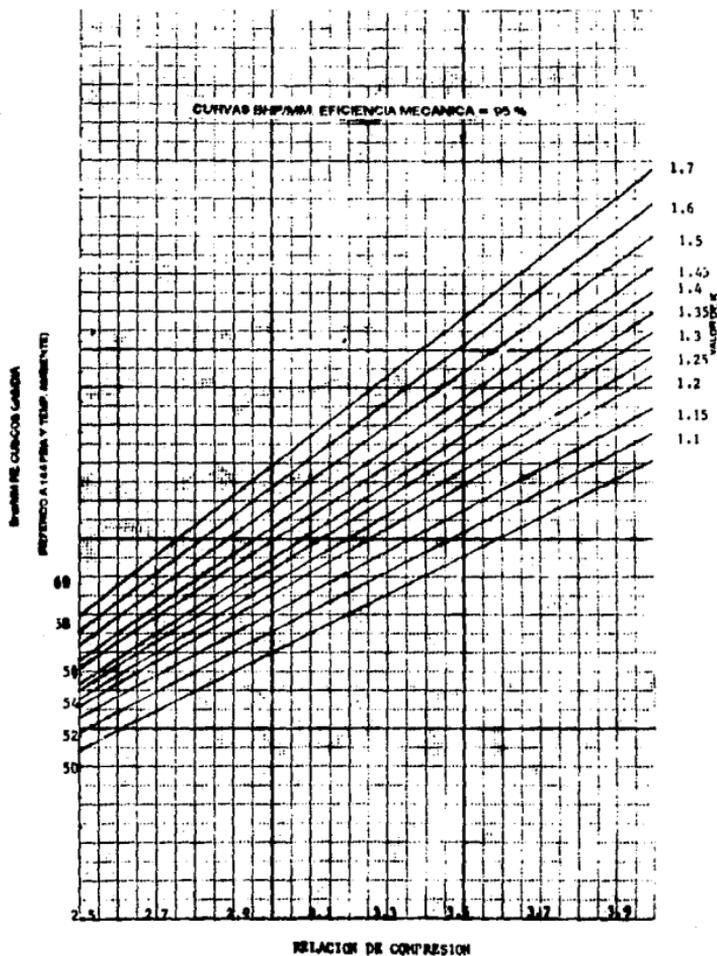


Figura 9

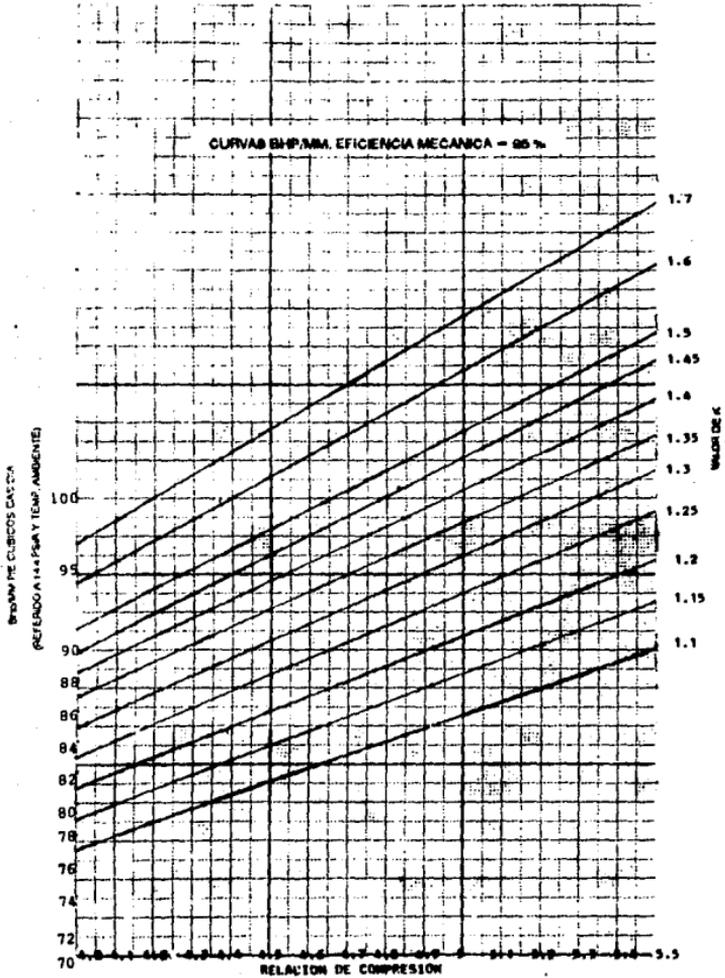
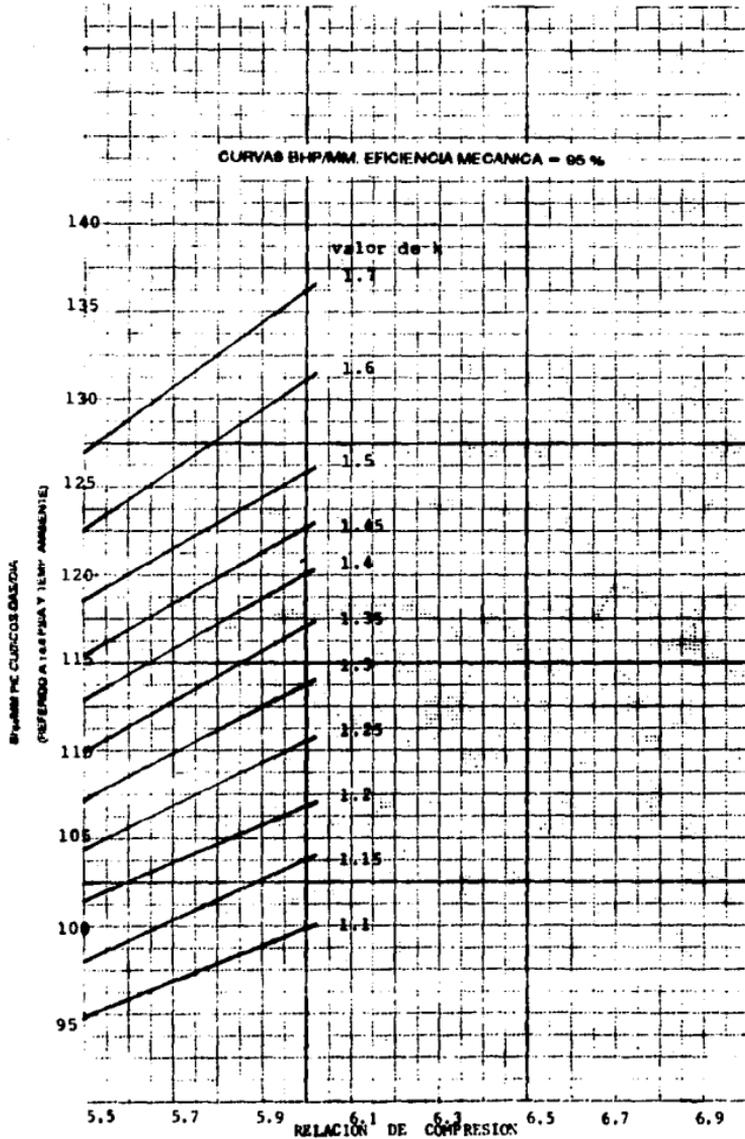


Figura 10



LONGITUD DE TUBERIA RECTA QUE PUEDE SER CONSIDERADA EQUIVALENTE CUANDO SE USAN VALVULAS O CUALQUIER OTRO TIPO DE ACCESORIOS

(VALIDO UNICAMENTE PARA FLUJO TURBULENTO)

			DIAMETRO DE TUBO (pulgadas)																							
			¼	½	¾	1	1¼	1½	2	2½	3	4	5	6	8	10	12	16	18	20	24					
Codo 90° regular		Roscado	Acero	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.0	7.6	8.5	9.3	11	13	...	...	...	...	...	...	...	...				
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.0	11	...	...	...	...	...	...	...	...			
		Bridado	Acero	...	...	.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12	16	17	18	21	23	25	30		
Codo 90° medio largo		Roscado	Acero	1.5	2.0	2.2	2.5	2.7	3.2	3.4	3.6	3.6	4.0	4.6	...	...	...	...	...	...	...	...				
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.3	3.7	...	...	...	...	...	...	...	...			
		Bridado	Acero	...	...	1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12	16		
Codo 45° regular		Roscado	Acero	.34	.58	.71	.88	1.0	1.7	2.1	2.7	3.2	4.0	5.5	...	...	...	...	...	...	...	...				
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.0	4.5	...	...	...	...	...	...	...	...			
		Bridado	Acero	...	...	.48	.80	.84	1.1	1.3	1.7	2.0	2.6	3.5	4.5	5.6	7.7	8.0	11	13	15	16	18	22		
Flujo en línea		Roscado	Acero	.79	1.2	1.7	2.4	3.0	4.0	5.0	7.7	9.5	12	17	...	...	...	...	...	...	...	...				
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.0	14	...	...	...	...	...	...	...	...			
		Bridado	Acero	...	...	.69	.82	1.0	1.3	1.5	1.8	1.9	2.2	2.8	3.8	5.0	4.7	5.2	6.0	6.4	7.2	7.6	8.2	9.6		
Flujo a 90°		Roscado	Acero	2.6	3.5	4.2	5.3	6.6	8.7	9.9	12	13	17	21	...	...	...	...	...	...	...	...				
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	16	17	...	...	...	...	...	...	...	...			
		Bridado	Acero	...	...	2.0	2.6	3.3	4.4	5.2	6.6	7.5	9.4	12	15	18	24	30	34	37	43	47	52	62		
Codo a 180°		Roscado	Acero	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.0	7.6	8.5	9.3	11	13	...	...	...	...	...	...	...	...				
		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.0	11	...	...	...	...	...	...	...	...			
		Bridado	Acero	...	...	.88	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12	16	17	18	21	23	25	30		
Codo a 180°		Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.6	4.8	...	...	...	...	...	...	...	...				
		Acero	...	...	1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12	16			
		Bridado	Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.8	3.4	...	...	...	...	...	...	...	...				



TUBO DE ACERO (CEDULA 40) — PERDIDAS POR FRICCION PARA AGUA (EXPRESADAS EN PIES DE CARGA POR CADA 100 PIES DE LONGITUD DE TUBERIA)

Gal. per min.	¼ pie		½ pie		¾ pie		1 pie		Gal. per min.	1 pie		1½ pie		2 pie	
	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.		V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.						
0.6	2.47	12.7	.....	.....	.....	.....	.....	.....	6	2.23	2.68	.....	.....	.....	.....
1.0	3.08	19.1	.....	.....	.....	.....	.....	.....	8	2.87	4.54	.....	.....	.....	.....
1.2	3.70	26.7	.....	.....	.....	.....	.....	.....	10	3.71	6.86	.....	.....	.....	.....
1.4	4.32	36.3	2.33	7.63	.....	.....	.....	.....	12	4.45	9.62	2.57	2.48	.....	.....
1.6	4.93	45.2	3.68	10.1	.....	.....	.....	.....	14	5.20	12.8	3.00	3.28	.....	.....
1.8	5.53	56.4	5.02	12.4	.....	.....	.....	.....	16	5.94	16.3	3.43	4.20	2.92	1.98
2.0	6.17	68.0	6.36	15.0	2.11	4.78	.....	.....	18	6.68	20.6	3.86	5.22	3.84	2.42
2.3	7.71	102.0	4.20	22.6	2.84	7.16	.....	.....	20	7.42	25.1	4.29	6.96	5.15	2.96
3.0	9.23	146.0	5.04	31.8	3.17	10.0	.....	.....	22	8.17	30.2	4.72	7.56	5.47	3.52
3.3	10.79	200.0	5.88	42.6	3.70	13.3	.....	.....	24	8.91	35.8	5.15	8.92	5.78	4.14
4.0	12.33	259.0	6.72	54.9	4.22	17.1	2.41	4.21	26	9.65	41.6	5.58	10.37	6.10	4.81
5	15.42	398	8.40	83.3	5.20	25.8	3.01	6.52	28	10.39	47.9	6.01	11.9	6.41	5.51
6	.....	.....	10.08	118	6.34	36.3	3.61	8.07	30	11.1	54.8	6.44	13.4	6.73	6.26
7	.....	.....	11.8	150	7.39	46.7	4.21	11.0	33	13.0	73.3	7.31	18.2	5.51	8.37
8	.....	.....	13.4	205	8.43	62.7	4.81	15.0	40	14.8	95.0	8.58	23.5	6.30	10.79
9	.....	.....	15.1	280	9.38	79.3	5.42	18.8	43	16.7	119.0	9.63	29.4	7.04	13.45
10	.....	.....	16.8	316	10.36	96.9	6.02	23.0	50	18.8	146	10.7	36.0	7.86	16.4
12	.....	.....	.....	.....	12.7	130	7.22	32.6	53	.....	.....	11.8	43.2	8.67	19.7
14	.....	.....	.....	.....	14.8	163	8.42	43.3	60	.....	.....	12.9	51.0	9.46	23.2
16	.....	.....	.....	.....	16.9	200	9.63	56.3	63	.....	.....	13.9	59.6	10.24	27.1
18	.....	.....	.....	.....	.....	.....	10.8	70.3	70	.....	.....	15.0	68.8	11.03	31.3
20	.....	.....	.....	.....	.....	.....	12.0	86.1	75	.....	.....	16.1	78.7	11.8	35.8
22	.....	.....	.....	.....	.....	.....	13.2	104	80	.....	.....	.....	.....	12.6	40.5
24	.....	.....	.....	.....	.....	.....	14.4	122	85	.....	.....	.....	.....	13.4	45.6
26	.....	.....	.....	.....	.....	.....	15.6	143	90	.....	.....	.....	.....	14.2	51.0
28	.....	.....	.....	.....	.....	.....	16.8	164	95	.....	.....	.....	.....	15.0	56.5
100	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	13.8	82.2

Tabla 4

(continuación)

Gal. por min.	2 pie		2½ pie		3 pie		4 pie		Gal. por min.	5 pie		6 pie		8 pie	
	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.		V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.
25	2.59	1.29	.....	.....	.....	.....	.....	.....	160	2.57	0.487	.....	.....	.....	.....
30	2.87	1.82	.....	.....	.....	.....	.....	.....	180	2.89	0.606	.....	.....	.....	.....
35	3.53	2.42	2.35	1.00	.....	.....	.....	.....	200	3.21	0.736	.....	.....	.....	.....
40	3.82	3.10	2.68	1.28	.....	.....	.....	.....	220	3.53	0.879	2.44	0.357	.....	.....
45	4.50	3.85	3.02	1.60	.....	.....	.....	.....	240	3.85	1.035	2.66	0.419	.....	.....
50	4.78	4.67	3.35	1.94	2.17	0.682	.....	.....	260	4.17	1.20	2.89	0.487	.....	.....
60	5.76	6.39	4.02	2.72	2.60	0.924	.....	.....	300	4.81	1.58	3.33	0.637	.....	.....
70	6.88	8.88	4.88	3.63	3.04	1.22	.....	.....	330	5.61	2.11	3.89	0.831	.....	.....
80	7.63	11.4	5.36	4.66	3.47	1.57	.....	.....	400	6.41	2.72	4.44	1.09	2.37	0.278
90	8.60	14.2	6.03	5.82	3.91	1.96	.....	.....	450	7.22	3.41	5.00	1.36	2.89	0.348
100	9.36	17.4	6.70	7.11	4.34	2.39	2.52	0.624	500	8.02	4.16	5.55	1.66	5.21	0.424
120	11.5	24.7	8.04	10.0	5.21	3.37	3.02	0.877	600	9.82	5.88	6.66	2.34	3.85	0.587
140	13.4	33.2	9.38	13.3	6.08	4.31	3.53	0.17	700	11.2	7.93	7.77	3.13	4.49	0.797
160	15.3	43.0	10.7	17.4	6.94	5.81	4.03	1.49	800	12.8	10.22	8.88	4.03	5.13	1.02
180	.....	.....	12.1	21.9	7.81	7.28	4.54	1.96	900	14.4	12.9	9.99	5.05	5.77	1.27
200	.....	.....	13.4	26.7	8.68	8.80	5.06	2.27	1 000	16.0	15.8	11.1	6.17	6.41	1.56
220	.....	.....	14.7	32.2	9.55	10.7	5.54	2.72	1 100	.....	.....	12.2	7.41	7.05	1.87
240	.....	.....	16.1	38.1	10.4	12.6	6.03	3.21	1 200	.....	.....	13.3	8.76	7.70	2.20
260	.....	.....	.....	.....	11.3	14.7	6.53	3.74	1 300	.....	.....	14.4	10.2	8.34	2.54
280	.....	.....	.....	.....	12.2	16.9	7.06	4.30	1 400	.....	.....	15.5	11.6	8.98	2.93
300	.....	.....	.....	.....	13.0	19.2	7.56	4.89	1 500	.....	.....	.....	.....	9.62	3.37
350	.....	.....	.....	.....	15.2	26.1	8.82	6.33	1 600	.....	.....	.....	.....	10.3	3.82
400	.....	.....	.....	.....	.....	.....	10.10	8.47	1 700	.....	.....	.....	.....	10.9	4.29
450	.....	.....	.....	.....	.....	.....	11.4	10.63	1 800	.....	.....	.....	.....	11.5	4.79
500	.....	.....	.....	.....	.....	.....	12.8	13.0	1 900	.....	.....	.....	.....	12.2	5.31
550	.....	.....	.....	.....	.....	.....	13.9	15.7	2 000	.....	.....	.....	.....	12.8	5.88
600	.....	.....	.....	.....	.....	.....	15.1	18.6	2 100	.....	.....	.....	.....	13.5	6.43
									2 200	.....	.....	.....	.....	14.1	7.02

Nota: Las tablas muestran los valores promedio de pérdida de fricción para tubería nueva; para instalaciones comerciales se recomienda aumentar un 15% a los valores mostrados. En estas tablas no se está incluyendo ninguna tolerancia para tomar en cuenta la rugosidad de la tubería.

Propiedades del agua saturada: tabla de temperatura - antiguo sistema inglés\*

T, °F	P, psia	Volumen, $\text{pe}^3/\text{lbm}$		Energía, $\text{Btu}/\text{lbm}$		Entalpía, $\text{Btu}/\text{lbm}$			Entropía, $\text{Btu}/(\text{lbm}\cdot\text{R})$		
		$v_f$	$v_g$	$u_f$	$u_g$	$h_f$	$h_{fg}$	$h_g$	$s_f$	$s_{fg}$	$s_g$
32.018	0.08846	0.01602	1302.	0.0	1021.2	0.0	1075.4	10.75.4	0.0000	2.1871	2.1871
35	0.09992	0.01602	2948.	3.0	1022.2	3.0	1073.7	1076.7	0.0061	2.1705	2.1766
40	0.1217	0.01602	2465.	8.0	1023.8	8.0	1070.9	1078.9	0.0162	2.1432	2.1594
45	0.1475	0.01602	2037.	13.0	1025.5	13.0	1068.1	1081.1	0.0262	2.1163	2.1425
50	0.1780	0.01602	1704.	18.1	1027.2	18.1	1065.2	1083.3	0.0361	2.0900	2.1261
55	0.2140	0.01603	1431.	23.1	1028.8	23.1	1062.4	1085.5	0.0458	2.0643	2.1101
60	0.2563	0.01603	1207.	28.1	1030.4	28.1	1059.6	1087.7	0.0555	2.0390	2.0945
65	0.3057	0.01604	1021.	33.1	1032.1	33.1	1056.8	1089.9	0.0651	2.0142	2.0793
70	0.3632	0.01605	867.6	38.1	1033.7	38.1	1053.9	1092.0	0.0746	1.9898	2.0644
75	0.4300	0.01606	739.7	43.1	1035.4	43.1	1051.1	1094.2	0.0840	1.9659	2.0499
80	0.5073	0.01607	632.7	48.1	1037.0	48.1	1048.3	1096.4	0.0933	1.9425	2.0355
85	0.5964	0.01609	543.1	53.1	1038.6	53.1	1045.5	1098.6	0.1025	1.9195	2.0220
90	0.6989	0.01610	467.6	58.1	1040.2	58.1	1042.6	1100.7	0.1116	1.8969	2.0085
95	0.8162	0.01611	403.9	63.0	1041.9	63.0	1039.8	1102.9	0.1206	1.8747	1.9953
100	0.9503	0.01613	350.0	68.0	1043.5	68.0	1037.0	1105.0	0.1296	1.8528	1.9824
110	1.276	0.01617	265.1	78.0	1046.7	78.0	1031.3	1109.3	0.1473	1.8103	1.9576
120	1.695	0.01621	203.0	88.0	1049.9	88.0	1025.5	1113.5	0.1646	1.7692	1.9339
130	2.225	0.01625	157.2	98.0	1053.0	98.0	1019.7	1117.7	0.1817	1.7294	1.9111
140	2.892	0.01629	122.9	107.9	1056.2	108.0	1013.9	1121.9	0.1985	1.6909	1.8894
150	3.722	0.01634	96.99	117.9	1059.4	117.9	1008.2	1126.1	0.2150	1.6535	1.8682
160	4.745	0.01640	77.23	127.9	1062.6	128.0	1002.4	1130.1	0.2313	1.6173	1.8486
180	7.515	0.01651	50.29	148.0	1068.8	148.0	990.2	1138.2	0.2531	1.5480	1.8111
200	11.35	0.01663	33.03	168.0	1074.8	168.1	977.4	1145.9	0.2741	1.4823	1.7764
212	14.696	0.01667	26.50	188.1	1077.6	188.1	970.4	1150.2	0.2822	1.4447	1.7564
230	17.19	0.01677	21.15	188.1	1079.8	189.2	965.3	1153.5	0.2841	1.4202	1.7441

Propiedades del H<sub>2</sub>O saturada: tabla de temperatura (siglove sistema inglés) (continuación)

T, °F	P, psia	Volumen, pie <sup>3</sup> /lbm		Energía, Btu/lbm		Entalpía, Btu/lbm			Entropía, Btu/(lbm·R)		
		v <sub>f</sub>	v <sub>g</sub>	u <sub>f</sub>	u <sub>g</sub>	h <sub>f</sub>	h <sub>fg</sub>	h <sub>g</sub>	s <sub>f</sub>	s <sub>fg</sub>	s <sub>g</sub>
240	24.97	0.01692	16.55	208.4	1085.3	208.4	932.3	1160.7	0.3534	1.3611	1.7145
260	33.42	0.01706	11.77	228.6	1090.5	228.7	938.9	1167.6	0.3820	1.3046	1.6866
280	49.19	0.01726	8.630	249.0	1095.4	249.2	924.9	1174.1	0.4100	1.2504	1.6604
300	66.98	0.01745	6.472	269.3	1100.0	269.7	910.5	1180.2	0.4373	1.1985	1.6358
320	89.20	0.01765	4.919	290.1	1104.2	290.4	895.4	1185.8	0.4641	1.1484	1.6125
340	117.9	0.01787	3.792	310.9	1108.0	311.3	879.5	1190.8	0.4904	1.0990	1.5902
360	152.9	0.01811	2.961	331.8	1111.6	332.0	862.9	1195.2	0.5163	1.0527	1.5690
380	193.6	0.01836	2.339	352.9	1114.3	353.6	845.4	1199.0	0.5417	1.0089	1.5485
400	247.1	0.01864	1.866	374.3	1116.6	375.1	826.9	1202.0	0.5668	0.9618	1.5286
420	308.5	0.01894	1.502	396.0	1118.3	396.9	807.2	1204.1	0.5916	0.9177	1.5093
440	381.2	0.01926	1.219	417.6	1119.3	419.0	786.3	1205.3	0.6163	0.8740	1.4902
460	466.3	0.01961	0.9961	439.7	1119.6	441.4	764.1	1205.5	0.6409	0.8309	1.4714
480	563.5	0.02000	0.8187	462.2	1118.9	464.3	740.3	1204.6	0.6647	0.7879	1.4526
500	680.0	0.02043	0.6761	485.1	1117.4	487.7	714.8	1202.3	0.6889	0.7448	1.4337
520	811.4	0.02091	0.5629	508.5	1114.8	511.7	687.2	1198.9	0.7132	0.7015	1.4147
540	961.1	0.02145	0.4658	532.6	1111.0	536.4	657.4	1193.8	0.7375	0.6577	1.3952
560	1132.	0.02207	0.3877	557.3	1105.8	562.0	625.0	1187.0	0.7622	0.6129	1.3751
580	1324.	0.02278	0.3225	583.0	1099.9	588.6	589.4	1178.0	0.7873	0.5669	1.3542
600	1541.	0.02363	0.2677	609.9	1093.0	616.6	549.8	1166.4	0.8131	0.5188	1.3319
620	1784.	0.02465	0.2209	638.3	1078.5	646.4	505.0	1151.4	0.8399	0.4678	1.3077
640	2051.	0.02593	0.1805	668.7	1063.2	678.6	453.3	1131.9	0.8683	0.4122	1.2800
660	2342.	0.02747	0.1446	702.0	1042.3	714.3	391.2	1105.5	0.8992	0.3519	1.2489
680	2667.	0.03027	0.1113	741.7	1011.0	756.9	309.8	1066.7	0.9352	0.2718	1.2070
700	3020.	0.03466	0.07644	801.7	947.7	822.7	167.7	990.4	0.9901	0.1647	1.1350
708.645	3201.8	0.05053	0.05053	872.6	872.6	902.3	0.0	902.3	1.0562	0.0000	1.0562

Propiedades del agua líquida saturada (continúa de la tabla 1)

T, °F	$c_p$ , Btu lbm·°F	$\rho$ , lbm ft <sup>3</sup>	$\rho$ , lbm m <sup>3</sup>	$\rho$ , lbm ft <sup>3</sup>	$h$ , Btu lbm·°F	Pr,	$c_p$ , Btu lbm·°F	$\rho$ , lbm ft <sup>3</sup>	$\rho$ , lbm m <sup>3</sup>
12	1.009	62.42	4.35	0.327	11.35				
40	1.015	62.42	3.75	0.332	11.15				$0.1 \times 10^6$
50	1.022	62.38	3.17	0.338	9.40				$1.0 \times 10^6$
60	1.030	62.34	2.71	0.344	7.88				$1.7 \times 10^6$
70	0.999	62.27	2.37	0.349	6.78				$2.3 \times 10^6$
80	0.998	62.17	2.08	0.355	5.85				$3.0 \times 10^6$
90	0.997	62.11	1.83	0.360	5.12				$3.9 \times 10^6$
100	0.997	61.99	1.65	0.364	4.57				$5.2 \times 10^6$
110	0.997	61.84	1.49	0.368	4.04				$6.6 \times 10^6$
120	0.997	61.73	1.36	0.372	3.64				$7.7 \times 10^6$
130	0.998	61.54	1.24	0.375	3.30				$8.9 \times 10^6$
140	0.998	61.39	1.14	0.379	3.01				$10.2 \times 10^6$
150	0.999	61.30	1.04	0.381	2.73				$12.0 \times 10^6$
160	1.000	61.25	0.97	0.384	2.53				$13.9 \times 10^6$
170	1.001	61.19	0.90	0.386	2.33				$15.5 \times 10^6$
180	1.002	61.07	0.84	0.389	2.16				$17.4 \times 10^6$
190	1.003	60.95	0.79	0.390	2.03				
200	1.004	60.83	0.74	0.392	1.90				
220	1.007	59.63	0.65	0.395	1.68				
240	1.010	59.10	0.59	0.396	1.51				
260	1.013	58.51	0.53	0.396	1.36				
280	1.020	57.94	0.46	0.396	1.24				
300	1.026	57.31	0.43	0.395	1.17				
350	1.044	55.30	0.36	0.391	1.02				
400	1.067	53.69	0.33	0.384	1.00				
450	1.099	51.55	0.29	0.373	0.85				
500	1.170	49.83	0.26	0.366	0.73				
550	1.300	45.92	0.23						
600	1.361	42.37	0.21						

Tabla 6

Propiedades termofísicas del aire a presiones bajas

T R	T °F	h Btu/lbm	$\rho$	w Btu/lbm	$r_v$	$\phi$ Btu (lbm-R)
100	-360	23.7	0.00384	16.9	96.0	0.1971
120	-340	28.5	0.00726	20.3	61.20	0.2498
140	-320	33.3	0.01244	23.7	41.70	0.2777
160	-300	38.1	0.01982	27.1	29.90	0.3096
180	-280	42.9	0.0299	30.6	22.30	0.3374
200	-260	47.7	0.0437	34.0	17.15	0.3633
220	-240	52.5	0.0603	37.4	11.52	0.3878
240	-220	57.2	0.0816	40.8	10.89	0.4017
260	-200	62.0	0.1080	44.2	8.92	0.4258
280	-180	66.8	0.1399	47.6	7.62	0.4436
300	-160	71.6	0.1780	51.0	6.24	0.4601
320	-140	76.4	0.2229	54.5	5.32	0.4755
340	-120	81.2	0.2754	57.9	4.57	0.4900
360	-100	86.0	0.336	61.3	3.97	0.5037
380	-80	90.8	0.406	64.7	3.47	0.5166
400	-60	95.5	0.486	68.1	3.05	0.5289
420	-40	100.3	0.576	71.5	2.70	0.5406
440	-20	105.1	0.676	74.9	2.41	0.5517
460	0	109.9	0.791	78.4	2.15	0.5624
480	+20	114.7	0.918	81.8	1.93	0.5726
500	40	119.5	1.059	85.2	1.74	0.5823
520	60	124.3	1.215	88.6	1.58	0.5917
540	80	129.1	1.386	92.0	1.44	0.6008
560	100	133.9	1.574	95.5	1.31	0.6095
580	120	138.7	1.780	98.9	1.20	0.6179
600	140	143.5	2.00	102.3	1.10	0.6261
620	160	148.3	2.25	105.8	1.02	0.6340
640	180	153.1	2.51	109.2	0.94	0.6416
660	200	157.9	2.80	112.7	0.87	0.6490
680	220	162.7	3.11	116.1	0.81	0.6562
700	240	167.6	3.45	119.6	0.75	0.6632
720	260	172.4	3.81	123.0	0.70	0.6700
740	280	177.2	4.19	126.5	0.64	0.6766
760	300	182.1	4.61	130.0	0.61	0.6831
780	320	186.9	5.05	133.5	0.57	0.6894
800	340	191.8	5.53	137.0	0.53	0.6956
820	360	196.7	6.03	140.5	0.49	0.7016
840	380	201.6	6.57	144.0	0.47	0.7075
860	400	206.5	7.13	147.5	0.44	0.7132
880	420	211.4	7.70	151.0	0.42	0.7189
900	440	216.3	8.31	154.6	0.39	0.7244
920	460	221.2	8.95	158.1	0.37	0.7298
940	480	226.1	9.63	161.7	0.34	0.7351
960	500	231.1	10.34	165.3	0.33	0.7403
980	520	236.0	11.07	168.8	0.31	0.7454

(continued)

T R	T F	h Dro./ftm	$\rho$	u Dro./ftm	$\rho$	$\phi$ Dro./(ftm · R)
1170	540	241.0	12.20	172.4	30.1	0.7504
1175	540	246.0	13.22	176.0	28.6	0.7554
1180	580	251.0	14.18	179.7	27.2	0.7602
1185	600	256.0	15.20	183.3	25.8	0.7650
1190	620	261.0	16.26	186.9	24.6	0.7696
1195	640	266.0	17.41	190.6	23.4	0.7743
1200	660	271.0	18.60	194.2	22.3	0.7788
1140	680	276.1	19.86	197.9	21.3	0.7833
1160	700	281.1	21.2	201.6	20.29	0.7877
1180	720	286.2	22.6	205.3	19.30	0.7920
1210	740	291.3	24.0	209.0	18.51	0.7963
1220	760	296.4	25.2	212.8	17.70	0.8005
1240	780	301.5	27.1	216.5	16.93	0.8047
1260	800	306.6	28.8	220.3	16.20	0.8088
1280	820	311.8	30.6	224.0	15.52	0.8128
1300	840	316.9	32.4	227.8	14.87	0.8168
1320	860	322.1	34.3	231.6	14.25	0.8208
1340	880	327.3	36.3	235.4	13.67	0.8246
1360	900	332.5	38.4	239.2	13.12	0.8284
1380	920	337.7	40.6	243.1	12.59	0.8323
1400	940	342.8	42.9	246.9	12.10	0.8360
1420	960	348.1	45.3	250.8	11.62	0.8396
1440	980	353.4	47.8	254.7	11.17	0.8434
1460	1000	358.6	50.3	258.5	10.74	0.8470
1480	1020	363.9	53.0	262.4	10.34	0.8506
1500	1040	369.2	55.9	266.3	9.95	0.8542
1520	1060	374.5	58.8	270.3	9.58	0.8578
1540	1080	379.8	61.8	274.2	9.23	0.8611
1560	1100	385.1	65.0	278.1	8.89	0.8646
1580	1120	390.4	68.3	282.1	8.57	0.8679
1600	1140	395.7	71.7	286.1	8.26	0.8713
1620	1160	401.1	75.3	290.0	7.97	0.8746
1640	1180	406.4	79.0	294.0	7.69	0.8779
1660	1200	411.8	82.8	298.0	7.42	0.8812
1680	1220	417.2	86.8	302.0	7.17	0.8844
1700	1240	422.6	91.0	306.1	6.93	0.8876
1720	1260	428.0	95.2	310.1	6.69	0.8907
1740	1280	433.4	99.7	314.1	6.46	0.8939
1760	1300	438.8	104.3	318.2	6.25	0.8970
1780	1320	444.3	109.1	322.2	6.04	0.9000
1800	1340	449.7	114.0	326.3	5.85	0.9031
1820	1360	455.2	119.2	330.4	5.66	0.9061
1840	1380	460.6	124.5	334.5	5.48	0.9091
1860	1400	466.1	130.0	338.6	5.30	0.9120
1880	1420	471.6	135.6	342.7	5.13	0.9149

Table 7