

CAPITULO 1

INTRODUCCION



El bombeo en las industrias de procesos químicos, involucra el movimiento de un volumen de líquidos de proceso, la inyección precisa de reactantes, y la provisión y disipación de energía.

Los medios comúnmente empleados para lograr flujo en los fluidos son: gravedad, desplazamiento, fuerza centrífuga, fuerza electromagnética, transferencia de cantidad de movimiento (momentum), impulso mecánico o combinaciones de estos seis medios básicos. Después de la gravedad, el medio mas empleado actualmente es la fuerza centrífuga.

1.1 MEDIOS PARA LOGRAR EL FLUJO EN LOS FLUIDOS

1.1.1 Desplazamiento

La descarga de un fluido de un recipiente mediante el desplazamiento parcial o total de su volumen interno con un segundo fluido o por medios mecánicos, es el principio de muchos dispositivos de transporte de fluidos. En este grupo se incluyen las máquinas de diafragma y de pistón de movimiento alternativo, los tipos de engranajes y paletas giratorias, los compresores de pistón para fluidos, los depósitos ovalados para ácidos y elevadores por acción de aire.

La gran variedad de los dispositivos de transporte de fluidos del tipo de desplazamiento hace que sea difícil dar una lista de características comunes a todos ellos; sin embargo, para la mayor parte de los tipos, se

puede decir que:

- 1) Son adaptables para el funcionamiento a presiones elevadas.
- 2) El caudal (flujo o gasto) a través de la bomba es variable.
- 3) Las consideraciones mecánicas limitan los caudales máximos y pueden ser muy eficientes a caudales extremadamente bajos.

1.1.2 Fuerza centrífuga

Cuando se utiliza fuerza centrífuga, ésta es proporcionada por medio de una bomba centrífuga o de un compresor. Aunque varía mucho el aspecto físico de los diversos tipos de compresores y bombas centrífugas, la función básica de cada uno de ellos es siempre la misma, o sea, producir energía cinética mediante la acción de una fuerza centrífuga y, a continuación, convertir parcialmente esta energía en presión, mediante la reducción eficiente de la velocidad, del fluido en movimiento.

En general, los dispositivos centrífugos de transporte de fluidos tienen las características que siguen:

- 1) La descarga está relativamente libre de pulsaciones.
- 2) El diseño mecánico se presta para manejar grandes caudales, lo que significa que las limitaciones de capacidad constituyen raramente un problema.
- 3) Pueden asegurar un desempeño eficiente a lo largo de un intervalo amplio de presiones y capacidades, incluso cuando funcionan a velocidad constante.
- 4) La presión de descarga es una función de la densidad de fluido.
- 5) Estos son dispositivos de velocidad relativamente baja y más económicos.

La bomba o compresor de flujo axial es un dispositivo que combina el empleo de la fuerza centrífuga con el impulso mecánico para producir un aumento de presión. En este dispositivo, el fluido se desplaza aproximadamente paralelo al eje a través de una serie de paletas radiales aerodinámicas. El fluido se acelera en la dirección axial mediante impulsos mecánicos de las paletas giratorias y, al mismo tiempo, se establece un gradiente positivo de presión en la dirección

radial, en cada una de las etapas, mediante la fuerza centrífuga. La elevación neta de presión por etapa es el resultado de esos dos efectos.

1.1.3 Fuerza electromagnética

Cuando el fluido es un buen conductor eléctrico, como sucede con los metales fundidos, es posible aplicar un campo electromagnético en torno al ducto del flujo, de tal modo que se genere una fuerza impulsora que provocará el flujo. Esas bombas se desarrollaron para el manejo de líquidos para transferencia de calor sobre todo para los reactores nucleares.

1.1.4 Transferencia de cantidad de movimiento (momentum)

La desaceleración de un fluido (fluido impulsor) con objeto de transferir su cantidad de movimiento a otro (fluido bombeado) es un principio utilizado comúnmente en el manejo de materiales corrosivos, en el bombeo desde profundidades inaccesibles o para el vaciado. Las boquillas de chorro se encuentran en esta categoría, lo mismo que los reductores.

La ausencia de partes en movimiento y la sencillez de construcción justifican en muchos casos el empleo de boquillas de chorro y reductores. Sin embargo, éstos son dispositivos relativamente ineficientes. Los costos de operación pueden ser varias veces el costo de otros tipos más comunes de equipo de transporte de fluidos cuando el fluido motriz o impulsor es el aire o vapor. Además, otras consideraciones de tipo ecológico hacen hoy prohibitivo su uso en muchos casos.

1.1.5 Impulso mecánico

El principio del impulso mecánico, cuando se aplica a los fluidos, se combina por lo común con uno de los otros medios de aplicación de movimiento. Como se mencionó antes, esto es lo que ocurre en el caso de las bombas y los compresores de flujo axial. Las bombas de turbina o del tipo regenerativo, son otros dispositivos que funcionan parcialmente mediante impulso mecánico.

El bombeo es también denominado como "el corazón" de un proceso químico, y es una buena analogía. Un bombeo satisfactorio es entonces de fundamental importancia; y para lograrlo se debe definir:

1. Condiciones de servicio
2. Especificación del sistema de bombeo
3. Adquisición
4. Instalación
5. Operación
6. Mantenimiento.

No definir o enfocar alguno de estos aspectos adecuadamente puede trabar un proceso. Pero de todos estos, lo más importante es especificar correctamente una bomba por lo cual este texto enfocará con mayor amplitud este punto. [La Fig. 1.1](#), muestra la secuencia básica para hacer esto. Note que la iteración es una parte inherente de esta secuencia.

Los tipos de bombas revisados son centrífugas, rotatorias y reciprocantes. Debido al tamaño y la orientación de esta obra no es posible un exhaustivo tratamiento de los diferentes tipos de bombas.

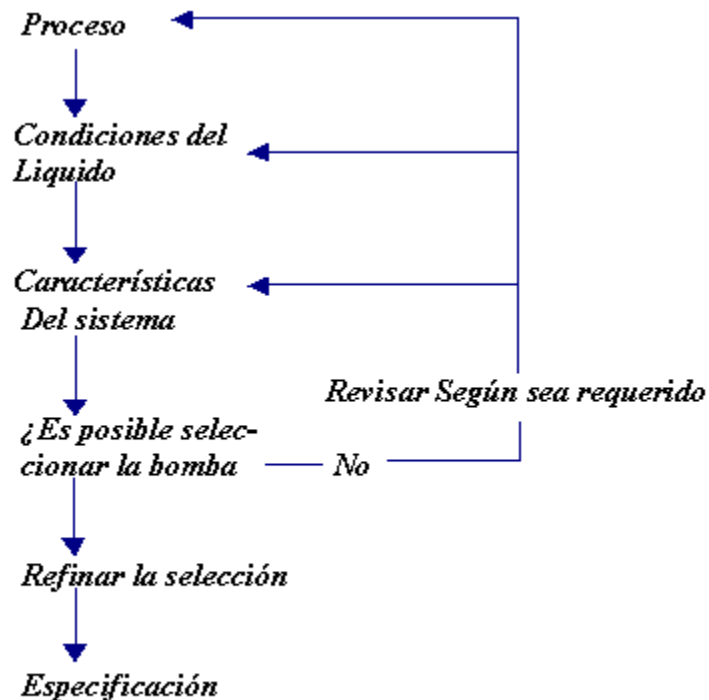


Fig. 1.1 Proceso para especificar una bomba

Si está conectado a internet [pulse aquí para ingresar a www.pumpworld.com/](http://www.pumpworld.com/)

This Web site Copyright © 2006 by [Luis Moncada Albitres M.Sc.](#)



CAPITULO 2

CONDICIONES DEL LIQUIDO

El bombeo en procesos químicos involucra el manejo de líquidos que son corrosivos, tóxicos o ambos. Esto hace que para este servicio se debe seleccionar adecuadamente los materiales de construcción, la construcción mecánica interna y los tipos de empaquetaduras necesarios.

Debido a que la naturaleza del líquido a ser bombeado condiciona la construcción de una bomba, la determinación de las características del mismo es un primer paso esencial en una aplicación de bombeo. No hacer esto con suficiente precisión es una primera causa de fallas prematuras de bombas químicas.

2.1. PROPIEDADES

Las propiedades del líquido influyen en el tipo de bomba y su construcción mecánica. Las propiedades del líquido necesarias para seleccionar una bomba son:

Gravedad específica (*SG*) o densidad relativa (*RD*)

Presión de vapor

Viscosidad

Características reológicas (sí son diferentes de los Newtonianos)

El calor específico, aun cuando no es frecuentemente citado, es usado particularmente cuando la aplicación tiene una columna de succión positiva neta (CSPN) disponible mínima.

Las propiedades del líquido son usualmente especificadas a la temperatura de bombeo o por encima de la temperatura esperada, si este es el caso.

2.2 TEMPERATURA

Las propiedades del líquido y la corrosividad varían marcadamente con la temperatura, entonces la temperatura exacta es importante. Términos generales como "frío", "caliente" ó "ambiente" no proporcionan información suficiente. Una especificación ideal da el rango de temperatura esperado y temperatura normal de operación.

2.3 CONSTITUYENTES

La mayoría de líquidos bombeados son soluciones de múltiple componentes. Para ayudar a seleccionar el material mas adecuado para la bomba, es necesario conocer los constituyentes líquidos y sus concentraciones. En esta relación es vital que todos los constituyentes, mayoría y trazas, sean identificados y que sus concentraciones sean dadas en unidades específicas.

Trazas de constituyentes, particularmente halógenos, haluros o componentes de hidrógeno, pueden hacer un material nominalmente satisfactorio enteramente insatisfactorio.

Las concentraciones necesarias para evitar esta situación se deben especificar, en lugar de usar términos como "diluido" y "concentrado". Tratamiento similar es necesario para trazas de constituyentes debido a que sus efectos pueden variar marcadamente con pequeños cambios en la concentración.

2.4 ACIDEZ Y ALCALINIDAD

Si una solución es ácida o alcalina, o probablemente varíe es de consecuencia para la selección del material. Por esta razón, debe especificarse el *pH* o el posible rango de *pH* de la solución.

2.5 AERACIÓN

El grado de aeración de una solución puede tener un efecto significativo en su corrosividad. Aleaciones que presentan oxidación por pasividad, por ejemplo el acero inoxidable 316, sufren severa corrosión en soluciones sin aeración. Para soluciones que dependen de la reducción del ambiente para resistir a la corrosión, la aeración de la solución puede promover severa corrosión.

2.6 SÓLIDOS

En pequeñas cantidades, frecuentemente parecen inocuos, los sólidos suspendidos en el líquido bombeado puede causar erosión-corrosión. Frecuentemente, el deterioro puede ser severo, lo suficiente para malograr prematuramente el casco de una bomba. Si probablemente estén los sólidos, es necesario especificar el material, tamaño y concentración.

2.7 DERRAMES PERMISIBLES (FUGAS)

La contaminación, atmosférica y terrestre, conociendo los efectos cancerígenos y la alta toxicidad de muchos de los líquidos usados en la industria química se permitirá un escape a muy pequeñas proporciones o nada. Poco o nada de escape requieren consideraciones especiales en la selección, diseño y calidad de las bombas.

2.8 CALIDAD DEL PRODUCTO

Algunos líquidos, ya sea su calidad, pureza o condición pueden ser afectados por la bomba mediante la contaminación o agitación, respectivamente. Cuando este es el caso, es necesario especificar claramente la configuración apropiada de la bomba y los materiales seleccionados.

2.9 OTRAS CARACTERÍSTICAS

Algunos procesos involucran el bombeo de líquidos con características especiales. Un ejemplo son las resinas polimerizadas para lo cual primero se deberá establecer si pueden ser manipuladas mediante una bomba, y luego analizar las características vistas anteriormente.

CAPITULO 3

CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA

3.1 BOMBEO

El bombeo involucra el movimiento de líquido, u, ocasionalmente, una mezcla líquido-gas, desde una fuente de succión hasta un punto de

descarga. La [Fig. 3.1](#) muestra un sistema típico y la gradiente hidráulica asociada con un flujo continuo particular.

3.2 ENERGÍA DE LA BOMBA

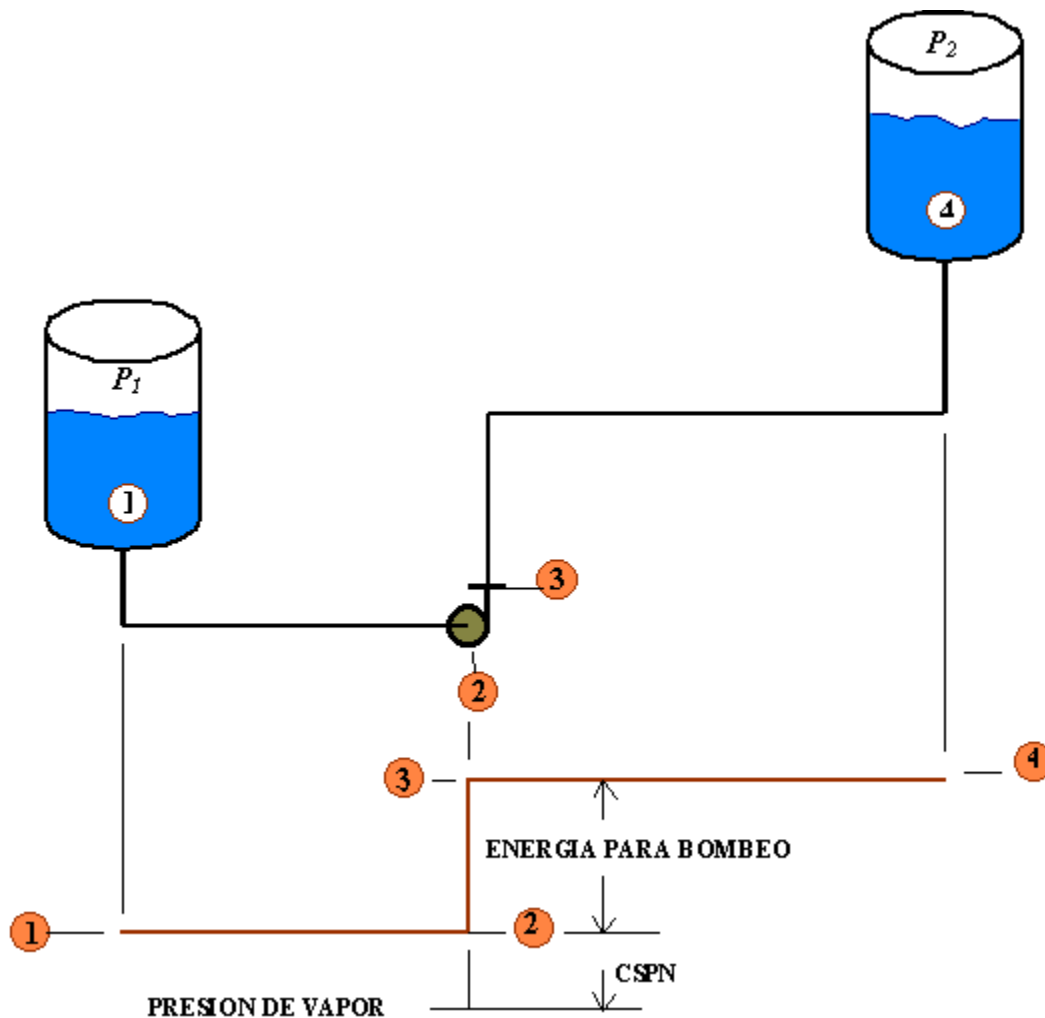
El primer punto a notar a partir de la gradiente hidráulica es que la bomba es solamente el aparato que suministra energía. Y tiene que adicionar toda la energía requerida; no solamente para vencer la diferencia de presiones entre la succión y la descarga, sino también las pérdidas en los conductos. Aún cuando este punto puede parecer sin importancia, es fundamental y no puede ser dejado de lado. La energía suministrada por la bomba es igual a la **columna** del sistema o **resistencia**.

3.3 ENERGÍA DE SUCCIÓN

De igual importancia a la energía de bombeo es la energía disponible en la succión de la bomba. La energía neta disponible es aquella pequeña cantidad por encima de la presión de vapor del líquido, y se muestra en la [Fig. 3.1](#). Para conseguir que el líquido ingrese a la bomba y pase a través de ella sin afectar la operación o malograr la bomba, esta requiere una cantidad de energía neta en la succión. Esta energía es comúnmente conocida como **CSPN (NPSH)** "[Columna de succión positiva neta](#)"; la cual es detallada mas adelante.

3.4 FLUJO (CAPACIDAD)

Esta variable es expresada en las siguientes unidades. En unidades del SI, la capacidad es expresada en metros cúbicos por hora (m^3/h) tanto para líquidos como para gases. En unidades usuales se expresa en galones por minuto (gal/min) para líquidos y en pies cúbicos por minuto ($\text{pies}^3/\text{min.}$) para gases.



NIVELES DE ENERGÍA

- 1- Salida desde la fuente de succión
- 2- Succión de la bomba
- 3- Descarga de la bomba
- 4- Punto de descarga

Fig. 3.1 Gradiente hidráulico en un sistema típico. La bomba debe suministrar toda la energía, incluyendo pérdidas en los conductos, para mover el líquido desde la fuente hasta el punto de descarga. La energía disponible en la succión de la bomba, por encima de la presión de vapor del líquido es la CSPN (NPSH) disponible.

El tamaño de la bomba es determinado por la velocidad de flujo requerida. Para plantas nuevas o plantas existentes bien documentadas,

las velocidades de flujo son obtenidas de datos del proceso, mientras que en otros casos se deben hacer mediciones del flujo para especificar la bomba o reemplazar una bomba vieja.

Cuando el flujo puede variar de acuerdo a las condiciones de operación de la planta, se deben especificar los diferentes valores. Los términos convencionales son:

- Velocidad de flujo para la cual debe ser dimensionada la bomba; usualmente el flujo máximo.
- Flujo normal al cual la bomba deberá de operar la mayoría del tiempo.
- Mínimo flujo al cual la bomba puede operar; debe especificarse el tiempo probable a esta condición.

Las velocidades de flujo frecuentemente incluyen algún "margen" para compensar incertidumbres en los cálculos del proceso o desgaste de la bomba ó ambos. Para evitar sobredimensionamiento, es adecuado un margen de 5% en las fluctuaciones de flujo.

3.5 VELOCIDAD

Puesto que la mayor parte de líquidos son prácticamente incompresibles, existe una relación definida entre la cantidad que fluye por un punto dado en un tiempo determinado y la velocidad de flujo. Esta relación se expresa como sigue:

$$Q = AV \quad (3.1)$$

Esta relación en unidades SI es como sigue:

$$V(\text{para ductos circulares}) = 3,54 \frac{Q}{D^2} \quad (3.2)$$

donde V = velocidad promedio de flujo, m/s; Q = cantidad de flujo, m³/h; y D = diámetro interior del ducto, cm.

Esta misma relación en unidades usuales es

$$V(\text{para ductos circulares}) = 0,409 \frac{Q}{D^2} \quad (3.3)$$

donde V = velocidad promedio de flujo, pies/s;

Q = cantidad de flujo, gal/min; y

D = diámetro interior del ducto, pulgadas.

Puede usar el simulador UNTSIM (Conversiones) para efectuar estos cálculos

Copyright 2004 UNT MSc. Luis Moncada All rights reserved

02-Feb-2004

3.5.1 Velocidad de flujo recomendada en conductos y tuberías

Los factores que afectan la elección de una velocidad de flujo en los sistemas de fluidos son numerosos. Algunos de los más importantes son el tipo de fluido, la longitud del sistema de flujo, el tipo de conducto o de tubo, la caída de presión que se puede tolerar, los dispositivos (como bombas, válvulas, etc.), que se pueden conectar al conducto o a la tubería, la temperatura, la presión y el ruido.

La velocidad de flujo aumenta a medida que disminuye el área de la trayectoria de flujo. Por consiguiente, los tubos más pequeños producirán altas velocidades, y, al contrario, los tubos más grandes proporcionarán bajas velocidades. Como se verá más adelante, las pérdidas de energía y las correspondientes caídas de presión aumentan drásticamente a medida que aumenta la velocidad de flujo. Es por esta razón que se hace deseable mantener las velocidades bajas. Pero debido a que los tubos y los conductos grandes son más costosos. Es necesario establecer algunas limitaciones.

Una velocidad de flujo razonable para sistemas de distribución de fluido es de aproximadamente 3,0 m/s (alrededor de 10 pies/s). Esto se puede aplicar a agua, aceite y otros líquidos de uso común en conductos, fuera de las salidas de las bombas. Un desempeño apropiado de una bomba requiere velocidades más bajas en su entrada, aproximadamente 1,0 m/s (alrededor de 3 pies/s). Como se verá en el Capítulo referente a Tubería y accesorios la selección del diámetro de tubería para tener una velocidad razonable es analizada desde el punto de vista económico y se aplica el criterio del diámetro óptimo

3.6 ENERGÍA ADICIONADA

Para producir el flujo deseado a través de un sistema particular, se debe adicionar energía al líquido (ver la gradiente hidráulica en la [Fig. 3.1](#)). La energía necesaria se puede expresar en unidades de presión o de columna. Una vía conveniente para ilustrar la energía total del

liquido y la ínter cambiabilidad de presión y columna es al considerar las condiciones de flujo en un conducto, [Fig. 3.2](#).

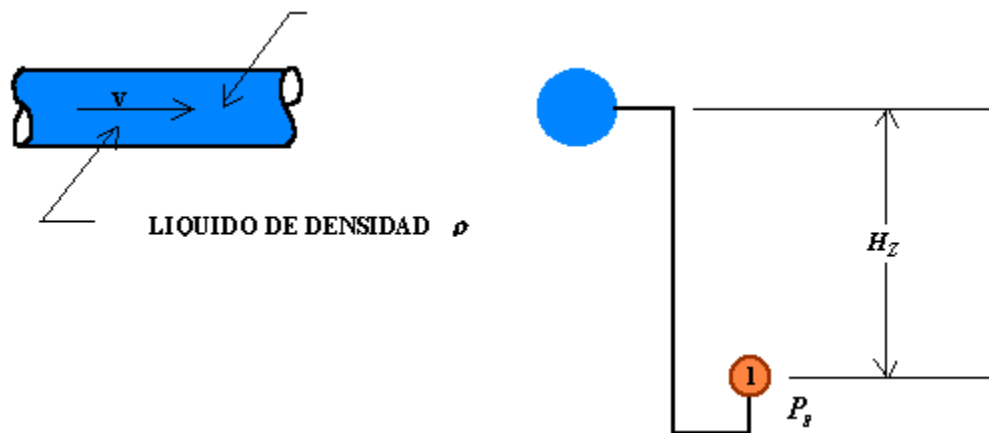


Fig. 3.2 Líquido fluyendo en un conducto. La columna total en el punto A es la presión estática además de la columna de velocidad. El manómetro indica la presión estática en el conducto además de la presión producida por elevación del conducto sobre el manómetro.

En el punto A la presión estática, P_s , es la indicada por el manómetro, P_g , menos la corrección por elevación del manómetro.

$$P_s = P_g - \rho g H_z \quad (3.4)$$

La corrección por elevación, $\rho g H_z$, tomada considera la presión potencial adicional aplicada al manómetro por la columna de líquido entre él y el punto A. Si el manómetro estaría sobre el punto de medición, la corrección debería ser positiva.

En el punto A, el líquido tiene una velocidad, V , entonces su presión total, P_t , es la presión estática más la producida por la velocidad.

$$P_{total} = P_g - \rho g H_z + \frac{V^2}{2g} \quad (3.5)$$

la [Ec. 3.1](#) incorpora la ecuación general relacionando presión a columna

$$P = \rho g H \quad (3.6)$$

La conversión de presión a columna y viceversa es efectuada mayormente usando gravedad específica (SG) o densidad relativa (RD).

En el SI ($P = \text{kPa}$ y $H = \text{metros}$)

$$P = 9,81(H)(RD) \quad (3.7)$$

En el sistema inglés (P = psia y H = pies)

$$P = \frac{H}{2,31} (SG) \quad (3.8)$$

La [Fig. 3.3](#), ilustra la relación entre presión y altura (nivel) o columna de líquido para varias SG_s . La presión en un punto se puede expresar en términos manométricos o absolutos.

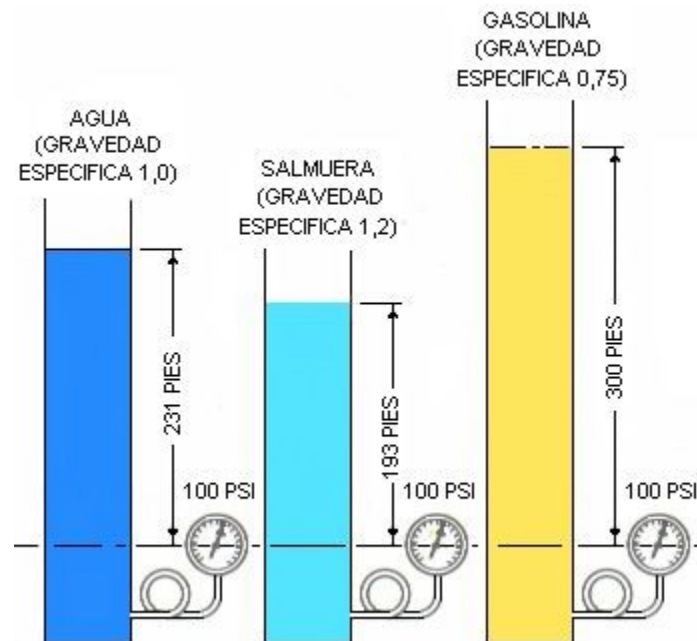


Fig. 3.3 Efecto de la densidad del líquido sobre la columna estática. Comparación de las columnas de agua, salmuera y gasolina necesarias para ejercer una presión de 100 lb_f/pulg² sobre el manómetro

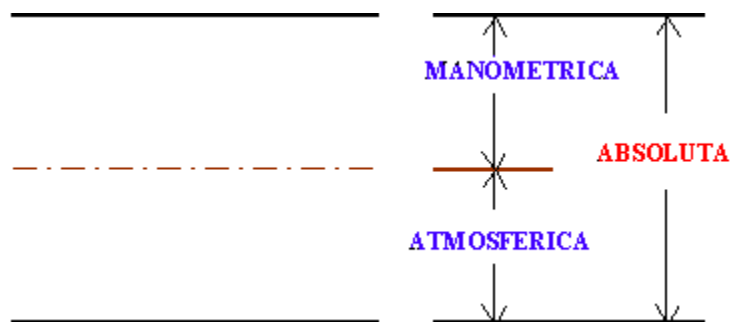


Fig. 3.4 Presión. **Manométrica** es la presión por sobre la presión atmosférica local y por lo tanto depende de la localización y elevación. **Absoluta** está referida al cero absoluto y es independiente de la localización o elevación.

3.7 CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA

El establecimiento cuidadoso de las características del sistema es esencial. Defectos al hacerlo, acarrean errores en la selección de la bomba, resultando problemas con el proceso, equipo o ambos.

En la mayoría de los estimados, las características del sistema son esencialmente independientes del tipo de bomba. La única excepción es la [CSPN](#) donde flujos pulsátiles o fluctuantes pueden tener un marcado efecto.

3.8 COLUMNA DEL SISTEMA

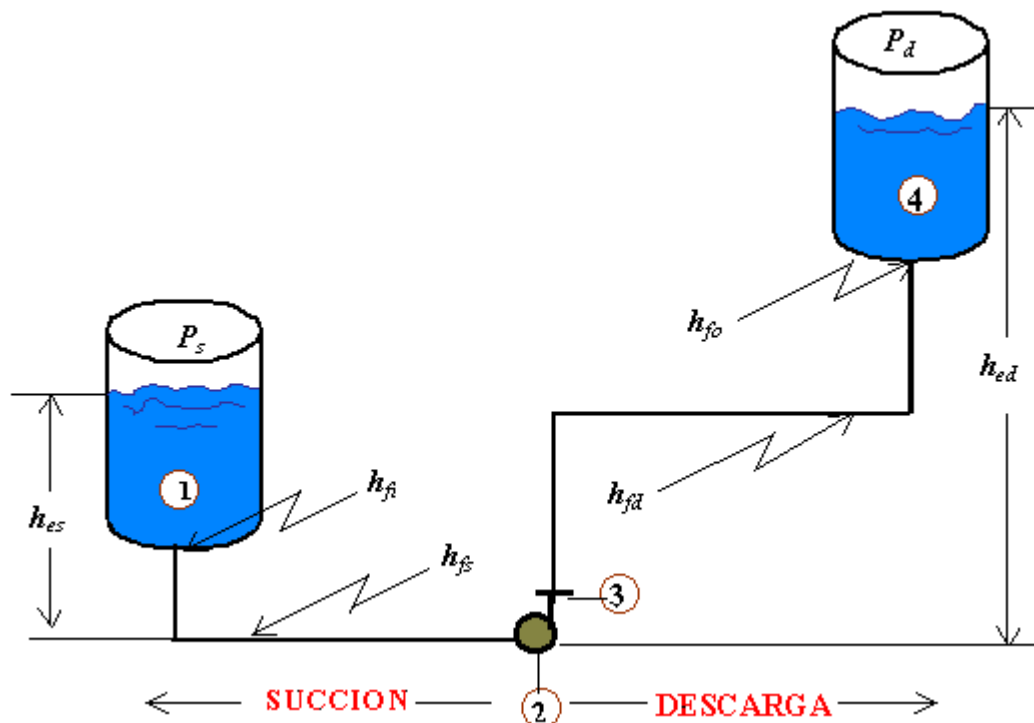


Fig. 3.5 Sistema típico de bombeo. El líquido está siendo removido desde un tanque de **succión** a una elevación y presión, hacia otro tanque de **descarga** a otra elevación y presión.

3.9 DETERMINACIÓN DE LAS COLUMNAS

La Fig. 3.1, muestra la columna del sistema para un flujo particular; el problema ahora es como determinarla.

Un sistema general de bombeo, sin las válvulas por simplicidad, es mostrado en la [Fig. 3.5](#). La tarea es bombear fluido desde el tanque 1 al tanque 2.

La columna del sistema o resistencia tiene tres componentes:
Columna de presión estática, columna de elevación y columna de fricción.

3.9.1 Columnas de presión estática

La columna de presión estática es la diferencia de presiones de los tanques o entre el punto de succión y de descarga; para la [Fig. 3.5](#) es:

$$H_p = \bar{P}_d - \bar{P}_s,$$

(3.9)

donde H_p = Columna de presión total

$\bar{P}_d$ = Columna de presión en la descarga

$\bar{P}_s$ = Columna de presión en la succión

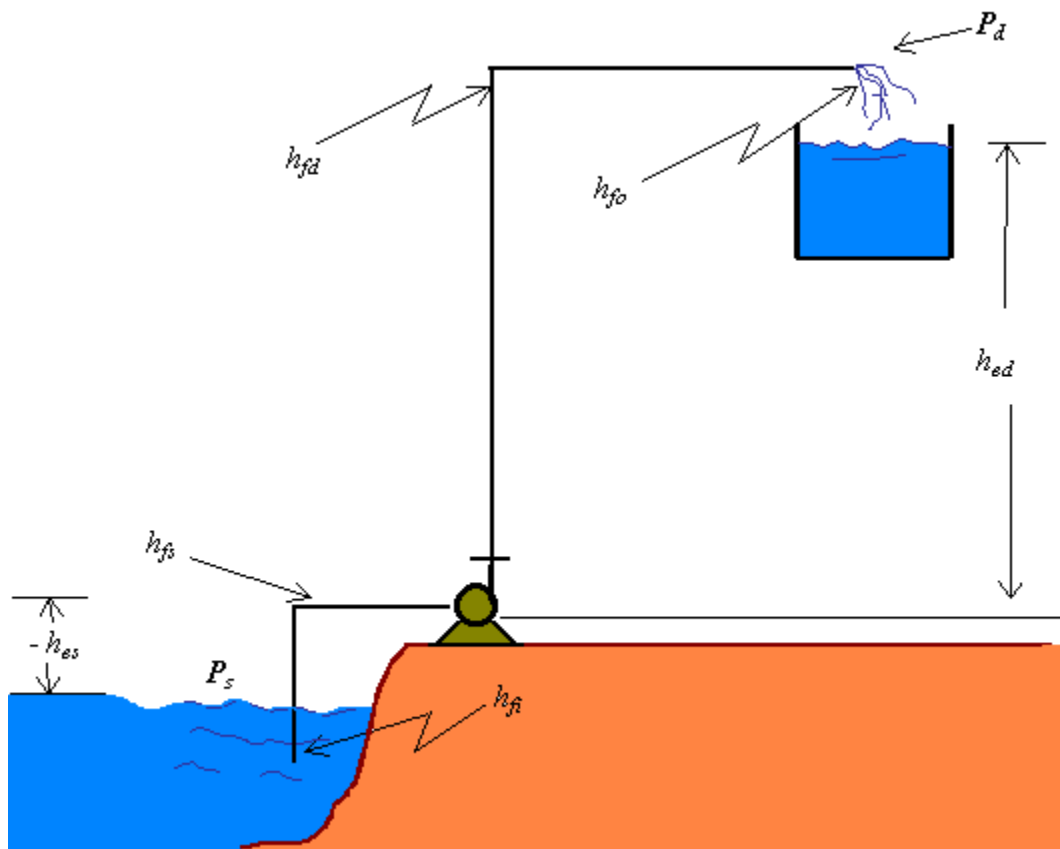


Fig. 3.6 Sistema de bombeo abierto a la atmósfera en los dos lados y con

columna de nivel negativa en la succión. En este caso

$$H_e = h_{e_d} + h_{e_s} \text{ y } P_s = P_{\text{atm.}}$$

Las columnas de presión estática, se determinan por especificación de las presiones en el lado de la succión y la descarga respectivamente para plantas nuevas o por medición de dichas presiones para plantas en operación

En el SI ($H_P = \text{m}$, P_d y $P_s = \text{kPa}$)

$$H_P = 9,81(P_d - P_s)(RD) \quad (3.10)$$

En unidades usuales ($H_P = \text{pies}$, P_d y $P_s = \text{psi}$)

$$H_p = (P_d - P_s) \frac{2.31}{SG}$$

(3.11)

3.9.2 Columnas de elevación

Las columnas de elevación o de nivel, es la diferencia de nivel entre los puntos de succión y descarga. Para evitar confusión, la columna de nivel debe determinarse usando un punto de referencia. Para bombas horizontales el punto de referencia usualmente es el eje de la bomba; para bombas verticales el punto de referencia es el eje del impulsor de la primera etapa. Un nivel de líquido sobre el punto de referencia es positivo, y por debajo es negativo ([Fig. 3.6](#)). para el sistema de la [Fig. 3.5](#) la columna de elevación es:

$$He = he_d - he_s$$

(3.12)

donde He = columna total de elevación, m (pies)

he_d = columna de elevación en la descarga, m (pies)

he_s = columna de elevación en la succión, m (pies)

Las columnas de elevación o de nivel, se determinan por especificación del nivel de los puntos de succión y de descarga para proyectos nuevos y por medición para plantas en operación.

3.9.3 Columnas de fricción

Las pérdidas por fricción se dan a lo largo de la tubería recta y en los accesorios, las pérdidas por fricción en un sistema dependen del flujo y del número de Reynolds. El efecto del número de Reynolds es sobre la variación de pérdidas por fricción con el flujo. A valores menores que de "transición", el flujo es laminar y las pérdidas por fricción son proporcionales al flujo; a valores sobre "transición" el flujo es turbulento y la fricción varía como el cuadrado de la razón de flujo. El número de Reynolds es función del tamaño de tubería, velocidad del líquido y viscosidad del líquido. Para aplicaciones de bombeo de líquidos de alta viscosidad, el flujo puede ser laminar y esto debería verificarse mediante el cálculo del número de Reynolds.

La fricción del sistema abarca las pérdidas por entrada y salida de la tubería, uniones, válvulas, reducciones, medidores de flujo y la tubería misma. Para la [Fig. 3.5](#) todas estas pérdidas van de (1) a (2) y de (3) a (4). Si se usan válvulas de control de flujo, requieren una mínima caída

de presión para tener control sobre el sistema. El valor varia con el tipo de válvula y es dato del fabricante.

1. Tuberías Circulares.- la ecuación de Fanning o Darcy ([Ec. 3.13](#)) para flujo estacionario en tuberías circulares uniformes que corren llenas de líquido en condiciones isotérmicas

$$h = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g_c} \quad (3.13)$$

Expresa la pérdida de columna h por fricción en unidades de nivel de líquido m (pies), donde D = diámetro del conducto, m (pies); L = longitud del conducto, m (pies); ρ = densidad del fluido, kg/m³ (lb/pie³); V = velocidad del fluido, m/s (pies/s); g_c = constante dimensional, m/s² (pies/s²); f = factor de fricción de Fanning, que carece de dimensiones.

La ecuación de Darcy se puede utilizar para calcular la pérdida de energía en secciones largas y rectas de conductos redondos, tanto para flujo laminar como turbulento. La diferencia entre los dos está en la evaluación del factor de fricción, f , que carece de dimensiones.

El **factor de fricción de Fanning f** es una función del número de Reynolds N_{Re} y la aspereza de la superficie interna del canal o rugosidad, ϵ . Una correlación que se utiliza con mucha frecuencia, como se muestra en el apéndice es una gráfica del factor de fricción de Fanning en función del número de Reynolds y la aspereza relativa ϵ/D , donde ϵ = aspereza de la superficie, D = diámetro de la tubería. Esta gráfica es conocida como el diagrama de Moody. En la tabla 3-1 se presentan valores de ϵ para varios materiales.

TABLA 3.1 Valores de aspereza superficial para varios Materiales

Material	Aspereza de superficie ϵ ,	
	m	pies
Vidrio, plástico	Suavidad	Suavidad
Cobre, latón, plomo (tubería)	$1,5 \times 10^{-6}$	5×10^{-6}
Hierro fundido: sin revestir	$2,4 \times 10^{-4}$	8×10^{-4}
Hierro fundido: revestido de asfalto	$1,2 \times 10^{-4}$	4×10^{-4}
Acero comercial o acero soldado	$4,6 \times 10^{-5}$	$1,5 \times 10^{-4}$
Hierro forjado	$4,6 \times 10^{-5}$	$1,5 \times 10^{-4}$

Acero remachado	$1,8 \times 10^{-3}$	6×10^{-3}
Concreto	$1,2 \times 10^{-3}$	4×10^{-3}

El diagrama de Moody de la [figura 1](#) del apéndice, es un medio conveniente y lo suficientemente preciso para determinar el factor de fricción cuando se resuelven problemas mediante cálculos manuales. Sin embargo, si los cálculos deben ser algo automático para poder obtener la solución en una computadora o con una calculadora programable, es necesario tener ecuaciones para el factor de fricción.

La ecuación que se utiliza en el trabajo hecho por Moody (1944) cubre tres diferentes zonas del diagrama. En la *zona de flujo laminar*, para valores de número de Reynolds por debajo de 2000, f puede encontrarse con la Ec. (3.14)

$$f = 64/N_{Re} \quad (3.14)$$

Esta relación está graficada en el diagrama de Moody como una línea recta en el lado izquierdo del diagrama.

Desde luego, para números de Reynolds desde 2000 hasta 4000, el flujo se encuentra en la región crítica y es imposible predecir el valor de f .

Por encima del número de Reynolds de 4000, por lo general el flujo se conoce como *turbulento*. Sin embargo, en esencia existen dos zonas de interés en este punto. Hacia el lado derecho del diagrama, el flujo está en la *zona de completa turbulencia*. Se puede observar que el valor de f no depende del número de Reynolds, sino sólo de la rugosidad relativa D/ϵ . En este intervalo se aplica la siguiente fórmula:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log(3,7 D / \epsilon) \quad (3.15)$$

La frontera de esta zona es la línea punteada que corre, por lo general, de la parte superior izquierda a la parte inferior derecha del diagrama de Moody. La ecuación de esta línea es:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{N_{Re}}{200(D / \epsilon)} \quad (3.16)$$

La tercera zona del diagrama de Moody, que se conoce como *zona de transición*, se encuentra entre la zona de completa turbulencia y la línea que se identifica como *conductos lisos*. La línea de “conductos lisos” tiene la ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{N_{Re} \sqrt{f}}{2,51} \right) \quad (3.17)$$

Siendo lisos, estos conductos no presentan irregularidades superficiales al flujo, de modo que el factor de fricción sólo es función del número de Reynolds. Los conductos hechos de vidrio o de cobre tienen un valor de rugosidad relativa que los acerca a la línea de conductos lisos.

En la zona de transición, el factor de fricción es función tanto del número de Reynolds como de la rugosidad relativa. C. F. Colebrook desarrolló la relación para el factor de fricción en esta zona:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{1}{3,7(D/\epsilon)} + \frac{2,51}{N_{Re} \sqrt{f}} \right) \quad (3.18)$$

La Ec. (3.18) se aproxima a la ecuación para completa turbulencia, Ec. (3.15), para números de Reynolds grandes, a medida que el segundo término que está dentro del paréntesis se vuelve muy pequeño. Tenemos también que para valores grandes de D/ϵ , el primer término se vuelve pequeño y la ecuación se reduce a la correspondiente a conductos lisos.

Como la Ec. (3.18) requiere un procedimiento de solución de prueba y error, no resulta conveniente para un cálculo automatizado del factor de fricción.

La siguiente ecuación que permite el cálculo directo del valor del factor de fricción, fue desarrollada por P.K. Swamee y A.K. Jain

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7(D/\epsilon)} + \frac{5,74}{N_{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (3.19)$$

La Ec. (3.19) produce valores para f que se encuentran entre $\pm 1,0$ % del valor de los correspondientes a la ecuación de Colebrook (3.18),

dentro del intervalo de rugosidad relativa, D/ε , comprendido entre 1000 y 1×10^6 , para números de Reynolds que van de 5×10^3 hasta 1×10^8 . Esta es virtualmente la zona de turbulencia completa del [diagrama de Moody](#).

El simulador UNTSIM puede usarse para evaluar el factor de fricción: Cálculos de Ingeniería Química-Diseño de equipo-Bombeo de líquidos-Factor de fricción

Copyright 2004 UNT
MSc. Luis Moncada
All rights reserved
02-Feb-2004

CALCULO DEL FACTOR DE FRICCIÓN

Ingresar el caudal (gpm): 100
Ingresar la densidad (kg/m³): 1000
Ingresar viscosidad del liquido (kg.m/s): 0.001
Ingresar diámetro (pulg): 2.5
Ingresar rugosidad del material (m): 0.000045

EL FLUJO ESTA EN REGIMEN DE TURBULENTO
El Número de Reynolds es: 126644.094488
El factor de fricción es: 0.017033
>>

Resumen

Para calcular el valor del factor de fricción, f , cuando se conocen el número de Reynolds y la rugosidad relativa, utilizar la Ec. (3.14) para flujo laminar y la Ec. (3.19) para flujo turbulento.

2. Pérdidas de presión por contracción. Para una contracción repentina en el área de la sección transversal de un conducto ([Fig. 3.8 a](#)), la pérdida de energía mecánica debida a la fricción, **para flujo turbulento**, es

$$h = K_c (V_2^2 / 2g_c) \quad (3.20)$$

donde V_2 = velocidad promedio en la tubería más pequeña; K_c = coeficiente, función de la razón de un área de sección transversal mayor, A_1 (D_1) a un área de sección transversal menor, A_2 (D_2). Los valores de K_c para flujos turbulentos aparecen en la tabla 3-2

TABLA 3.2 Coeficiente para pérdidas por contracción repentina para flujo turbulento

D_1/D_2	Velocidad V_2								
	0,6	1,2	1,8	2,4	3 m/s	4,5	6 m/s	9 m/s	12 m/s
	m/s	m/s	m/s	m/s	10	m/s	20	30	40
	pies/s	pies/s	pies/s	pies/s	pies/s	pies/s	pies/s	pies/s	pies/s
1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,1	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06
1,2	0,07	0,07	0,07	0,07	0,08	0,08	0,09	0,10	0,11
1,4	0,17	0,17	0,17	0,17	0,18	0,18	0,18	0,19	0,20
1,6	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,25	0,25	0,25	0,24
1,8	0,34	0,34	0,34	0,33	0,33	0,32	0,31	0,29	0,27
2,0	0,38	0,37	0,37	0,36	0,36	0,34	0,33	0,31	0,29
2,2	0,40	0,40	0,39	0,39	0,38	0,37	0,35	0,33	0,30
2,5	0,42	0,42	0,41	0,40	0,40	0,38	0,37	0,34	0,31
3,0	0,44	0,44	0,43	0,42	0,42	0,40	0,39	0,36	0,33
4,0	0,47	0,46	0,45	0,45	0,44	0,42	0,41	0,37	0,34
5,0	0,48	0,47	0,47	0,46	0,45	0,44	0,42	0,38	0,35
10,0	0,49	0,48	0,48	0,47	0,46	0,45	0,43	0,40	0,36
∞	0,49	0,48	0,48	0,47	0,47	0,45	0,44	0,41	0,38

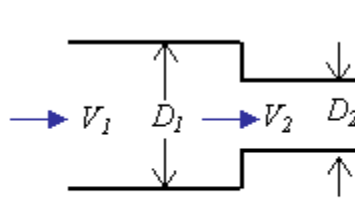


Fig. 3.8 a Contracción repentina

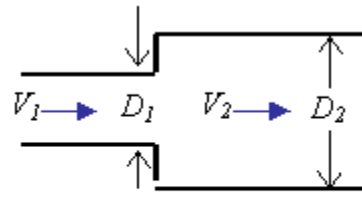


Fig. 3.8 b Ensanchamiento Súbito

3. Pérdidas de presión por ensanchamiento y salida en el caso de conductos de cualquier sección transversal, las pérdidas de presión por **ensanchamiento repentino** (Fig. 3.8 b) con un **flujo turbulento**, está dada por la ecuación de Borda-Carnot,

$$h = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g_c} = \frac{V_1^2}{2g_c} \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \quad (3.21)$$

donde V_1 = velocidad en el ducto pequeño, V_2 = velocidad en el conducto mayor, A_1 = área de la sección transversal del conducto más pequeño, y A_2 = área de la sección transversal del conducto mayor.

La Ec. (3.21) puede escribirse en forma similar a la Ec. (3.20) en función de K_c y los diámetros de las tuberías:

$$h = K_c \left(\frac{V_1^2}{2g_c} \right)$$

(3.22)

TABLA 3.3 Coeficiente para pérdidas por ensanchamiento repentino para flujo turbulento

D_2/D_1	Velocidad V_1						
	0,6 m/s 2 pies/s	1,2 m/s 4 pies/s	3 m/s 10pies /s	4,5 m/s 15 pies/s	6 m/s 20 pies/s	9 m/s 30 pies/s	12 m/s 40 pies/s
1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,2	0,11	0,10	0,09	0,09	0,09	0,09	0,08
1,4	0,26	0,25	0,23	0,22	0,22	0,21	0,20
1,6	0,40	0,38	0,35	0,34	0,33	0,32	0,32
1,8	0,51	0,48	0,45	0,43	0,42	0,41	0,40
2,0	0,60	0,56	0,52	0,51	0,50	0,48	0,47
2,5	0,74	0,70	0,65	0,63	0,62	0,60	0,58
3,0	0,83	0,78	0,73	0,70	0,69	0,67	0,65
4,0	0,92	0,87	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72
5,0	0,96	0,91	0,84	0,82	0,80	0,77	0,75
10,0	1,00	0,96	0,89	0,86	0,84	0,82	0,80
∞	1,00	0,98	0,91	0,88	0,86	0,83	0,81

4. Pérdidas de presión por accesorios y válvulas La pérdida adicional de presión por fricción producida por aditamentos o accesorios y válvulas, se justifica expresando la pérdida ya sea como una longitud equivalente de tubería recta en diámetros de tubería, L_e/D , o como la cantidad de cargas de velocidad K_i perdidas en una tubería del mismo tamaño.

TABLA 3.4 Pérdida adicional por fricción para flujo turbulento a través de accesorios y válvulas

Tipo de accesorio o válvula	K_i
L de 45°, estándar	0,35
L de 45°, radio largo	0,2
L de 90°, estándar	0,75
Radio largo	0,45
Cuadrada o a inglete	1,3
Codo de 180°, retorno cerrado	1,5
T estándar en un tramo, bifurcación sellada	0,4
Usada como L al entrar	1,0

a una bifurcación	
Usada en L al entrar a una bifurcación	1,0
Flujo que se bifurca	1,0
Acoplamiento	0,04
Válvula de compuerta, abierta	0,17
3/4 abierta	0,9
1/2 abierta	4,5
1/4 abierta	24,0
Válvula de diafragma, abierta	2,3
3/4 abierta	2,6
1/2 abierta	4,3
1/4 abierta	21,0
Válvula de globo, de asiento biselado, abierta	6,0
1/2 abierta	9,5
De asiento compuesto, abierta	6,0
1/2 abierta	8,5
De tapón, abierto	9,0
3/4 abierta	13,0
1/2 abierta	36,0
1/4 abierta	112,0
Válvula angular, abierta	2,0
Y o válvula de escape, abierta	3,0
Válvula de retención de columpio	2,0
De disco	10,0
De bola	70,0
Válvula de pie	15,0
Medidor de agua, disco	7,0
De pistón	15,0
Rotatoria (disco en estrella)	10,0
De rueda de turbina	6,0

Según esto se tiene

$$h = K_i \frac{V^2}{2g_c}$$

(3.23)

donde h = pérdida adicional por fricción (pérdida total por fricción menos pérdida por fricción correspondiente a la línea central de tubería recta), V = velocidad promedio del fluido, y g_c = constante dimensional. Las cantidades Le/D y K_i no son del todo comparables, pero ambas son exactas dentro de los límites de los datos disponibles o diferentes en detalles de los aditamentos y válvulas comerciales existentes.

Teóricamente, K_i deberá ser constante para todos los tamaños de un diseño de aditamentos o válvulas dadas, si todos ellos fueran geoméricamente similares; sin embargo, raramente se logra esa similitud geométrica. Los datos indican que la resistencia K_i tiende a disminuir al incrementarse el tamaño del aditamento o la válvula.

En la [tabla 3.4](#) se incluyen valores representativos de K_i para muchas clases de aditamentos y válvulas. También se pueden obtener valores aproximados de Le/D , multiplicando K_i por 45 en caso de líquidos similares al agua y por 55 en el caso de gases similares al aire.

Considerando los tres componentes se tiene la **columna total** del sistema o **resistencia**. En términos de **columna de líquido** para **bombas centrífugas**

En el SI

$$H_{Total} = \frac{(P_d - P_s)}{9,81(RD)} + (h_{e_d} - h_{e_s}) + (h_{f_d} + h_{f_s} + h_{f_i} + h_{f_o})$$

(3.24)

ó

$$H_{Total} = H_p + H_e + \sum h_f$$

(3.25)

donde H_{Total} = columna o resistencia total, m

H_p = columna total de presión, m

H_e = columna total estática, m

$\sum h_f$ = columna total de fricción, m

hf_d = fricción en la descarga, m

hf_s = fricción en la succión, m

hf_i = fricción al ingresar a la tubería, m

hf_o = fricción al salir de la tubería, m

he_s = columna estática en la succión, m

he_d = columna estática en la succión, m

P_s = presión en la succión, kPa

P_d = presión en la descarga, kPa

RD = densidad relativa

En unidades usuales

$$H_{Total} = (P_d - P_s) \frac{2.31}{SG} + (he_d - he_s) + (hf_d + hf_s + hf_i + hf_o) \quad (3.26)$$

donde las columnas se dan en pies de liquido y las presiones se dan en psi

SG = gravedad específica

En **términos de presión**, usado para **bombas de desplazamiento positivo**

En el SI

$$P_{Total} = (P_d - P_s) + 9,81 He(RD) + 9,81(RD) \sum hf \quad (3.27)$$

donde la presión está dada en kPa y la columna en metros

En unidades usuales

$$P_{Total} = (P_d - P_s) + He \left(\frac{SG}{2,31} \right) + \sum hf \left(\frac{SG}{2,31} \right) \quad (3.28)$$

donde la presión está dada en psi, y la columna en pies

La [Fig. 3.7](#) muestra los componentes de la columna del sistema y la resultante característica

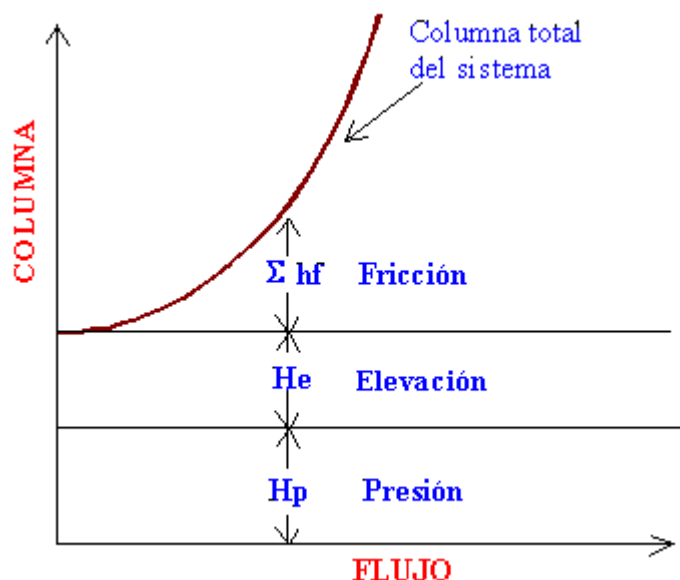


Fig. 3.7 Columna del sistema

Las columnas de presión estática y de elevación son frecuentemente independientes del flujo.

En muchos casos los componentes de la columna del sistema pueden variar con las condiciones del proceso o el tiempo. Por ejemplo, la columna de presión estática varía cambiando el nivel de los puntos de succión y/o descarga, las pérdidas por fricción son afectadas por la viscosidad del líquido o condición de la tubería (cambio de distribución). Los extremos asociados con estas variaciones deben determinarse para conseguir que el bombeo se pueda realizar bajo tales condiciones.

Como muestra la [Fig. 3.7](#) la columna de fricción es una curva logarítmica en la cual la resistencia del sistema se incrementa con el cuadrado del flujo de acuerdo a la siguiente relación:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\sum hf_2}{\sum hf_1} \quad (3.29)$$

3.10 TRABAJO EFECTUADO DURANTE EL BOMBEO

Si queremos mover un líquido debemos efectuar un trabajo. Una bomba puede elevar un líquido a una altura mayor, forzarlo a entrar a

un recipiente a mayor presión, proporcionar la presión requerida para vencer la fricción de la tubería, o cualquier combinación de estas. Independientemente del servicio que se requiere de una bomba, debemos impartirle toda la energía requerida para realizar este servicio, asimismo, se deben emplear unidades congruentes para todas las variables utilizadas en el cálculo del trabajo o potencia realizada.

Para el cálculo del rendimiento de una bomba, se acostumbra conocer su **potencia desarrollada (o potencia hidráulica)**, que es el producto de

- 1) la columna total o resistencia (carga dinámica total), y
- 2) la masa del liquido bombeado en un tiempo dado.

En unidades del SI, la potencia se expresa en **kilowatts**; en unidades usuales es el caballo potencia (hp).

En unidades del SI

$$kW = \frac{HQ\rho}{3,67 \times 10^5} \quad (3.30)$$

en donde **kW** es la potencia desarrollada por la bomba, kW; **H**, la columna total del liquido, m (carga dinámica); **Q**, el caudal o capacidad, en m³/h; **ρ**, la densidad del líquido en kg/m³.

Cuando la columna total **H** es expresada en Pascales, entonces

$$kW = \frac{HQ}{3.599 \times 10^6} \quad (3.31)$$

En unidades usuales,

$$hp = \frac{HQs}{3,96 \times 10^3} \quad (3.32)$$

donde hp es la potencia desarrollada por la bomba, hp; **H** la columna total (carga dinámica), pies; **Q**, el caudal (capacidad) en galones de EE UU/min; **s**, la gravedad específica del liquido.

Cuando la columna total **H** es expresada en libras fuerza por pulgada cuadrada, entonces

$$hp = \frac{HQ}{1.714 \times 10^3} \quad (3.33)$$

La potencia suministrada a una bomba (**o caballaje de freno**), es la potencia suministrada por el motor a la bomba, y es mayor que su **potencia desarrollada** a causa de las pérdidas internas debido a fricción, fugas, etc. La eficiencia de una bomba se define, por tanto, como:

$$\text{Eficiencia de la bomba} = \frac{\text{Potencia desarrollada}}{\text{Potencia suministrada}} \quad (3.34)$$

3.11 LIMITACIONES DE UNA BOMBA

Cada vez que la presión de vapor de un líquido cae mas allá de la presión de vapor correspondiente a la temperatura de bombeo, el líquido tenderá a evaporarse. Cuando esto sucede dentro de una bomba en operación, las burbujas de vapor serán arrastradas hasta un punto de mayor presión donde súbitamente se colapsarán. Este fenómeno se conoce como **cavitación**. Debe evitarse la cavitación de una bomba, ya que normalmente trae como consecuencia erosión del metal , vibración, flujo reducido, pérdida de eficiencia y ruido.

Cuando la presión absoluta de succión es baja, puede aparecer cavitación en la admisión de la bomba y causar daños en la succión y en las paletas del impulsor cerca de los bordes de la admisión. Para evitar este fenómeno, es necesario mantener una **columna de succión positiva neta requerida (CSPN)_R**, denominada también **carga neta de succión positiva requerida (NPSH)_R** que no es sino la carga total equivalente de liquido en la línea de centro de la bomba menos la presión de vapor P_v . Cada fabricante de bombas publica sus propias curvas relacionando esta (CSPN)_R con la velocidad y capacidad de cada bomba [por lo tanto la (CSPN)_R pertenece a la bomba y es un dato del fabricante].

En el momento de diseñar la instalación de una bomba, debe cuidarse que la **columna de succión positiva neta disponible (CSPN)_A** o **carga neta de succión positiva disponible (NPSH)_A**, sea igual o mayor que la (CSPN)_R para la capacidad deseada. La (CSPN)_A pertenece al sistema, debe ser mayor que cero, y puede calcularse en unidades del SI de la siguiente manera:

CSPN Para diseñar una instalación nueva: (CSPN)_A

$$(CSPN)_A = h e_s + P_s - h f_s - \frac{P_v}{\rho \bullet g} \quad (3.35)$$

Si la $(CSPN)_A$ requiere ser verificada en una instalación existente, podemos determinarla de la manera siguiente:

$$(CSPN)_A = \frac{(P_{atm} + P_{man} - P_v)}{\rho \bullet g} + h v_s \quad (3.36)$$

donde $h v_s$ = carga de velocidad en la entrada a la bomba

$$h v_s = \frac{V^2}{2 g_c} \quad (3.37)$$

En unidades del sistema inglés

$$(CSPN)_A = h e_s - h f_s - 2,31 P_v / SG \quad (3.35b)$$

Si la $(CSPN)_A$ requiere ser verificada en una instalación existente:

$$(CSPN)_A = \frac{(P_{atm} + P_{man} - P_v) 2,31}{SG} + h v_s \quad (3.36b)$$

En condiciones prácticas, la $(CSPN)_R$ para una operación sin cavitación ni vibración es algo mayor que la teórica. La $(CSPN)_R$ real depende de las características del líquido, la carga total, la velocidad de la bomba, la capacidad y diseño del impulsor. Cualquier condición de succión que reduzca la $(CSPN)_A$ abajo del mínimo requerido para evitar cavitación a la capacidad deseada, dará por resultado una instalación deficiente y puede llevar hacia dificultades mecánicas.

En bombas centrifugas, la $(CSPN)_R$ es un producto de la acción cinética, por lo tanto es independiente de la densidad del líquido (o SG) y es a menudo expresado en términos de columna. Las bombas reciprocantes, sin embargo, tienen válvulas cuya apertura es una acción dinámica, haciendo al componente dominante de la $(CSPN)_R$ una presión. Esta consideración hace primar el uso del término **PPNE (presión positiva neta de entrada)**. Para bombas rotatorias los requerimientos de CSPN son esencialmente el producto de la acción cinética, pero debido a que hay desplazamiento positivo en el artefacto, convencionalmente se expresa los requerimientos de CSPN en términos de presión.

Ejemplo 3.1

De un tanque cerrado provisto de un respiradero a la atmósfera se desea bombear agua a 20 °C (68 °F), hacia una torre de absorción. El nivel de líquido en el tanque se encuentra a 7,0 m (19,7 pies) sobre el eje de la bomba, el caudal es de 20,0 m³/h (88 gpm).

La conexión de entrada del agua en el tope de la torre se halla a 20,0 m (65,6 pies) sobre el nivel del eje de la bomba.

La línea de succión consiste de tubería de acero estándar de 2" (5,08 cm) de diámetro nominal, No. de cédula 40S y 40,0 m (131,2 pies) de longitud, posee 4 codos estándar y una válvula de compuerta ("gate") abierta.

La línea de descarga también es de acero estándar de 2" (5,08 cm) de diámetro nominal, No. de cédula 40S y 60,0 m (198,6 pies) de longitud, tiene 2 codos estándar, 2 T usadas como codo y una válvula de control, la presión manométrica en la torre de absorción es de 137,9 kPa (20 psig).

Determinar

La columna total del sistema

La potencia desarrollada por la bomba

La (CSPN)_A

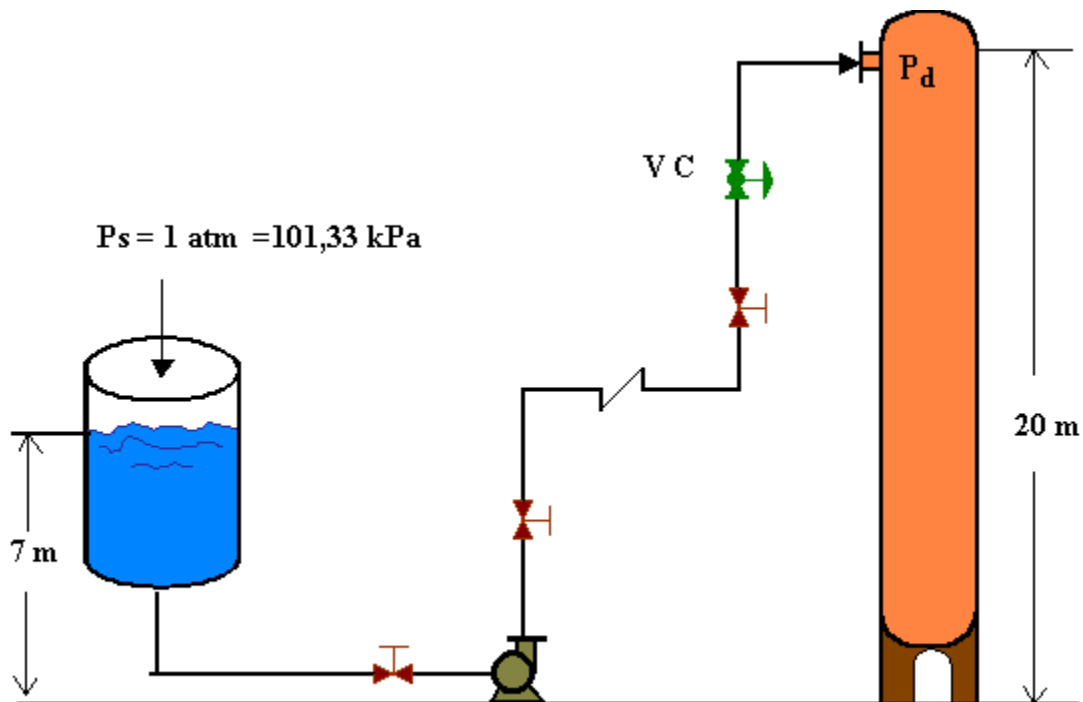


Fig. 3.8 Sistema de bombeo del problema 3.1

Solución

1. Datos

1.1 Tubería

$D_{\text{Nominal}} = 2 \text{ pulg.} = 5,08 \text{ cm (50,8 mm)}$

No. cédula = 40S (calibre)

Ref. [Tabla H](#) del apéndice: Tubería de acero calibre 40

Dext. = 2,375 pulg. = 6,03 cm (60,3 mm)

Espesor de la pared = 0,154 pulg. = 0,39cm (3,9 mm)

Dint. = 2,067 pulg. = 5,25 cm (52,5 mm)

Area de sección transversal = $0,02333 \text{ pies}^2 = 2,168 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}$

1.2 Líquido a bombear: Agua a 20 °C

	<u>S I</u>	<u>S Inglés</u>
ρ	10^3 kg/m^3	$62,4 \text{ lb/pe}^3$
μ	$1 \text{ cp } (10^{-3} \text{ Pa.s})$	$2,42 \text{ lb/pe.h}$
P_v	$2,337 \text{ kPa}$	$48,81 \text{ lb}_f/\text{pe}^2$

2. Columna total

De la Ec. 3.24

$$H_{\text{total}} = \frac{(P_d - P_s)}{9,81(RD)} + (h_{e_d} - h_{e_s}) + (h_{f_d} + h_{f_s} + h_{f_i} + h_{f_o})$$

2.1 Lado de la succión

- Columna estática $h_{e_s} = 7 \text{ m}$

Columna de presión $P_s = 101,33 \text{ kPa } (1 \text{ atm.})$

$$\bar{P}_s = \frac{P}{9,81(RD)} = 101,33/9,81(1) = 10,33 \text{ m}$$

- Columna de fricción

$$\Sigma h_{f_s} = h_{f_i} + h_{f_s}$$

Entrada al sistema

$$h_{f_i} = K \frac{V_2^2}{2g_c}$$

$$V = 3,54 \frac{Q}{D^2}$$

$$Q = 20 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{y} \quad D = 5,25 \text{ cm}$$

$$\text{Reemplazando valores se tiene:} \quad V_2 = 2,57 \text{ m/s}$$

$$\text{Tomando } D_1/D_2 = \infty$$

$$\text{De la [tabla 3.2](#) se tiene } K = 0,47$$

Luego :

$$hf_i = (0,47 \times 2,57^2)/(2 \times 9,81) = \mathbf{0,16 \text{ m}}$$

Tubería recta y accesorios:

La pérdida de presión por fricción en la tubería recta y accesorios es función del factor de fricción de **Fanning**, y este a su vez es función del **número de Reynolds**

$$N_{Re} = \frac{Dv\rho}{\mu}$$

$$D = 5,25 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$V = 2,57 \text{ m/s}$$

$$\rho = 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 10^{-3} \text{ Pa.s (kg . m/s)}$$

$$\text{Luego reemplazando valores se tiene, } N_{Re} = 134925 > 4000$$

De la ecuación de P.K. Swamee y A.K. Jain

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7(D/\varepsilon)} + \frac{5,74}{N_{Re}^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$\text{De la [Tabla 3.1](#) } \varepsilon = 4,6 \times 10^{-5} \text{ m} = 0,046 \text{ mm}$$

$$\text{Rugosidad relativa, } D/\varepsilon = \frac{5,25 \times 10^{-2}}{4,6 \times 10^{-5}} = 1141$$

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7(1141)} + \frac{5,74}{(134925)^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0,0213$$

Luego

a) Tubería recta

$$h = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g_c}$$

Reemplazando valores se tiene

$$hf_{s1} = 0,0213 \times \frac{40}{5,25 \times 10^{-2}} \times \frac{2,57^2}{2 \times 9,81} = 5,46 \text{ m}$$

b) Accesorios

$$hf_{s2} = K_i \frac{V^2}{2g_c}$$

Cantidad	Accesorios		K_i
	Codos estándar	0,35	4
	Válvula de compuerta abierta	0,17	1

Luego

$$hf_{s2} = (4 \times 0,35 + 0,17) \frac{(2,57)^2}{2 \times 9,81} = 0,53 \text{ m}$$

$$hf_s = 5,46 + 0,53 = \mathbf{5,99\ m}$$

2.2 Lado de la descarga

- Columna estática $he_d = \mathbf{20\ m}$
- Columna de presión $Ps = P_{\text{man}} + P_{\text{atm.}}$

$$Ps = 137,9\ \text{kPa} + 101,33\ \text{kPa}\ (1\ \text{atm.}) = 239,23\ \text{kPa}$$

$$\bar{P}_s = \frac{P}{9,81(RD)} = 239,23/9,81(1) = \mathbf{24,39\ m}$$

- Columna de fricción

$$\Sigma hf_d = hf_o + hf_d$$

Salida del sistema: ensanchamiento repentino_

$$h = K_c \left(\frac{V_1^2}{2g_c} \right)$$

Tomando $D_2/D_1 = \infty$

De la [Tabla 3.3](#) para $V_1 = 2,57\ \text{m/s}$ $K = 0,96$

Luego:

$$h = 0,96 \frac{(2,57)^2}{2 \times 9,81} = \mathbf{0,313\ m}$$

Tubería recta y accesorios:

El **número de Reynolds** es el mismo del lado de la succión por ser el mismo caudal y el mismo diámetro de tubería; así mismo, el factor de fricción de **Fanning**, es igual al de la succión por ser el

material del tubo el mismo. Si hubiese variación de alguna de estas variables se deben calcular los nuevos valores. Luego:

a) Tubería recta

$$hf_{d1} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g_c}$$

Reemplazando valores se tiene

$$hf_{d1} = 0,0213 \times \frac{60}{5,25 \times 10^{-2}} \times \frac{2,57^2}{2 \times 9,81} = 8,19 \text{ m}$$

b) Accesorios

$$hf_{d2} = K_i \frac{V^2}{2g_c}$$

Cantidad	Accesorios	K_i
	Codos estándar	0,35
	T usada como L	1,00

Luego

$$hf_{s2} = (2 \times 0,35 + 2 \times 1) \frac{(2,57)^2}{2 \times 9,81} = \mathbf{0,91 \text{ m}}$$

$$hf_s = 8,19 + 0,91 = \mathbf{9,10 \text{ m}}$$

$$H = 20 - 7 + 0,16 + 5,99 + 0,31 + 9,10 + 24,39 - 10,33 = \mathbf{42.62 \text{ m}}$$

Usando válvula de control

Resistencia: 5 m

o 30 % de Σhf se toma el mayor

$$30 \% \text{ de } \Sigma hf = 0,30(0,16 + 5,99 + 0,31 + 9,10) = 4,67 \text{ m}$$

Luego la resistencia por la válvula de control es = **5 m**

Con lo cual se tiene:

$$H_{TOT.} = 42,62 + 5,00 = 47,62 \text{ m}$$

3. Potencia desarrollada por la bomba o caballaje de liquido

De la Ec. 3.30

$$kW = \frac{HQP}{3,67 \times 10^5}$$

$$kW = \frac{47,62 \times 20 \times 10^3}{3,67 \times 10^5} = 2,61 \text{ kW}$$

4. (CSPN)_A columna de succión positiva neta disponible

De la Ec.: 3. 35 para una instalación nueva (diseño)

$$(CSPN)_A = h e_s + P_s - h f_s - p$$

$$(CSPN)_A = 7 + 10,33 - (0,16 + 5,99) - \frac{2,337}{9,81(1)} = 10,94 \text{ m}$$

5. Uso de UNTSIM

Este problema puede resolverse usando el simulador [UNTSIM](#), para lo cual se debe seleccionar del Menú Principal: Cálculos de Ingeniería Química - Diseño de equipo - Bombeo de líquidos - Columna y Potencia necesaria. Se tiene:

MSc. Luis Moncada
All rights reserved

14-Apr-2004

ESTE PROGRAMA CALCULA LA POTENCIA NECESARIA
PARA UN SISTEMA DE BOMBEO CON BOMBA CENTRIFUGA

Ingrese los datos que se le solicita correctamente

Ingresar el caudal (gpm): 88

Ingresar la densidad (kg/m³): 1000

Ingresar viscosidad del liquido (kg.m/s): 0.001

Ingresar Presión de vapor (kPa): 2.337

El diámetro Optimo es: 53.48 mm 2.11 pulg

Ingresar diámetro estándar (pulg): 2

Ingresar altura de la succión (m): 7

Ingresar altura de la descarga (m): 20

Ingresar presión absoluta en la succión (kPa): 101.33

Ingresar presión absoluta en la descarga (kPa): 239.23

Ingresar longitud tubería en succión (m): 40

Ingresar longitud tubería en descarga (m): 60

Ingresar rugosidad del material (m): 0.000046

Ingresar suma de Ks de accesorios y reducción succ: [0.35*4 + 0.17]

Ingresar suma de Ks de accesorios y expansión desc: [0.35*2 + 1.0*2]

Tiene el Sistema Válvula de Control? si(1), no(0): 1

Eficiencia de la bomba (50-80%): 70

RESULTADOS DE LA SIMULACION

La Columna Total del sistema es: 46.993 m

La Potencia neta para el bombeo es: 2.559 kW

La Potencia dada a la bomba es: 3.656 kW

La CSPN disponible es: 11.448 m

Desea la Curva del Sistema Si(1), no(0): 1

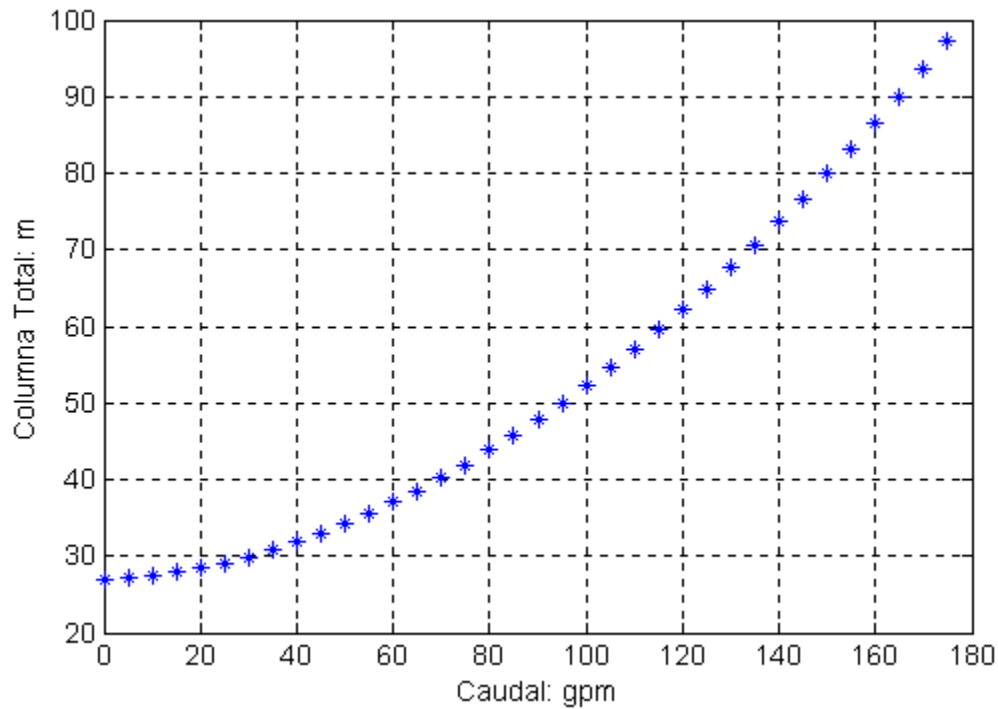
Desea simular el sistema para diferentes caudales Si(1) No(0): 1

Ingresar caudales []: [50 60 70 80 90 100]

RESULTADOS DE LA SIMULACION

Caudal (gpm)	Columna (m)	CSPN (m)	LHP (kW)	BHP (kW)
50.000	32.160	15.067	1.058	1.512
60.000	34.156	14.276	1.374	1.962
70.000	36.448	13.368	1.742	2.488
80.000	39.028	12.346	2.169	3.099
90.000	41.892	11.212	2.664	3.805
100.000	45.035	9.968	3.232	4.617

>>



Curva del Sistema

6. Programa para cálculos preliminares

También se puede hacer uso de un programa especialmente escrito para cálculos preliminares en un sistema de bombeo el cual se denomina [Sistema de Bombeo V.1.01](#)

CAPITULO 4

SELECCIÓN DEL TIPO DE BOMBA

La bomba es uno de los artefactos mas viejos conocidos por la humanidad y es el segundo en número en ser usado después del motor de inducción de jaula de ardilla. Con una larga historia y extenso uso, la bomba ha estado sujeta a sustanciales innovaciones, lo cual ha dado como resultado que actualmente estén disponibles en numerosos tipos. Para ordenar razonablemente los muchos tipos "The Hydraulic Institute" ha publicado una carta de clasificación de los tipos de bombas; [Fig. 4.1](#)

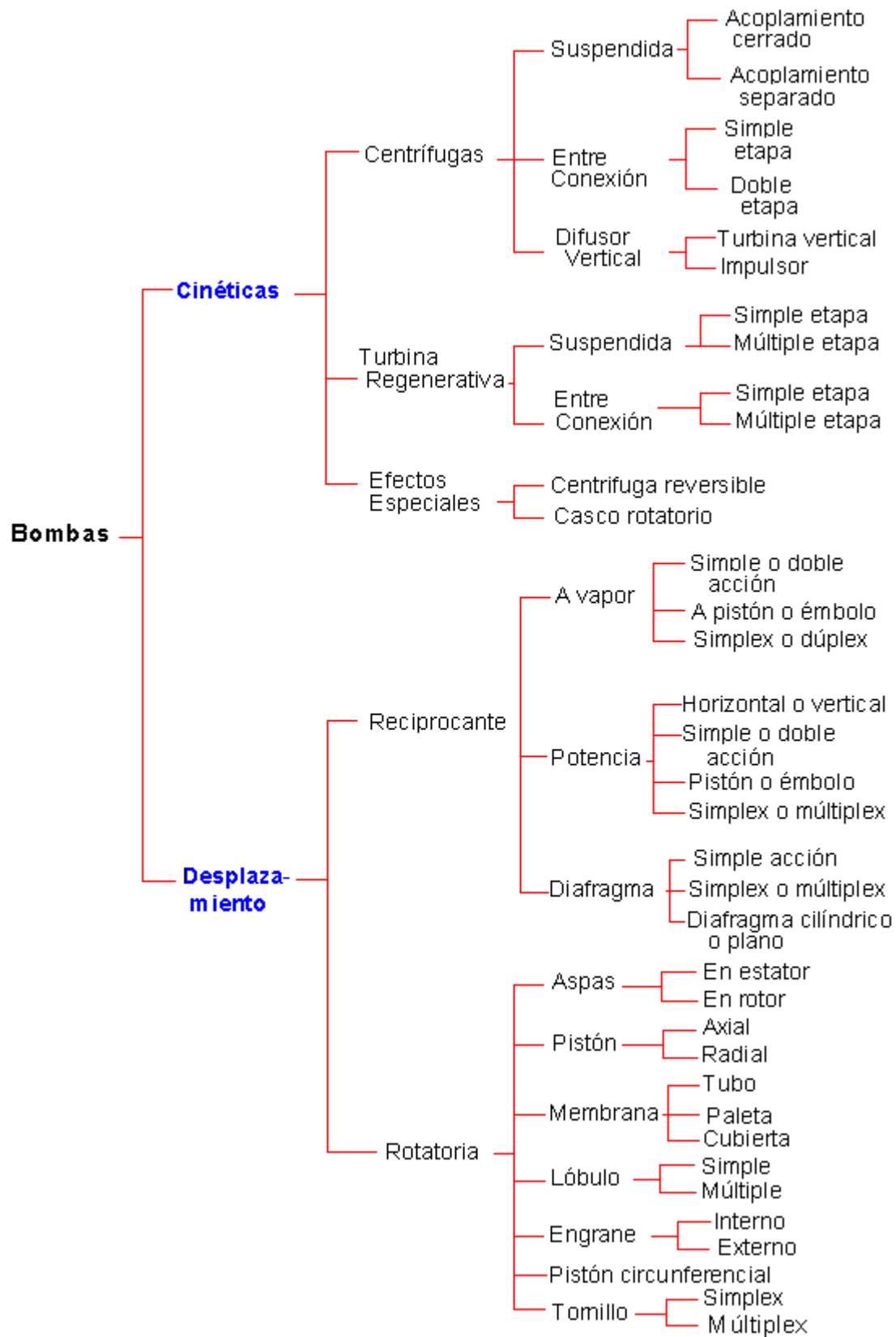


Fig. 4.1 Clases de bombas

Aún con una carta de clasificación como ayuda, la selección del tipo de bomba mas apropiado para un servicio particular puede ser una tarea difícil.

Un proceso de selección requiere una secuencia de decisiones hechas ordenadamente. La secuencia adoptada por esta obra es mostrada en la [Fig. 4.2](#)

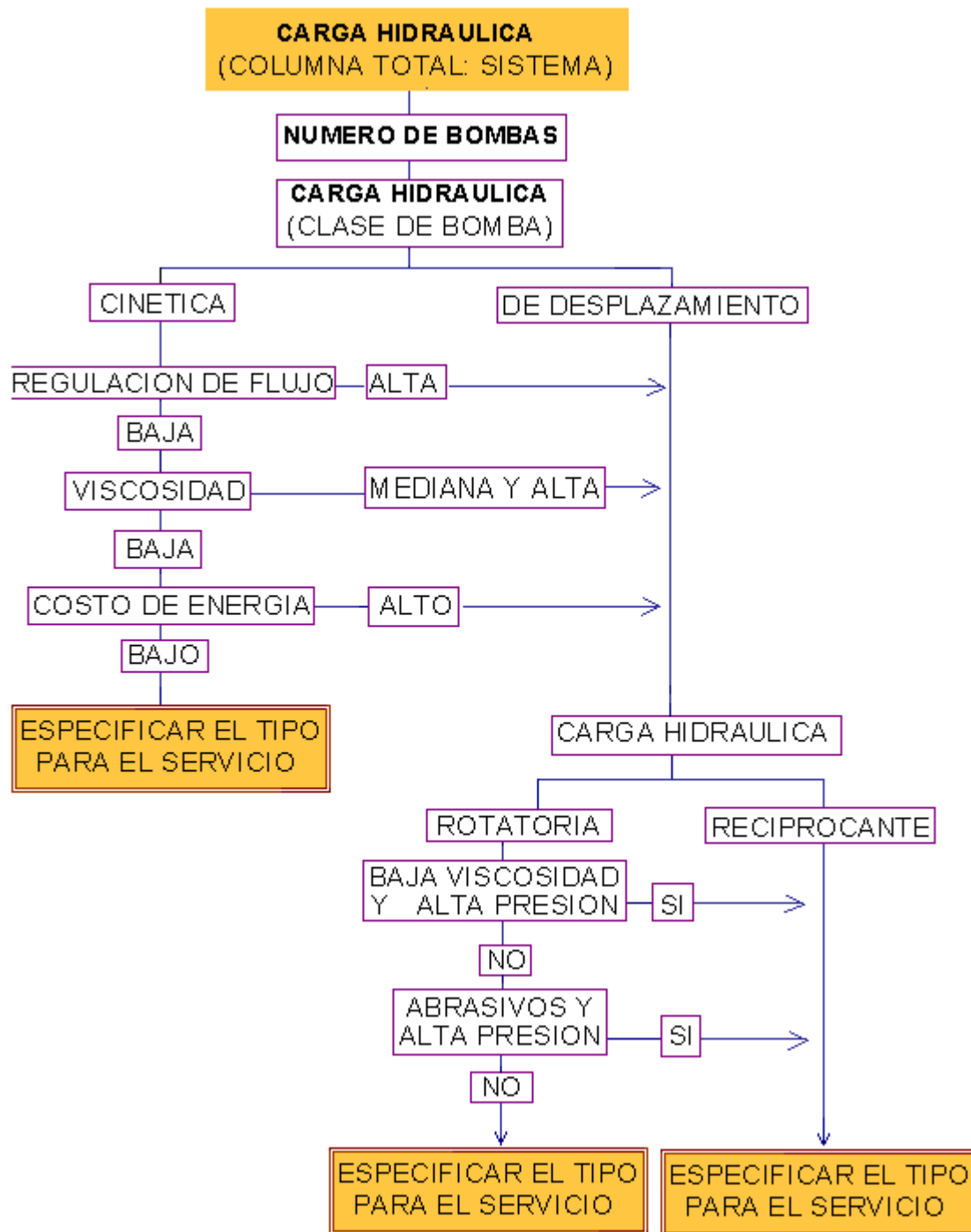


Fig. 4.2 Selección del tipo de bomba sobre la base de las condiciones del servicio

La única razón para emplear una bomba es la de adicionar energía a una corriente de líquido. Dado esto, la primera selección debería basarse en la carga hidráulica. Otras consideraciones pueden dictar modificaciones a la selección hidráulica. La carga hidráulica

determinada de datos del proceso en el [capítulo 3](#) es el total para el sistema. La carga hidráulica debe ser suministrada por la bomba, siendo el caso más simple cuando una sola bomba es usada para la carga total, denominada "capacidad total " de la bomba.

La repartición del flujo entre dos o más bombas operando en paralelo se justifica cuando:

- El flujo es demasiado grande

- La CSPN disponible es demasiado bajo

- La operación debe soportar grandes oscilaciones de flujo

- El motor requerido es demasiado grande.

Asimismo, la repartición del incremento de energía entre dos o más bombas en serie puede justificarse cuando:

- El incremento de energía es muy alto para una bomba simple

- La CSPN disponible es bajo

- La columna del sistema varia considerablemente

- La presión inicial es muy alta

- La presión requerida es muy alta

La [Fig. 4.3](#) muestra los limites aproximados de presión y capacidad para los dos tipos de bombas sin considerar las regulaciones del flujo y características del liquido como se muestra en la [Fig. 4.2](#).

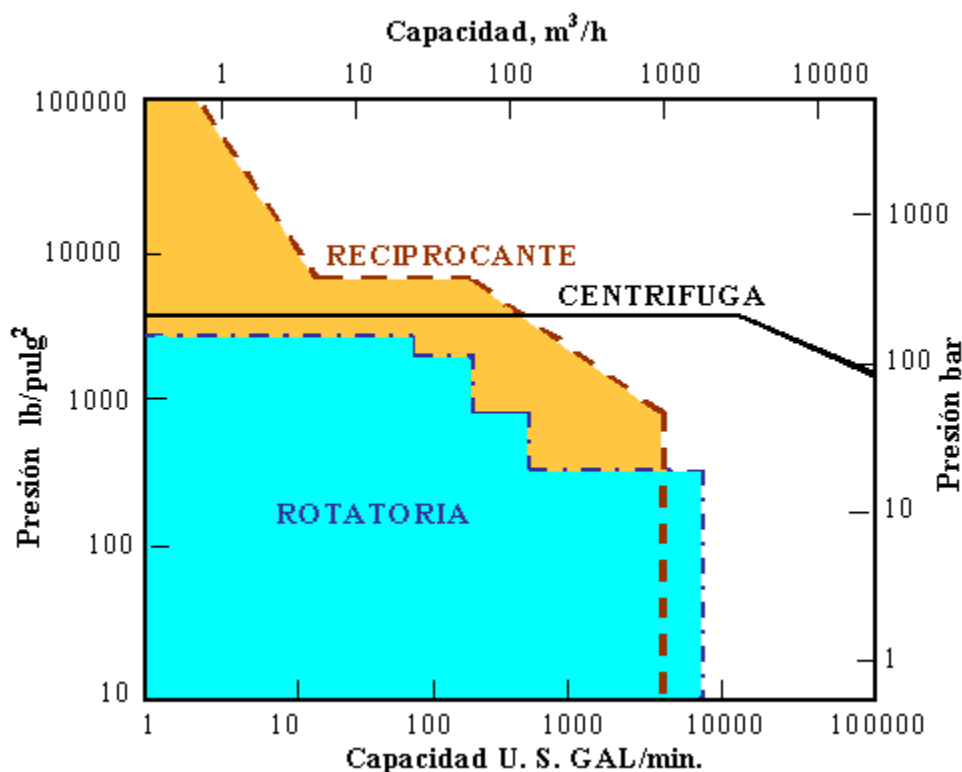


Fig. 4.3 Límites superiores aproximados de presión y capacidad para las clases de bombas.

Debido a la naturaleza de su acción de bombeo, las bombas cinéticas y de desplazamiento tienen marcadas diferencias en las regulaciones de flujo. La energía adicionada por las bombas cinéticas varía con el flujo, de ahí que su regulación de flujo sea deficiente (el flujo varía mucho con la resistencia del sistema). En las bombas de desplazamiento la energía adicionada depende de la resistencia del sistema en tanto que el flujo permanece prácticamente constante. Por lo tanto la regulación de flujo es muy alta.

La [Fig. 4.4](#) ilustra la diferencia. Si el servicio requiere mantener un flujo constante, se debe seleccionar una bomba de desplazamiento.

El segundo factor es la viscosidad del líquido. Cuando la viscosidad excede a 500 SSU la mejor elección es una bomba de desplazamiento.

El factor final que determina el optar por una bomba cinética o de desplazamiento es el consumo de energía y su costo. Para muchas aplicaciones, particularmente aquellas cercanas al límite superior de las bombas cinéticas, las bombas de desplazamiento son más eficientes

que la bomba cinética equivalente, ellas consumen menor energía. Con bajo costo de energía el ahorro no es suficiente para compensar la alta inversión y usualmente altos costos de mantenimiento de las bombas de desplazamiento. Con alto costo de energía, sin embargo, el balance favorecerá a las bombas de desplazamiento.

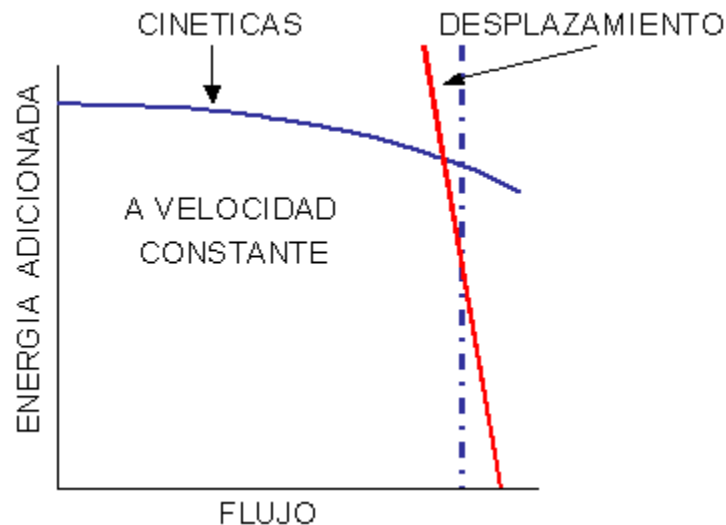


Fig. 4.4 Regulación de flujo de bomba cinética vs. De desplazamiento

Dentro del grupo de bombas de desplazamiento, la selección para una carga hidráulica está dada por la [Fig. 4.3](#) en la cual ambas bombas, rotatoria y recíprocante son admitidas, la elección está sujeta a dos limitaciones generales.

Las bombas rotatorias inherentemente no tienen espacio libre entre sus engranes por lo que a medida que la viscosidad del líquido disminuye, se deteriora debido a la falta de lubricación. Cuando el líquido bombeado tiene baja viscosidad (o es poco lubricante) y la presión diferencial es alta, es más adecuada una bomba recíprocante (se puede tomar un límite de 100 SSU de viscosidad).

El diseño de las bombas rotatorias tiene poca tolerancia para la presencia de sólidos abrasivos en el líquido bombeado, se prefiere las bombas recíprocantes para los casos cuando líquidos conteniendo sólidos abrasivos se deben bombear a presiones mayores a 250-300 lb_f/pulg².

Ejemplo 4.1

Seleccionar el tipo de bomba para el sistema de bombeo dado en el [Ejemplo 3.1](#)

Solución

De los cálculos realizados en el [Ejemplo 3.1](#) se tiene

Caudal manipulado, $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ (88 gpm)

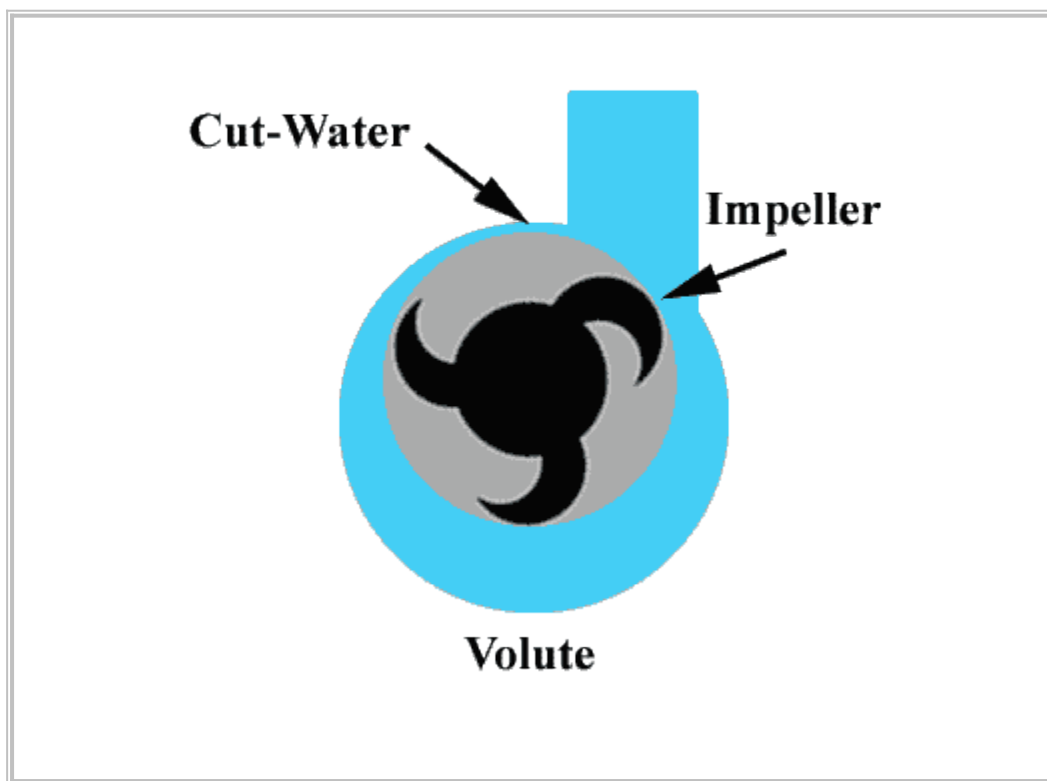
Columna total, $H = 47,68 \text{ m}$ (156.39 pies) = 67.70 $\text{lb}_f/\text{pulg}^2$

Columna de succión positiva neta disponible, $(CSPN)_A = 10.64 \text{ m}$
= 34.83 pies

De la [Fig. 4.3](#), se puede usar cualquier tipo de bomba, pero en estos casos siempre se recomienda una **Bomba Centrífuga** por las razones expuestas anteriormente.

CAPITULO 5

BOMBAS CENTRIFUGAS



Una bomba centrífuga es uno de los tipos más simples de equipo en cualquier planta del proceso. Su propósito es convertir energía de un primer elemento (un motor eléctrico o turbina) primero en velocidad o energía cinética y luego en energía de presión de un fluido que está bombeándose. Los cambios de energía ocurren en virtud de dos partes principales de la bomba, el impulsor y el en espiral o difusor. El

impulsor es la parte que esta girando y convierte la energía de la máquina en energía cinética. El en espiral o el difusor es la parte estacionaria que convierte la energía cinética en energía de presión.

Algo que siempre debe recordarse es que una bomba no crea presión, esta solamente proporciona flujo. La presión es solamente una indicación de la resistencia al flujo.

5.1. CONFIGURACIÓN BÁSICA

El tipo más simple de bomba centrífuga es la maquina de simple etapa, la cual consiste fundamentalmente de un elemento rotatorio, denominado impulsor, y un casco. El liquido es llevado al centro del impulsor y puesto en rotación por las aspas del impulsor. Debido a la fuerza centrífuga el liquido es lanzado del borde o periferia del impulsor con una considerable velocidad y presión. El casco, el cual encierra al impulsor, tiene una voluta formando un pasaje cuya área de sección transversal va aumentando y la cual recoge al liquido que sale del impulsor y convierte una porción de su energía de velocidad en energía de presión. Este pasaje del casco conduce a la conexión de descarga de la bomba a la tubería que forma el sistema

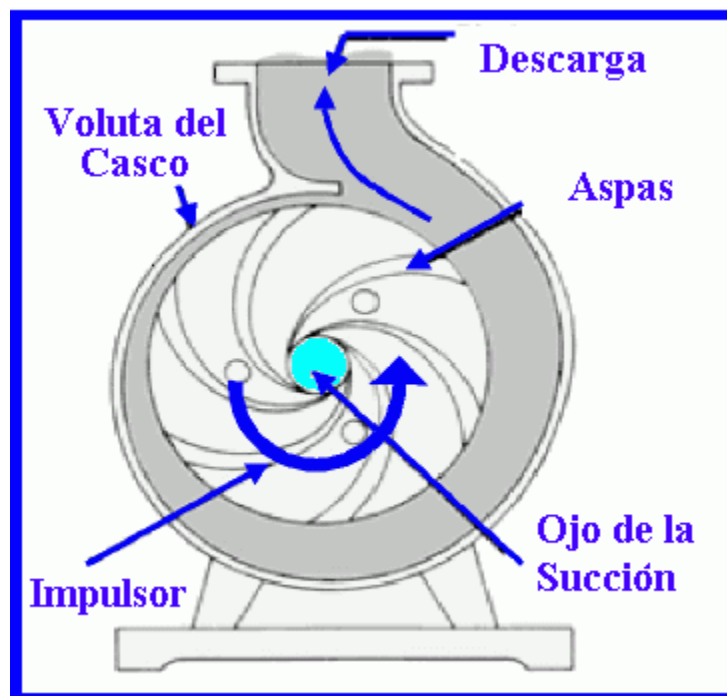


Fig. 5.1a Bomba Centrífuga

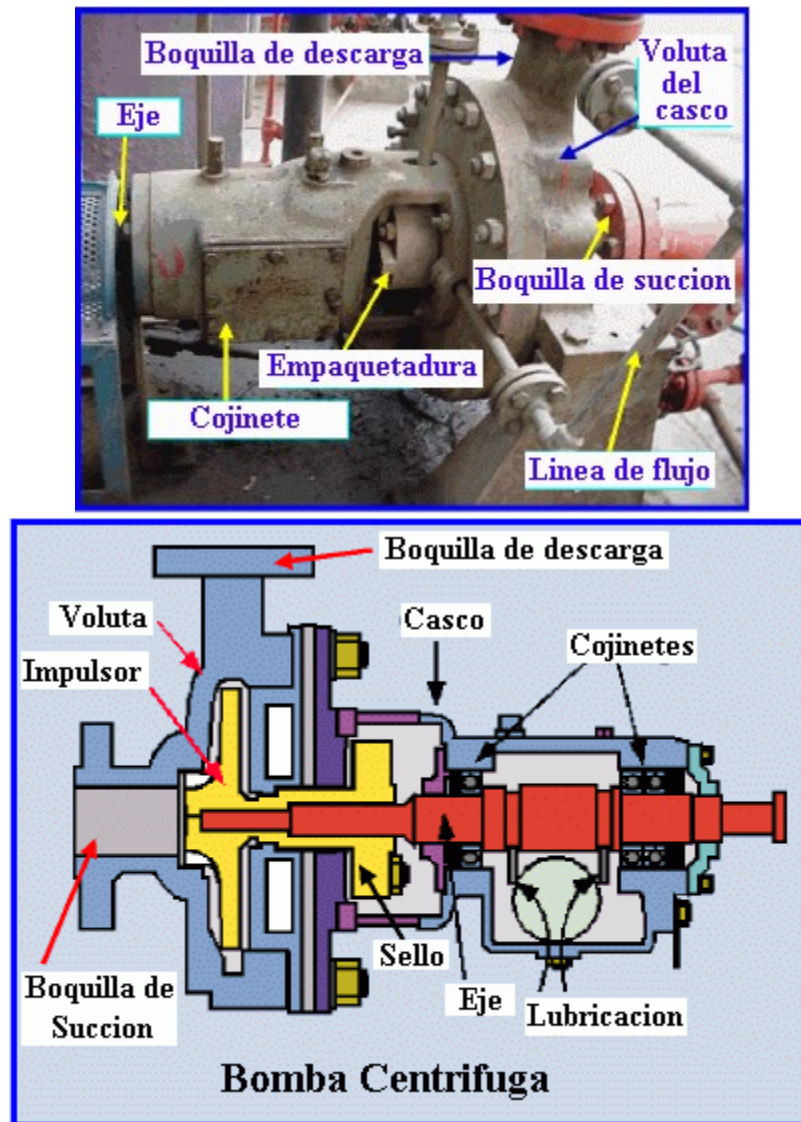


Fig. 5.1b Bomba centrífuga de voluta

La Fig. 5.1b muestra algunas partes básicas de una bomba centrífuga, las cuales son:

- **Casco** .- guía al líquido hacia el impulsor; recoge al líquido del impulsor y reduce su velocidad transformando parte de ella en presión o columna. Los cascos son de dos tipos: de voluta y circular.
- **Casco de Voluta**.- Los cascos de voluta proporcionan más alta columna. La voluta es un túnel circular que aumenta su área hacia la parte de la descarga. como se muestra en la Fig. 5.1c. Como el área de sección transversal aumenta, la voluta disminuye la velocidad del líquido y aumenta la presión.

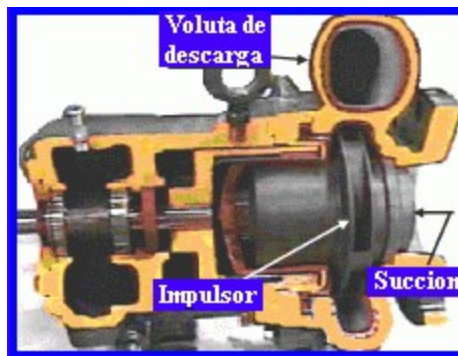


Fig 5.1c Seccion de una Bomba centrifuga de Voluta

Casco circular.- Se usan para bajas columnas y altas capacidades. Los cascos circulares tienen paletas estacionarias alrededor de la periferia del impulsor que convierten la energía de velocidad a energía de presión. convencionalmente, los difusores son aplicados a bombas de múltiples etapas.

En muchos casos se acondiciona un difusor a la salida de la bomba para ayudar a aumentar la presión

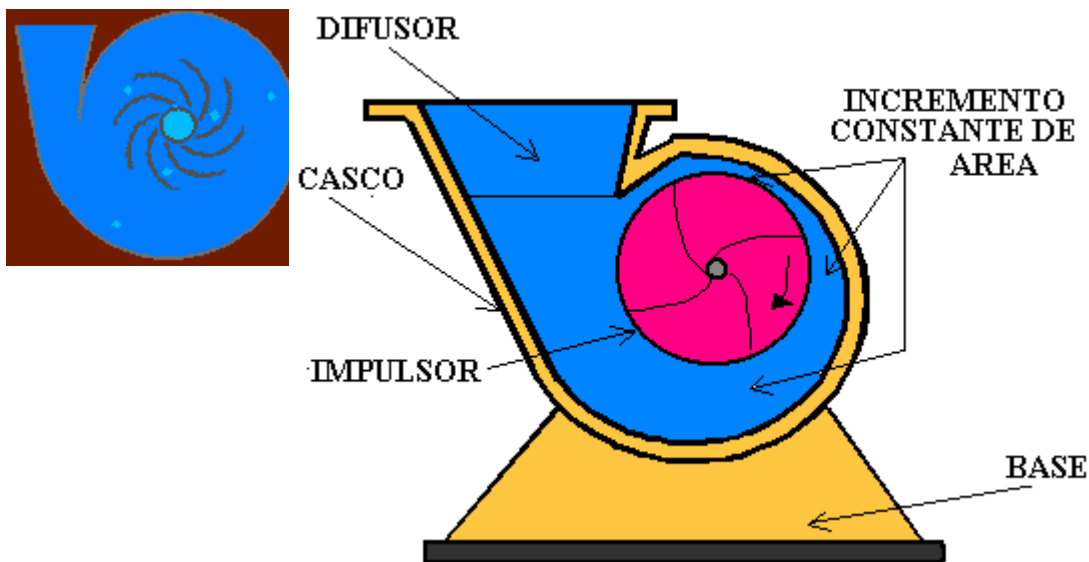


Fig. 5.1d Bomba Centrifuga de Difusor

- **Impulsor.**- imparte energía al líquido por la acción de sus aspas; es el único componente de la bomba que suministra energía al líquido. Los impulsores son clasificados de diferentes maneras:

Basándose en la principal dirección de flujo con referencia al eje de rotación:

Flujo Radial

Flujo Axial

Flujo mixto

Basado en el tipo de succión

Simple succión: el liquido entra por un solo lado

Doble succión: El liquido entra al impulsor simétricamente por los dos lados

Basado en la construcción mecánica (Fig. 5.1e)

Cerrado: Placas que encierran las paletas

Abierto

Semiabierto (tipo "vortex")

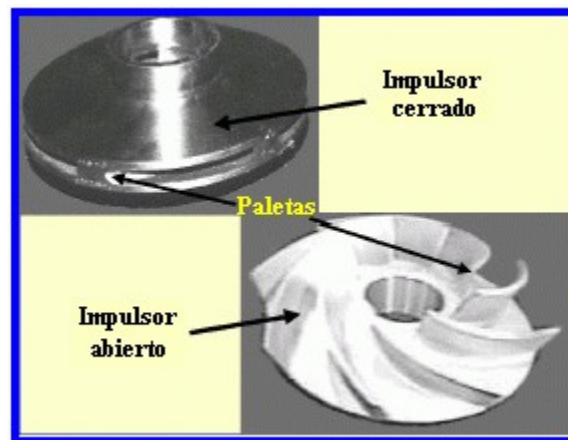


Fig. 5.1e: Impulsores Cerrado y Abierto ([ver fotos de impulsores](#))

- **Difusor.-** porción de tubería que recoge al liquido que sale del impulsor, el mismo que aún conserva alta velocidad y puede dar alta fricción, pero debido al aumento en el diámetro de esta porción de tubería (difusor) se reduce la velocidad del liquido (y la fricción).
- **Inductor.-** (opcional), elevador de columna, proporciona la CSPN requerida por el impulsor.
- **Espacio libre.-** disminuye la fuga de liquido de alta energía a la entrada del impulsor.
- **Cubierta.-** cubre al casco; sostiene a los cojinetes.
- **Empaquetaduras.-** evitan las fugas de liquido.

- **Eje.-** mueve y sostiene al impulsor.
- **Cojinetes.-** soportan al rotor (además del impulsor y eje).

5.2. CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN

Sin duda, la parte más importante de nuestra discusión sobre bombas centrífugas es el uso de las curvas de operación. Una típica característica de operación de bombas centrífugas se muestra en la Fig. 5.2. la columna total (energía suministrada), potencia absorbida (para una SG particular) y la CSPN_R (energía neta requerida a la entrada) son ploteadas en función del flujo.

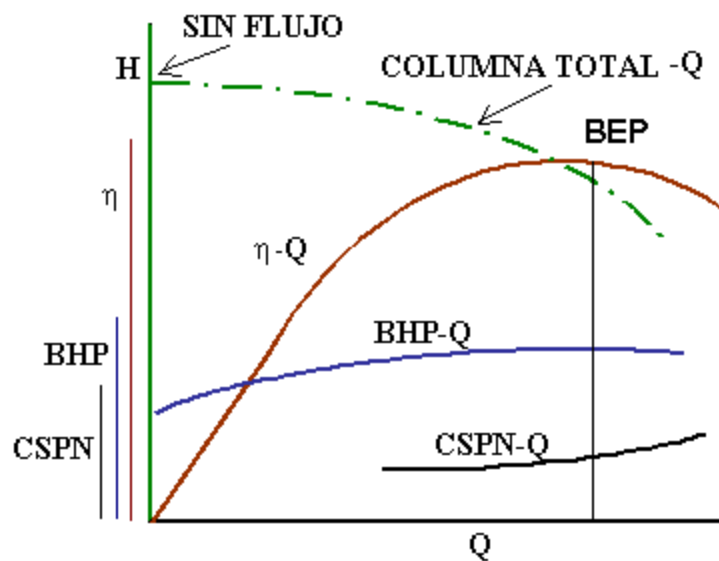


Fig. 5.2 Características típicas de operación de bombas centrífugas

Estas son las características de trabajo de la bomba. Eficiencia de la bomba (derivada del flujo, la columna total y la potencia), también se grafica como función del flujo el punto de máxima eficiencia (BEP) e indicar el rango de operación más efectivo de la bomba.

5.2.1 Columna - Capacidad

Toda bomba centrífuga tiene, para una velocidad particular y un diámetro particular de impulsor cuando manipula un líquido de variación de viscosidad despreciable, una curva de operación, la cual indica la relación entre la columna (o presión) desarrollada por la bomba, y el flujo a través de la bomba. La curva que se muestra en la Fig. 5.2, es un ejemplo típico. Como podemos ver, a medida que la capacidad aumente, la columna total que es capaz de desarrollar la

bomba se reduce. En general la columna más alta que es capaz de desarrollar una bomba centrífuga es a un punto donde no hay flujo a través de la bomba; esto es cuando la válvula de descarga está completamente cerrada. Recordar que estas curvas de operación están basadas en una velocidad, diámetro de impulsor y viscosidad particulares. En general, la viscosidad a la cual se dan las curvas características es la viscosidad del agua a 25 °C.

5.2.2 BHP (Potencia suministrada) - Capacidad

Para operar a la capacidad deseada, encontramos que debemos suministrar cierta energía a la bomba (potencia suministrada o BHP). Entonces, podemos graficar una curva representando la relación entre la capacidad y la potencia suministrada, nuevamente basada en los factores constantes previamente definidos. Para bombas centrífugas generalmente la potencia suministrada incrementa con un incremento en la capacidad.

5.2.3 Eficiencia debe ser calculada

Las dos características que han sido graficadas hasta este punto son determinadas examinando una bomba actual. Ahora veremos lo concerniente a la eficiencia a la cual opera la bomba. La eficiencia no podemos medirla directamente, sino que debemos calcularla de la información que hemos obtenido. La eficiencia se evalúa a partir de la Ec. 3.30.

A partir de esta Ec., puede determinarse la eficiencia a la cual está operando la bomba para una determinada capacidad y puede graficarse.

Para hacer estimados puede determinarse la eficiencia como función de la velocidad específica, como se verá mas adelante.

5.2.4 CSPN - Capacidad

Esta es otra característica de una bomba centrífuga, la cual es muy importante y siempre se da con las curvas de operación de la bomba, relacionándola con la capacidad. Esta información nos da el valor de la $CSPN_R$ o de la bomba el cual puede tomarse como referencia para determinar la $CSPN_A$ o del sistema para una operación adecuada.

Cuando se discute sobre bombas centrífugas, los dos términos más importantes son $CSPN_R$ ($NPSH_R$) y $CSPN_A$ ($NPSH_A$)

Columna de Succión Positiva Neta Requerida $CSPN_R$

CSPN, es uno de los términos asociados con las bombas, más extensamente usados y menos entendidos. El entendimiento del significado de la CSPN es mucho mas importante durante la instalación que durante la operación de la bomba.

Las bombas pueden bombear solamente liquidios, vapores no

La operación satisfactoria de una bomba requiere que la evaporación del liquido que se esta bombeando no ocurra a ninguna condición. Esto se desea porque cuando un liquido se vaporiza, su volumen aumenta extremadamente, por ejemplo 1 pie³ de agua a temperatura ambiente da 1700 pie³ de vapor a la misma temperatura. Esto hace claro que si deseamos bombear un fluido efectivamente debemos mantenerlo siempre como liquido.

Aumento en la temperatura i disminución en la presión aumenta la vaporización

La vaporización comienza cuando la presión de vapor del líquido a la temperatura de operación iguala a la presión exterior del sistema que, en un sistema abierto siempre es igual a la presión atmosférica. Cualquier disminución en la presión externa o aumento en la temperatura de operación puede inducir la vaporización y la bomba deja de bombear. Así, la bomba siempre necesita tener una cantidad suficiente columna de succión el presente para prevenir esta vaporización al punto de presión más bajo en la bomba.

CSPN como una manera de prevenir la vaporización

El fabricante normalmente prueba la bomba con agua a diferentes capacidades, creadas en el lado de la succión. Cuando las primeras señales de vaporización se presentan, indican que ocurre cavitación, la presión de la succión es anotada (el término cavitation se discute en detalle después). Esta presión se convierte en la columna. Este número de columna se publica en la curva de la bomba y se define como la columna de succión positiva neta requerida CSPN_R (NPSH_r) o a veces para abreviada como la CSPN (NPSH). Así la Columna de Succión Positiva Neta (NPSH) es la columna total a la entrada de la succión de la bomba menos la presión de vapor convertida a altura de la columna del líquido.

CSPN_R (NPSH_r) Es una función del diseño de la bomba

La CSPN requerida es una función del diseño de la bomba y es determinado basado en prueba real de la bomba por el fabricante. A

medida que el líquido pasa de la succión al ojo del impulsor de la bomba, la velocidad aumenta y la presión disminuye. Hay también pérdidas de presión debido a la turbulencia causada por el impulsor. La fuerza centrífuga de las aletas del impulsor incrementa la velocidad y disminuyen la presión del líquido. La CSPN requerida es la columna positiva en unidades absolutas requeridas en la succión de la bomba para superar estas caídas de presión en la bomba y mantener al líquido por sobre su presión de vapor. La CSPN es siempre positiva ya que se expresa en términos de una altura de columna de fluido. El término neto se refiere a la columna de presión real a la entrada de la succión de bomba y no la columna estática de succión.

CSPN_R aumenta a medida que la capacidad aumenta

La CSPN requerida varía con la velocidad y capacidad en cualquier bomba particular. La CSPN requerida aumenta cuando la capacidad aumenta aumentando porque la velocidad del líquido aumenta, y como quiera que la velocidad del líquido aumenta, la presión o columna disminuye. Normalmente las curvas de bombeo que suministran los fabricantes proporcionan esta información. La CSPN es independiente de la densidad del fluido.

La CSPN_A o disponible

Como se [ha visto anteriormente](#) depende de las características del sistema

La CSPN disponible siempre debe ser mayor que la CSPN requerida para la bomba para operar satisfactoriamente. Es práctica normal tener por lo menos 2 a 3 pies de CSPN extra disponible en la entrada a la succión para evitar cualquier problema durante la operación.

5.3. VELOCIDAD ESPECÍFICA

Las bombas centrífugas son producidas en un amplio rango de diseños hidráulicos. Para categorizar estos diseños se usan dos conceptos. El primero de estos es la velocidad específica, designada como N_s .

Derivado a partir de condiciones similares, la velocidad específica es un número que ampliamente define la geometría del impulsor y la operación de una bomba centrífuga, independiente de su tamaño. La ecuación es

$$N_s = \frac{N \times Q^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (5.1)$$

donde N = RPM

Q = caudal total

H = columna desarrollada

En su forma original, N_s , fue adimensional, pero el uso convencional de las unidades convenientes requiere que las unidades sean identificadas (ya sea gal/min y pies o m³/h y m). N_s se calcula a partir de la operación al BEP (máxima eficiencia) con impulsor de diámetro máximo (para bombas de succión simple, Q es el flujo total; para doble succión es la mitad).

La velocidad específica puede definirse como las revoluciones por minuto a las cuales impulsores geoméricamente similares podrían girar para dar una descarga de 1 gal/min contra una columna de un pie. La variación de la geometría del impulsor con la velocidad específica se muestra en la Fig.5.3. La geometría de un impulsor varía en el sentido de su altura y sus características de potencia, y consecuentemente en su eficiencia. La Fig. 5.4 muestra como varían las características de operación. La Fig. 5.6, de Fraser y Sabini, da valores de la eficiencia máxima para bombas de diferentes velocidades específicas y capacidades.

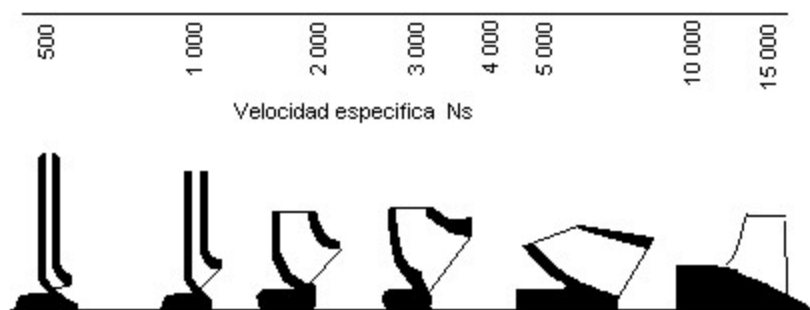


Fig. 5.3 Forma del impulsor versus velocidad específica

Apreciando como las características de columna desarrollada y potencia varían con la velocidad específica, se puede notar lo siguiente a partir de la Fig. 5.4

La columna disminuye mas bruscamente a medida que se incrementa la velocidad específica. A bajas velocidades específicas las

características de columna son iguales o con poca inclinación, mientras que a altas velocidades específicas la columna disminuye mucho antes que el BEP.

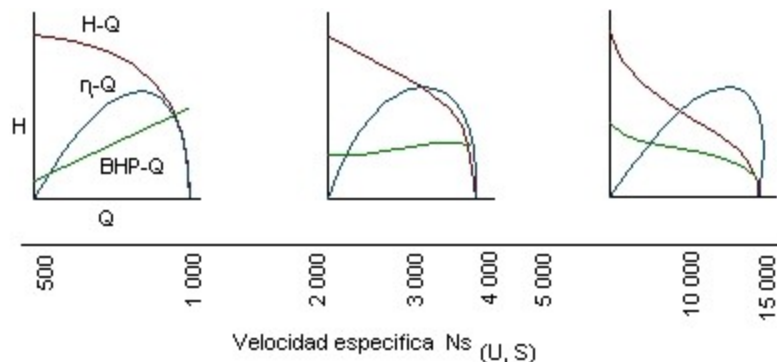


Fig. 5.4 Variación de las curvas características con la velocidad específica

Las características de potencia cambian de positivo (la potencia se incrementa con el flujo) a negativo a medida que se incrementa la velocidad específica. Debido a que las características de potencia cambian su inclinación, es pequeño el rango de velocidades específicas con las características de potencia máximas en la región de BEP. Tal característica es conocida como “no - sobrecargada”

Las características típicas de potencia y columna son consistentes con la eficiencia obtenible. Son posibles otras características, pero generalmente a expensas de la eficiencia. Como un ejemplo, el aumento constante de la columna y no - sobrecarga, “dos” características de seguridad, pueden darse fuera de los rangos usados. Para hacer esto, sin embargo, el impulsor debe ser mas largo que el normal, lo cual aumenta las pérdidas de potencia debido a la fricción y baja eficiencia.

Calculando la velocidad específica para una carga particular, asumiendo operación a BEP, da indicio de la posibilidad de una bomba centrífuga para la carga y permite un estimado de su potencia.

La velocidad específica como una medida del rango seguro de operación

La velocidad específica normalmente se usa como una base para estimar el rango seguro de operación para la capacidad de una bomba. Los números van entre 3,000 y 20,000. la Mayoría de los usuarios prefieren que sus bombas tengan velocidades específicas en el rango de 8000 a 11000 para un funcionamiento óptimo libre de problemas..

5.4. VELOCIDAD ESPECÍFICA DE SUCCIÓN

Es un término aplicable a las limitaciones de succión y se deriva de la siguiente manera:

De la definición de velocidad específica,

$$N_s = \frac{N \times Q^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (5.1)$$

Del parámetro de cavitación,

$$\sigma = \frac{CSPN}{H}$$

= función de N_s ?

haciendo

$$\sigma^{1/4} = \frac{(CSPN)^{1/4}}{(H)^{1/4}} = \frac{1}{S} \times N_s$$

$$\frac{(CSPN)^{1/4}}{(H)^{1/4}} = \frac{1}{S} \times \frac{NQ^{1/2}}{H^{1/4}}$$

y

$$S = \frac{N \times Q^{0.5}}{(NPSH)^{0.75}} \quad (5.2)$$

donde S = RPM

Q = caudal total

$NPSH$ = columna de succión positiva neta, columna requerida para operación sin Cavitación denominada también $CSPN_R$

La magnitud de la velocidad específica de succión es un índice de la posibilidad de la bomba para operar sin cavitación. La mayoría de operaciones de bombas se basan en una velocidad específica de succión de 8500 tanto para impulsores de simple y doble succión.

5.5. VELOCIDAD DE ROTACIÓN

La mayoría de bombas en el rango de 3000 gpm y columnas de alrededor de 300 pies, son diseñadas para operar entre 1750 a 3500 rpm. Por debajo de los 60 pies de columna generalmente no son prácticas las bombas de 3500 rpm debido al diámetro del impulsor muy pequeño que debería usarse.

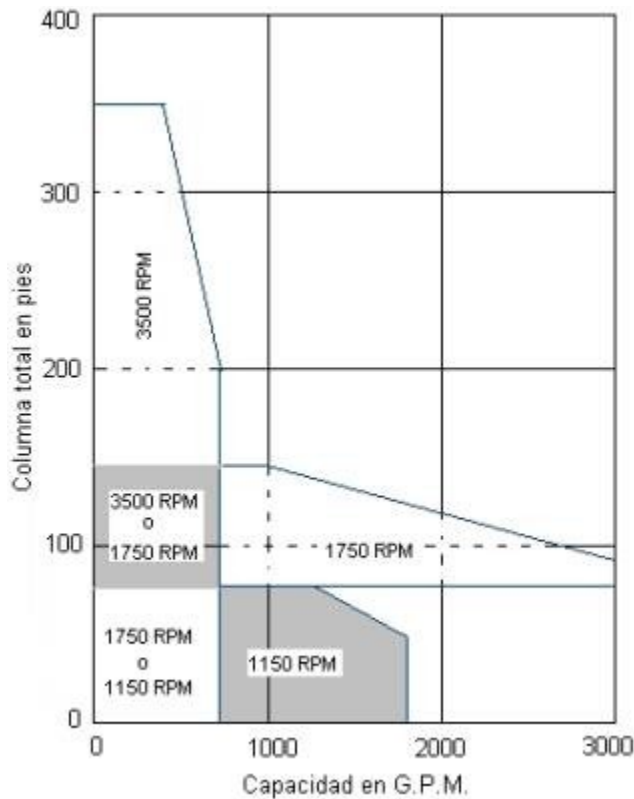


Fig. 5.5 Velocidad de rotación como función de la columna y caudal

De manera similar por sobre 150 pies de columna, se debe usar no menos de 1750 rpm debido a que debe usarse grandes diámetros. Grandes diámetros necesitan grandes cascos lo cual aumenta el costo de la bomba. Entonces, generalmente encontramos que las bombas se diseñan para columnas bajo los 60 pies para girar a 1750 rpm o menos; para 60 a 150 pies una velocidad en el rango de 1750 a 3500 rpm, y sobre los 150 pies la mayoría de bombas se diseñan para girar a 3500 rpm.

La Fig. 5.5 puede usarse para determinar la velocidad de rotación como función del caudal y la columna:

La mayoría de sistemas de bombeo trabajan a una velocidad específica de 8000 a 11000, por lo cual puede usarse la Fig. 5.6 para determinar la velocidad de rotación en función del caudal y la columna.

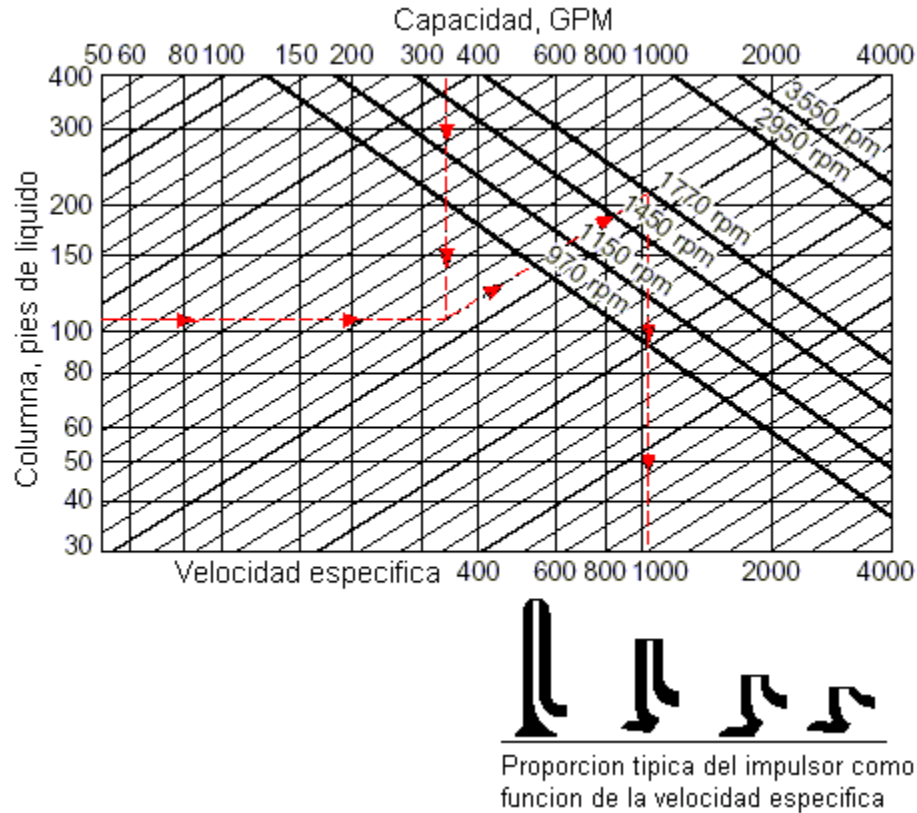


Fig. 5.6 velocidad de rotación como función de la velocidad específica

Al usar la Fig. 5.6, se debe buscar una velocidad de rotación en función del caudal y la columna que de una velocidad específica de alrededor de 8000 a 11000

En este caso se tiene un caudal de 350 gpm y una columna de 110 pies de liquido. Para este servicio se recomienda una bomba centrífuga con una velocidad de rotación de 1770 rpm.

Alternativamente se puede usar la Fig. 5.7 para determinar la velocidad de rotación máxima como función de la capacidad y la $CSPN_A$ (disponible o del sistema) para simple succión, para velocidad específica de succión constante e igual a 8 500.

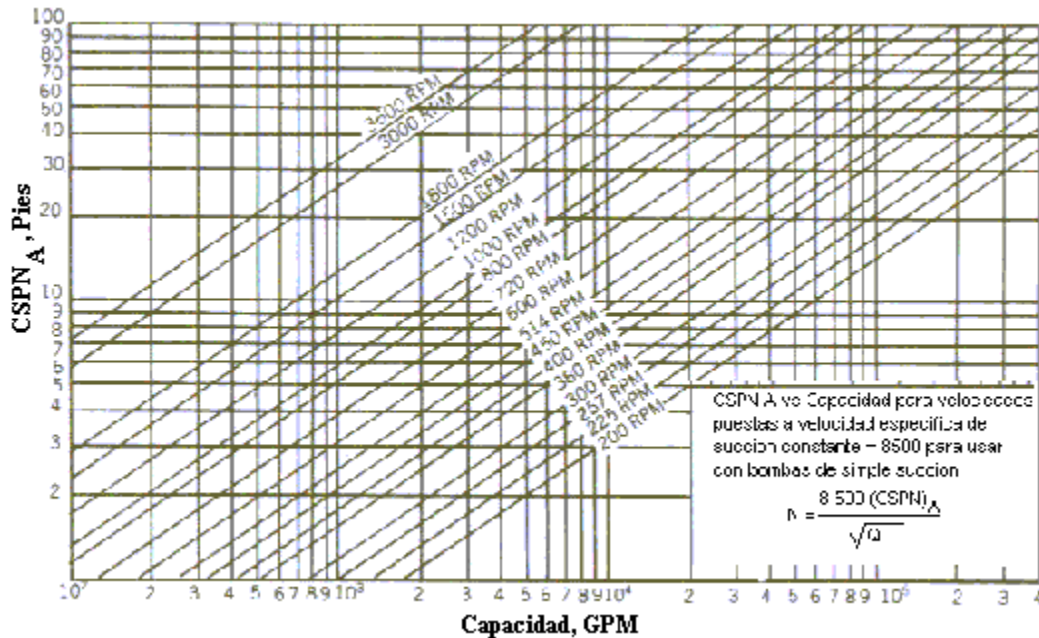


Fig. 5.7 Velocidad de rotación como función de la velocidad específica de succión

Ejemplo 5.1

Determinar la velocidad de rotación para la bomba centrífuga del [Ejemplo 4.1](#)

Solución

De los cálculos realizados en el [Ejemplo 3.1](#) se tiene

Caudal manipulado, $Q = 20 \text{ m}^3/\text{h}$ (88 gpm)

Columna total, $H = 47,68 \text{ m}$ (156.39 pies) = 67.70 lb_f/pulg²

Columna de succión positiva neta disponible, $(CSPN)_A = 10.64 \text{ m}$
= 34.83 pies

- Usando la [Fig. 5.5](#), para $Q = 88 \text{ gpm}$ y $H = 156,9$ podemos usar una bomba con una velocidad de rotación de 3500 RPM
- Usando la [Fig. 5.6](#), para $Q = 88 \text{ gpm}$ y $H = 156,9$ debemos usar una bomba con una velocidad de rotación de 3350 RPM (límite máximo de velocidad de esta gráfica). A una velocidad específica de 11000

c) Usando la [Fig. 5.7](#), para una $(CSPN)_A = 10.64 \text{ m} = 34.83$ pies y $Q = 88 \text{ gpm}$ se debe usar una bomba a una velocidad de rotación de 3600 RPM. En este caso la velocidad específica es de 8500.

5.6. EFICIENCIA DE LA BOMBA

La eficiencia es un dato del fabricante dado en las características de operación de la bomba.

Para procesos en operación, la eficiencia se evalúa a partir de la Ec. 3.30, midiendo la energía consumida (suministrada a la bomba o BHP) y calculando la energía neta necesaria para el bombeo o caballaje de líquido (LHP)

Para estimados preliminares se puede estimar la eficiencia en función de la velocidad específica y el caudal según se muestra en la Fig. 5.8, con lo cual se puede determinar la energía necesaria para la operación

Ejemplo 5.2

Determinar la eficiencia de la bomba seleccionada en el Ejemplo 5.1

Solución

De los datos obtenidos en el Ejemplo 5.1 se tiene

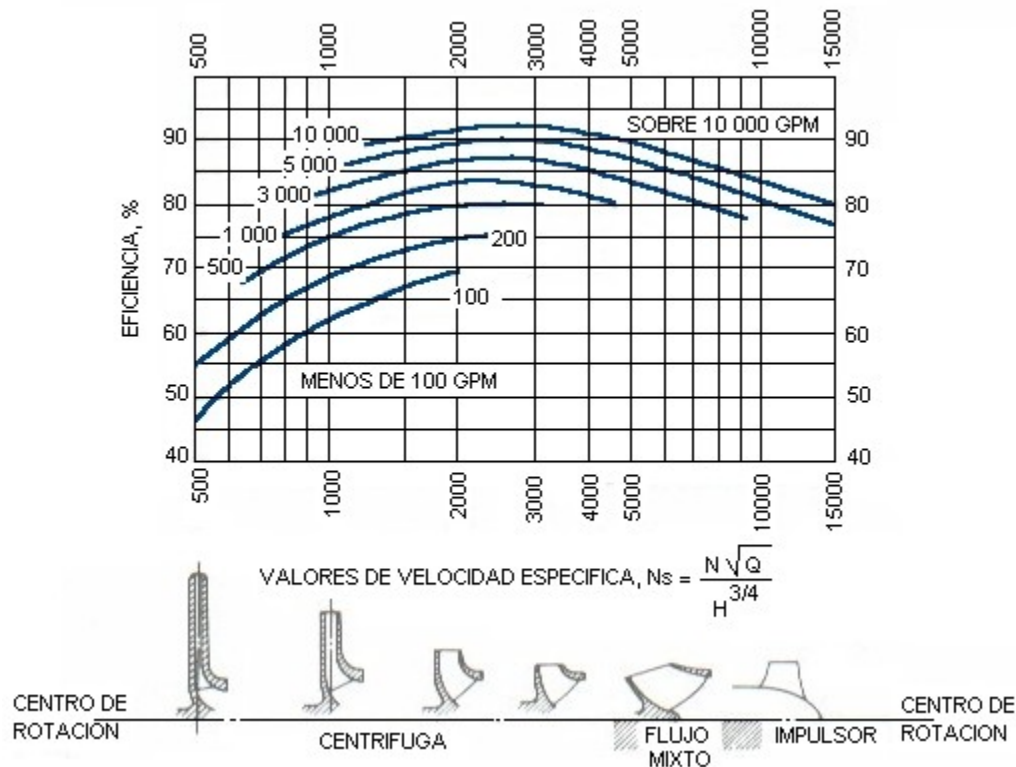


Fig. 5.8 Eficiencia de una bomba centrífuga

Caudal manipulado, $Q = 88 \text{ gpm}$

Columna total, $H = 156 \text{ pies}$

Velocidad de rotación, $N = 3500 \text{ RPM}$

$$\text{Velocidad específica, } N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{3500\sqrt{88}}{156^{3/4}} = 743$$

De la Fig. 5.8 Eficiencia, $\eta = 55 \%$

5.7. POTENCIA SUMINISTRADA

Las bombas centrífugas pueden operar con turbina a vapor o con motor eléctrico. En cada caso la **potencia suministrada** a la bomba (o BHP) se evalúa de acuerdo a la EC. 3.30

$$\text{Potencia suministrada (o BHP)} = \frac{\text{Potencia desarrollada (o LHP)}}{\quad} \quad (5.3)$$

Eficiencia de la bomba

Donde

Potencia desarrollada = potencia que la bomba debe transmitir al liquido durante el bombeo, kW en el SI (HP en el sistema inglés denominándose también caballaje de liquido o LHP)

Potencia suministrada = potencia que el motor o turbina debe suministrar a la bomba, kW en el SI (HP en el sistema inglés denominándose también caballaje de freno o BHP)

Eficiencia de la bomba = o eficiencia mecánica de la bomba es dato del fabricante o estimado de acuerdo a la Fig. 5.8

Ejemplo 5.3

Calcular el consumo de energía para el sistema de bombeo dado en el Ejemplo 3.1 operando con la bomba seleccionada en los Ejemplos 4,1; 5.1 y 5.2

Solución

Del Ejemplo 3.1

Potencia desarrollada, = 2.61 kW

Del Ejemplo 4.1

Se selecciona una Bomba Centrífuga

Del Ejemplo 5.1

Velocidad de rotación de la bomba = 3500 RPM

Del Ejemplo 5.2

Eficiencia de la Bomba $\eta = 55 \%$

De la Ec. 5.3

$$\text{Potencia Suministrada} = \frac{2,61}{0,55} = 4,75 \text{ kW}$$

5.8. ENERGÍA NECESARIA PARA EL BOMBEO

El consumo total de energía para el bombeo depende de la eficiencia de la bomba y la eficiencia del motor o turbina al que esta acoplada; siendo así, la energía necesaria para el bombeo estará dada por

$$\text{Consumo de energía, kW} = \frac{\text{Potencia suministrada, kW}}{\text{Eficiencia del motor}} \quad (5.4)$$

5.9. LEYES DE AFINIDAD

De las curvas características para una bomba centrífuga se tiene la Fig. 5.2

- a) Si se cambia la velocidad de rotación a N_2 , se pueden confeccionar otras curvas características a la nueva velocidad de acuerdo a las relaciones:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (5.5)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (5.6)$$

$$\frac{BHP_2}{BHP_1} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 \quad (5.7)$$

Nota: Cambiando la velocidad y manteniendo constante el diámetro del impulsor, la eficiencia de la bomba permanece igual pero varían la H, Q y potencia suministrada (BHP)

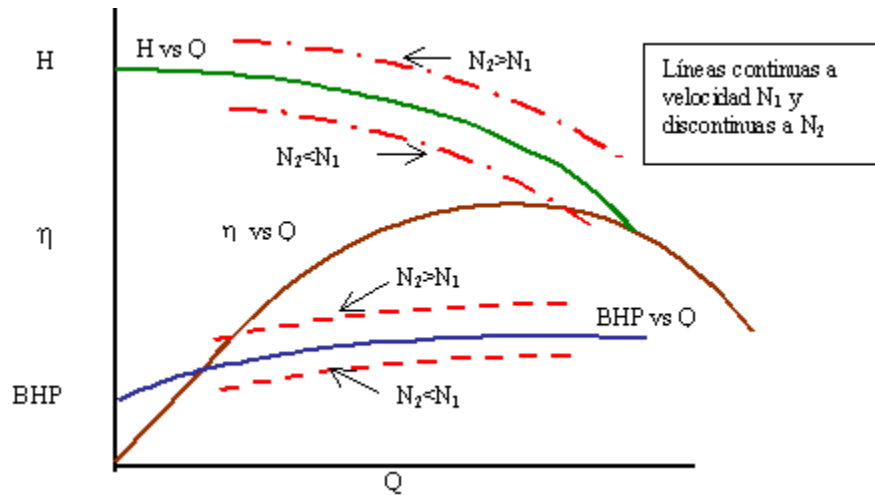


Fig. 5.9 Efectos del cambio de velocidad de rotación

b) Cambiando el diámetro del impulsor; pero manteniendo la velocidad de rotación constante, la eficiencia de la bomba no es afectada si el diámetro del impulsor no es variado (reducido) en un valor mayor al 5 %; para las demás variables se tiene

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1} \quad (5.8)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (5.9)$$

$$\frac{BHP_2}{BHP_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (5.10)$$

Máximo aumento, $\frac{D_2}{D_1} = 1,2$

Máxima reducción, $\frac{D_2}{D_1} = 0,8$

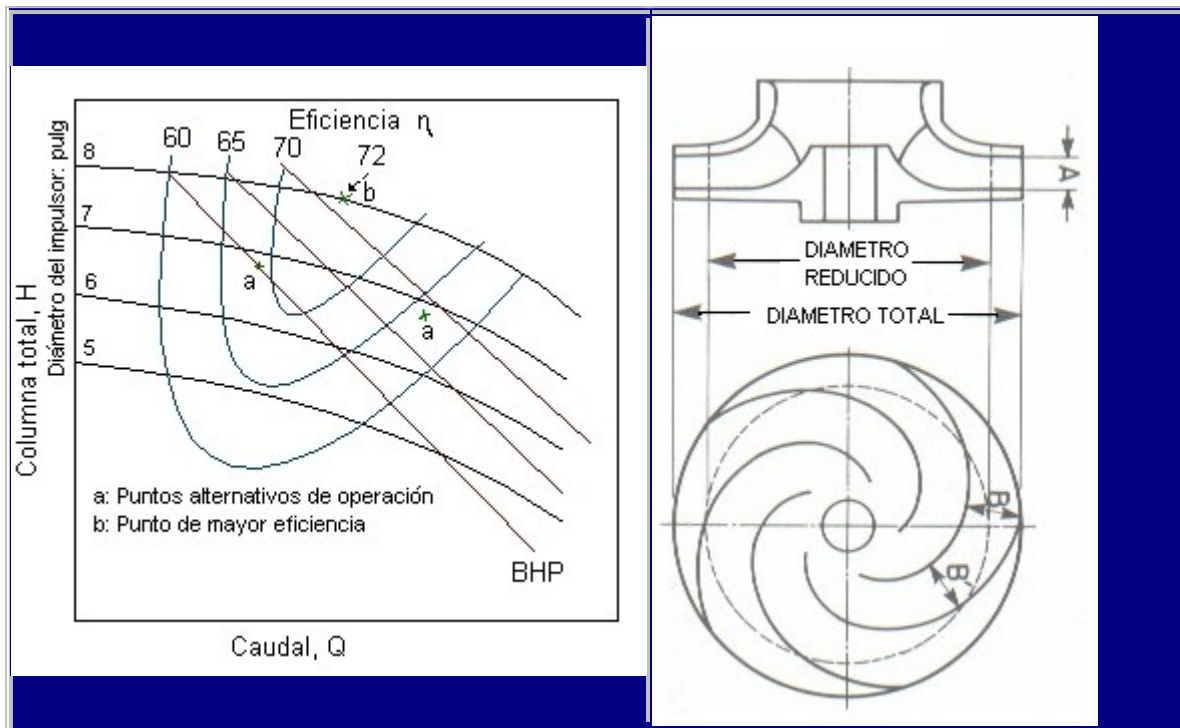


Fig. 5.10 Reducción del diámetro de impulsor; (a) Curvas características,

(b) Configuración del diámetro

Ejemplo 5.4 Cambio en la velocidad de rotación

Una bomba centrífuga opera a una velocidad de 1800 RPM presentando las siguientes características

$N = 1800 \text{ RPM}$			
Q: gpm	H: pies	BHP: H_p	η: %
4000	157,0	189,5	83,7
3000	200,5	174,5	87,0
2000	221,0	142,3	78,4
1000	228,0	107,0	54,0

Se desean obtener las características de operación para esta bomba a una velocidad de 1600 RPM

Solución

A la nueva velocidad $N = 1600 \text{ RPM}$ se tiene

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right) = 4000 \left(\frac{1600}{1800} \right) = 3566 \text{ gpm}$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 = 157 \left(\frac{1600}{1800} \right)^2 = 124 \text{ pies}$$

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 = 189,7 \left(\frac{1600}{1800} \right)^3 = 133 \text{ Hp}$$

Siguiendo el cálculo se tiene una nueva tabla con otros valores que corresponden a la situación 2, los mismos que se grafican en la Fig. 5.11

$N_2 = 1600 \text{ RPM}$			
Q_2: gpm	H_2: pies	BHP_2: Hp	η: %
3556	124,0	133,0	83,7
2667	158,0	122,5	87,0
1777	174,6	100,5	78,4
890	180,6	79,2	54,0

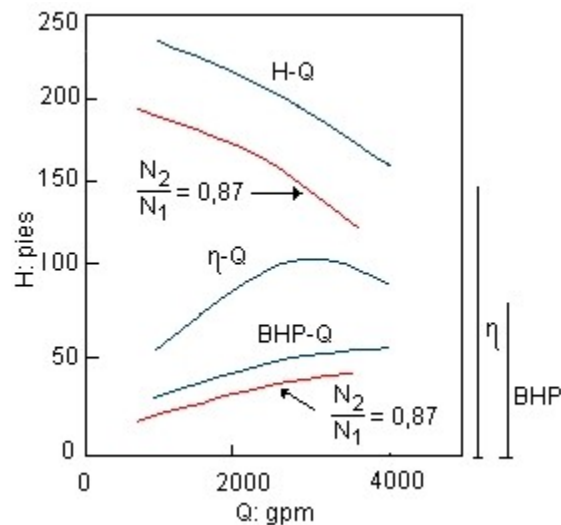


Fig. 5.11 Cambio en la velocidad de rotación

Uso del simulador UNTSIM.

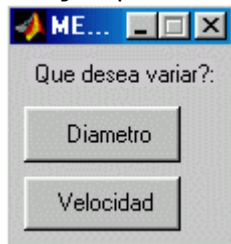
Al seleccionar del Menú Principal: Diseño de equipo-Bombeo de líquidos- Afinidad, se tiene:

Copyright 2002 UNT
MSc. Luis Moncada
All rights reserved

14-Apr-2004

LEYES DE AFINIDAD PARA UNA BOMBA CENTRIFUGA

Elija que desea variar e ingrese datos entre []



Elegimos velocidad y obtenemos la siguiente respuesta:

Ingresar caudales : [4000 3000 2000 1000]

Ingresar columnas: [157 200.5 221 228]

Ingresar BHPs: [189.5 174.5 142.3 107]

Ingresar eficiencia: [83.7 87 78.4 54]

Ingresar velocidad inicial: 1800

Ingresar nueva velocidad: 1600

LAS NUEVAS CONDICIONES AL CAMBIO EFECTUADO SON:

Caudal	Columna	Potencia	Eficiencia
3555.56	124.05	133.09	83.70
2666.67	158.42	122.56	87.00
1777.78	174.62	99.94	78.40
888.89	180.15	75.15	54.00

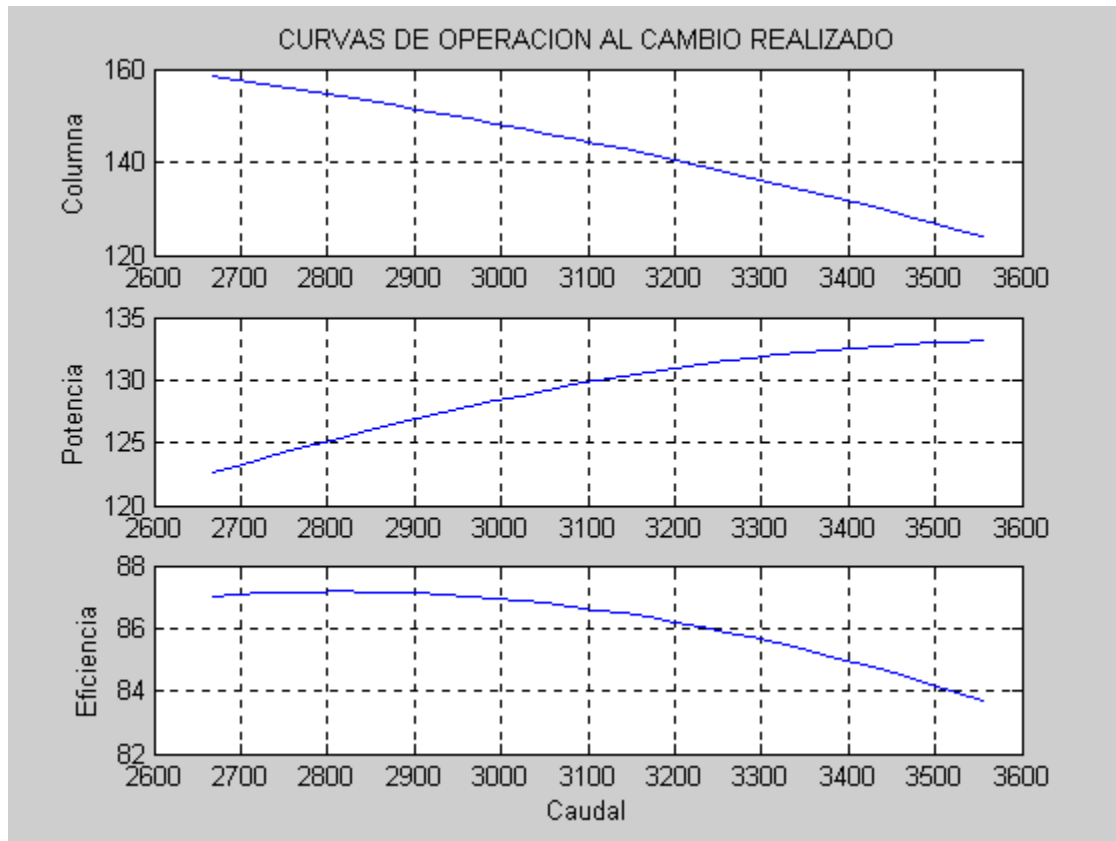
Desea obtener H2,BHP2 en función de Q2 Si(0) No(1): 0

Ingresar Q2: 1700

Caudal	Columna	Potencia	Eficiencia
1700.00	175.42	97.72	76.95

>>

Y la gráfica a la velocidad nueva:



5.10. CURVAS DEL SISTEMA

La curva del sistema representa la columna requerida para bombear una cantidad dada de líquido a través de un sistema de tubería, y esta representada en la [Fig. 3.7](#)

5.11. COMBINACIÓN DE CURVAS DEL SISTEMA Y DE LA BOMBA

Como se muestra en la [Fig. 5.11](#), para manipular un caudal dado de líquido, la columna desarrollada por la bomba (H_b) es menor que la columna o resistencia del sistema (H_s), por lo que se tiene que desplazar el punto de operación de la bomba variando el diámetro o la velocidad (en este caso aumentando cualquiera de los dos)

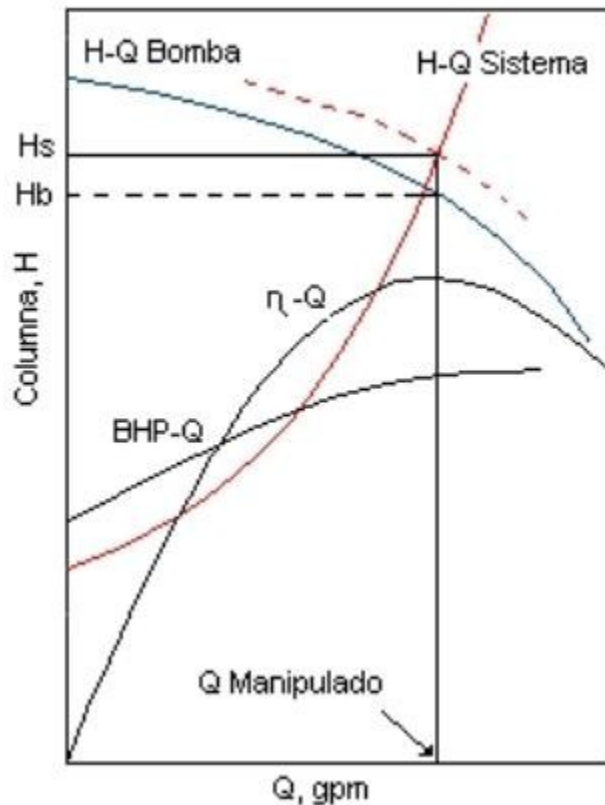


Fig. 5.12 Curvas características del sistema y de la bomba

Ejemplo 5.5 Diseño de punto de operación

Para un proceso definido, se desea suministrar 350 gpm de acetaldehído a 15 °C con una columna de 388 pies. Se dispone de una bomba de turbina regenerativa cuyas características de operación con acetaldehído son

Operación a $N = 3450$ RPM		
Q: gpm	H: pies	η: %
0	755	0
70	665	10
140	580	21
210	505	30,5
280	430	42
350	375	47
420	320	45
490	270	25

1. Se puede usar esta bomba para satisfacer la operación deseada?
2. Si no puede usarse, que cambio se debe hacer para satisfacerla

3. ¿Cuál será el BHP requerido para la bomba al cambio efectuado?

Solución

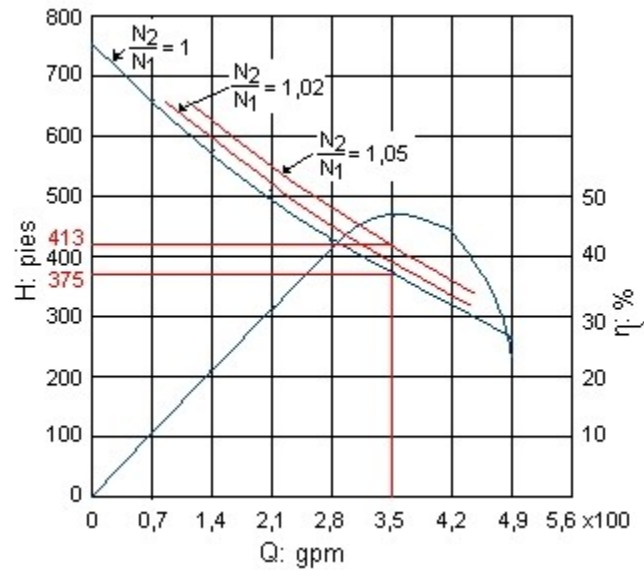


Fig. 5.13 Operación de la bomba del Ej. 5.5

1. La bomba no satisface la operación, porque manipulando un caudal $Q = 350$ gpm, solamente desarrolla una columna $H = 375$ pies, lo cual es menor que la resistencia (columna) del sistema de 388 pies.

2. Debemos modificar el diámetro o la velocidad para que la bomba pueda desarrollar la columna pedida. En este caso modificamos la velocidad manteniendo el caudal constante.

Si $N_2/N_1 = 1,05$

Q_1	N_2/N_1	Q_2	H_1	$(N_2/N_1)^2$	H_2
280	1,05	294	430	1,1025	474,1
350	1,05	367,5	375	1,1025	413,4
420	1,05	441	320	1,1025	352,8

Para $Q_2 = 350$ gpm, $H_2 = 427$ pies

Si $N_2/N_1 = 1,02$

Q_1	N_2/N_1	Q_2	H_1	$(N_2/N_1)^2$	H_2
280	1,02	285,6	430	1,0404	447,4
350	1,02	357,0	375	1,0404	390,2
420	1,02	428,4	320	1,0404	332,9

Para $Q_2 = 350$ gpm, $H_2 = 395.4$ pies

Luego a $Q = 350$ gpm (constante) se tiene

N_2/N_1	H
1,00	375
1,02	395.5
1,05	427

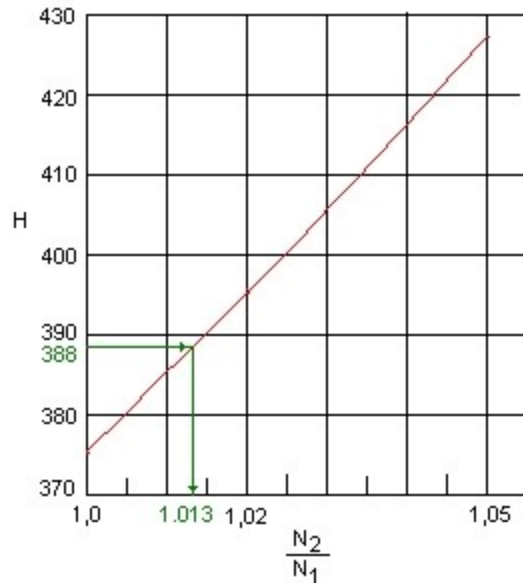


Fig. 5.14 Evaluación de la nueva velocidad de rotación

Evaluando gráficamente N_2 a caudal constante se tiene, $N_2/N_1 = 1,013$

Luego $N_2 = 3450 (1,013) = 3495$ RPM

$$3. \quad BHP_1 = \frac{Q_1 H_1 s}{\eta \cdot 3960} = \frac{350 \times 375 \times 0,7}{3960 \times 0,47} = 49,4 \text{ Hp}$$

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 = 49,4 (1,013)^3 = 51.35 \text{ Hp}$$

Uso de UNTSIM

El simulador UNTSIM puede usarse para diseñar el punto de operación, para lo cual seleccionamos del Menú principal: Cálculos de Ingeniería Química-Diseño de equipo-Bombas Centrifugas-Punto de operación

02-Feb-2004

DISEÑO DEL PUNTO DE OPERACION

Caudal que desea manipular (gal/min): 350

Columna que desea alcanzar (pies): 388

Características de la bomba disponible

Caudal (gal/min)[]: [280 350 420]

Columna (pies)[] : [430 375 320]

Variar Diámetro(0) Velocidad(1): 1

Velocidad inicial (RPM): 3450

La nueva velocidad debe ser: 3493 (RPM)

Desea calcular BHP Si(0) No(1): 0

Peso específico del fluido: 0.7

Eficiencia de la bomba (fracción): 0.47

El BHP después del cambio es: 53.03 Hp

>>

5.12. EFECTO DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL FLUIDO

Las propiedades físicas del fluido que influyen en el bombeo con bombas centrífugas son la densidad (o peso específico), presión de vapor y viscosidad.

- Densidad (peso específico, o densidad relativa). Influye sobre la potencia necesaria para el bombeo, como se muestra en la Ecs. (3.27) y (3.29); a mayor densidad, mayor potencia necesaria para el bombeo.
- Presión de vapor (P_v).- Su influencia se acentúa si se trabaja con líquidos calientes y está en la $CSPN_A$ o del sistema. Como se muestra en las Ecs. (3.32) y (3.33), la P_v debe ser baja para tener una $CSPN_A$ razonable y evitar la "cavitación".
- Viscosidad (μ).- Influye sobre el caudal que pueda manipular la bomba Q , la columna H que pueda desarrollar la bomba, y la eficiencia de la bomba η . Además influye sobre la columna o resistencia del sistema (aumentándolo).

Se han hecho considerables esfuerzos para determinar el efecto de la viscosidad sobre la operación de bombas centrífugas, y el "Hydraulic Institute Standards" proporciona cartas que pueden usarse para predecir la operación de bombas manipulando líquidos de diferentes viscosidades a partir del conocimiento de la operación de la bomba manipulando agua. La Fig. 5.15, muestra el efecto de

diferentes rangos de viscosidades desde 32 SSU (que corresponde al agua) hasta 4000 SSU. Aún cuando la bomba tenga una eficiencia de 76 % (en el punto de máxima eficiencia, BEP) cuando manipula agua, la eficiencia de la bomba se reduce a cerca de 20 % cuando manipula líquidos con viscosidad de 4000 SSU.

Obviamente debe hacerse una evaluación entre bombas centrífugas y bombas de desplazamiento para tomar una decisión justificable desde el punto de vista de la economía. Pero como una regla general es que el limite superior para usar bombas centrífugas es 2000 SSU.

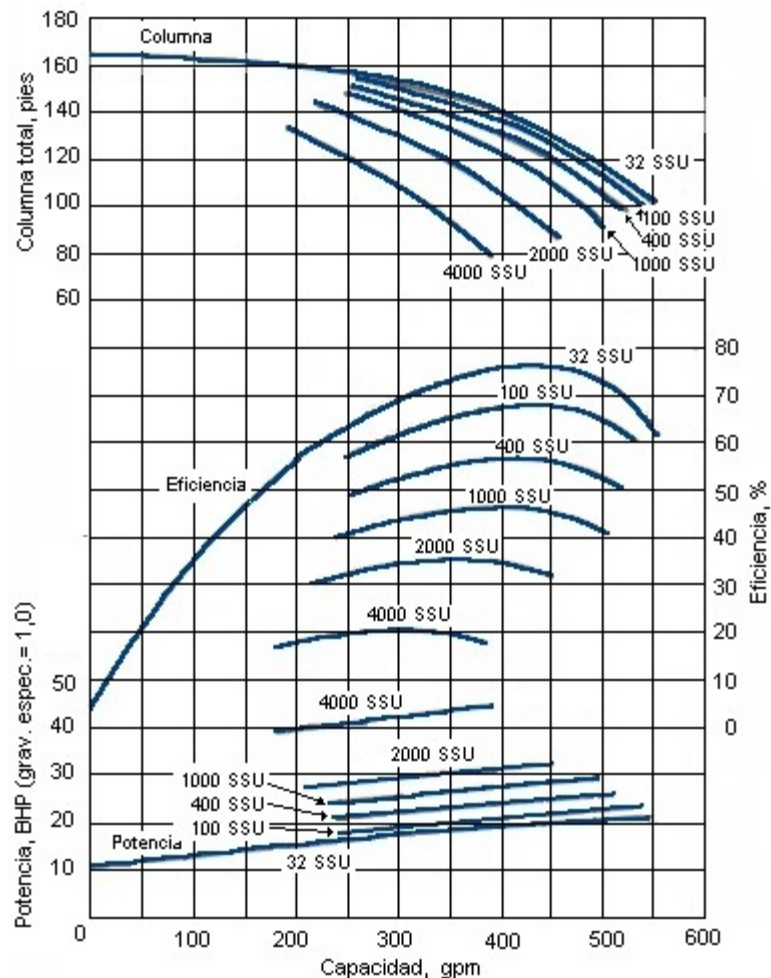


Fig. 5.15 Influencia de la viscosidad

Alternativamente se pueden usar las correlaciones dadas por las Figs. 5.16 y 5.17 para transformar las características de operación con agua a la operación con fluidos viscosos.

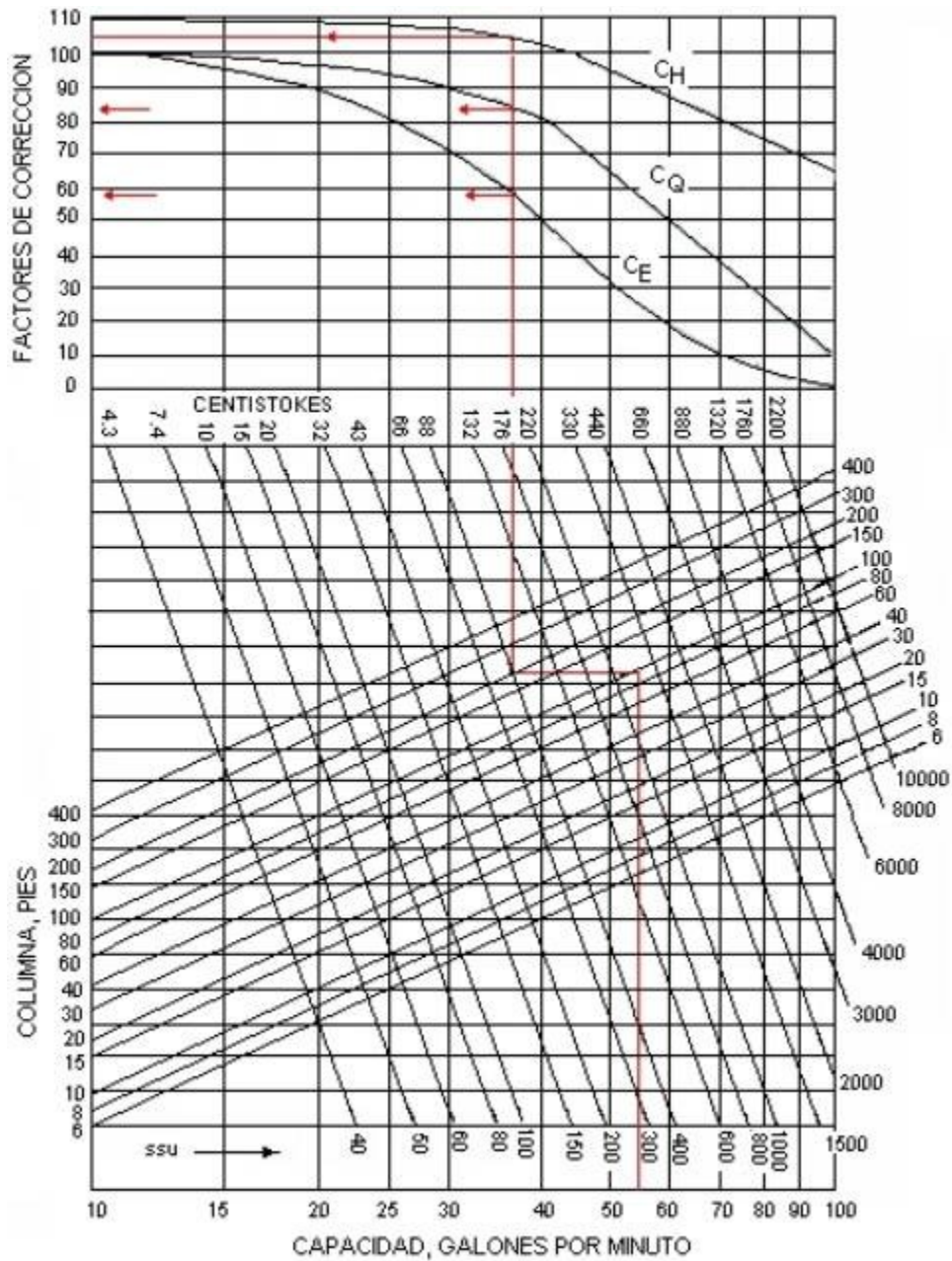


Fig. 5.16 Factores de corrección debido a la viscosidad para caudales bajos

Procedimiento: Para una situación de bombeo con agua (1), las condiciones de la bomba con liquido viscoso (2) se obtienen de la forma siguiente:

1. Ubicar Q_N (caudal a eficiencia máxima) en las curvas características para agua
2. se determinan los factores de corrección para el liquido viscoso

C_E : para la eficiencia

C_Q : para el caudal

C_H : para la columna a valores de $0,6 Q_N$; $0,8 Q_N$; $1,0 Q_N$ y $1,2 Q_N$;

3. Los nuevos valores de la bomba operando con liquido viscoso son:

$$Q_2 = C_Q Q_1$$

$$H_2 = C_H H_1 \quad (4 \text{ valores})$$

$$\eta_2 = C_E \eta_1$$

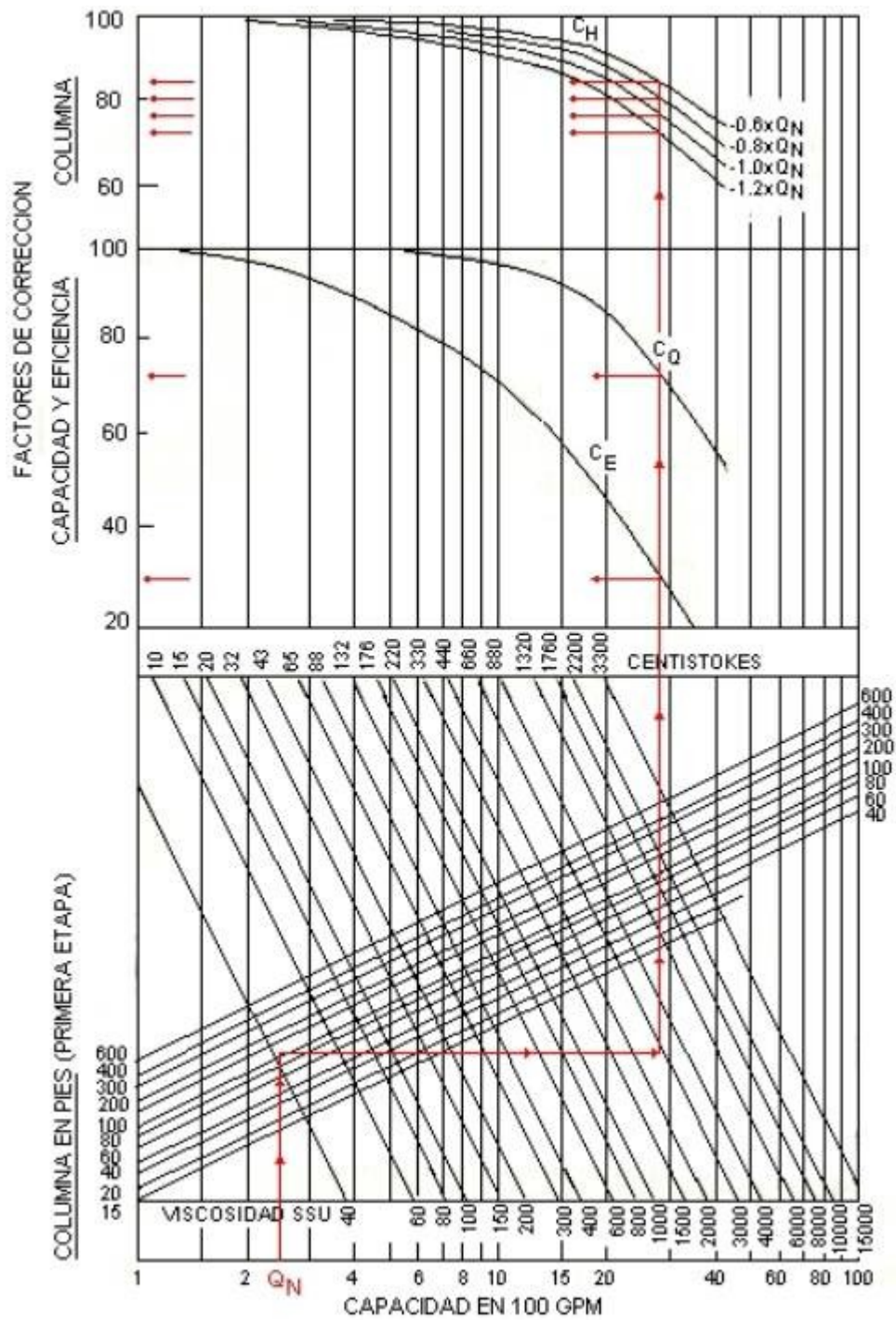


Fig. 5.17. Factores de corrección para caudales altos

Limitaciones:

- Solo aplicable a bombas centrífugas de voluta
- Solo con fluidos Newtonianos

- c) De preferencia para bombas con una sola etapa. Cuando se trata de múltiple etapa se debe tomar la columna por cada etapa

Viscosidad cinemática $\mu_k = \mu / s$ en centistoke o SSU

Ejemplo 5.6 Influencia de la viscosidad

Una bomba centrífuga opera con agua y posee las siguientes características

BOMBA CON H ₂ O			
Q: GPM	H: pies	η : %	BHP: Hp
0	135	0	0
40	133	34	4,2
80	130	50	5,4
120	127	63	6,0
160	122	70	7,0
200	115	75	7,6
240	104	77,5	8,2
280	92	75	8,8
320	79	66	5,2
360	47	45	5,2

Se desea emplear esta bomba para manejar un liquido que tiene una viscosidad de 925 cp (centipoises) con un $s = 1,4$ a razón de 160 gpm.

Qué columna desarrollará la bomba con el fluido viscoso y que caballaje de freno requerirá?

Solución

1. Trazar las curvas características y hallar Q_N .

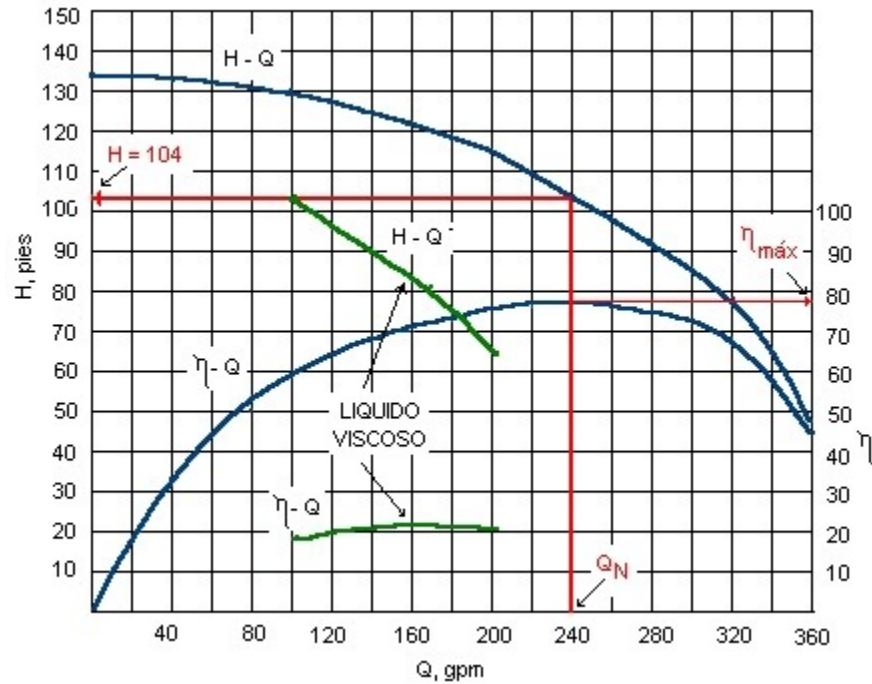


Fig. 5.18 Datos del problema 5.6

2. Lectura de los factores de corrección usando la correlación dada por la Fig. 5,17

$$\mu_K = \frac{925}{1,4} = 600 \text{ Cs}$$

$$\eta_{máx} = 77,5 \%$$

$$Q_N = 240 \text{ gpm}$$

Valores leídos

$$C_E = 0,27$$

$$C_Q = 0,71$$

$$\text{Para } 0,6 Q_N = 144; H = 124; \eta = 67; \quad C_H = 0,84$$

$$0,8 Q_N = 192; H = 116; \eta = 74; \quad C_H = 0,80$$

$$1,0 Q_N = 240; H = 104; \eta = 77,5; \quad C_H = 0,775$$

$$1,2 Q_N = 288; H = 88; \eta = 74; \quad C_H = 0,73$$

Calculando y tabulando los nuevos valores se tiene:

Q_1	C_Q	Q_2	H_1	C_H	H_2	h_1	C_E	h_2
1,2 $Q_N =$ 288	0,71	204	88	0,73	64,2	74	0,27	20
1,0 $Q_N =$ 240	0,71	170,5	104	0,775	80,8	77,5	0,27	21
0,8 $Q_N =$ 192	0,71	136	116	0,80	93,0	74	0,27	20
0,6 $Q_N =$ 144	0,71	102	124	0,84	104	67	0,27	18,5

3. Trazar las nuevas curvas características con el liquido viscoso y leer para Q_2 , los

valores de H_2 y η_2

De la Fig. 5.18 para $Q_2 = 160$ gpm se tiene $H_2 = 85$ pies y $\eta_2 = 20,8$ %

$$BHP_2 = \frac{Q_2 \times H_2 \times s}{3960 \times \eta_2} = \frac{160 \times 85 \times 1,4}{3960 \times 0,208} = 23,1 \text{ Hp}$$

5.13. APLICACIONES DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

Para una aplicación en procesos

1. Bomba continua general.-

De voluta (impulsor incorporado); de mayor aplicación

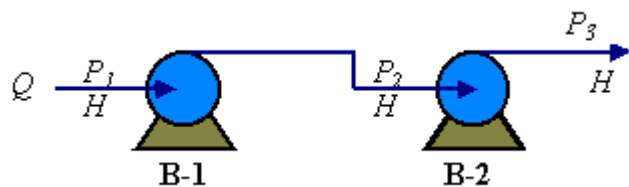
De turbina regenerativa (fluidos calientes, mezcla de gases y líquidos)

a) Bombas en serie

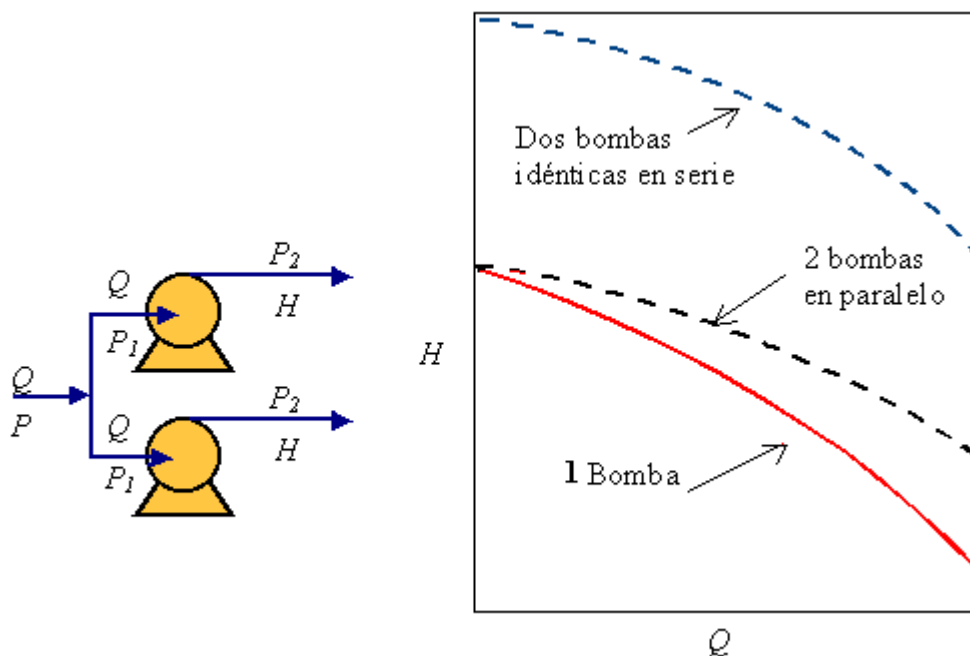
- Si las bombas son idénticas

$$Q = Q_1 = Q_2$$

$$H_3 = 2H_1 = 2H_2$$



a) Bombas en paralelo



H es la individual de cada una

Nota: en lo posible, los sistemas de bombeo deben funcionar con bombas centrífugas.

Si la bomba centrífuga falla se debe usar una bomba de desplazamiento positivo

5.14 HOJA DE ESPECIFICACIÓN DE UNA BOMBA CENTRIFUGA

**Formulario a considerar
para adquirir una bomba centrífuga**

CARACTERISTICAS DEL EQUIPO / OBSERVACIONES

Aplicación			
Altura sobre nivel mar	(m.s.n.m.)		
CARACTERISTICAS DEL LIQUIDO / OBSERVACIONES			
Tipo de Líquido			
Agentes Corrosivos			
Concentración			
Viscosidad			
Gravedad específica líquido			
pH del líquido			
Temperatura líquido °C			
¿Hay sólidos presentes?	Si / No:	Porcentaje: Granulometría:	
CARACTERISTICAS DE LA INSTALACION / OBSERVACIONES			
Ø int. tubo / modif. (si/no)			
Energía eléct. Volts / Hz			
Bomba actual / rpm			
Motor actual Hp / rpm			
CARACTERISTICAS DE OPERACION / OBSERVACIONES			
Caudal Q (m³/hora)			
1) Volumen (m³)			
2) Tiempo (minutos)			
3) P descarga (PSI)			
4) L tubería [m] / Ø"			

int.tub.			
5) N° codos / válv. descarg.	—	—	—
6) N° codos / válv. succión	—	—	—
EQUIPO SELECCIONADO / OBSERVACIONES			
Bomba	—	—	—
Ø impulsor [mm]	—	—	—
rpm bomba	—	—	—
Eficacia %	—	—	—
Potencia al eje (KW)	—	—	—
Material de carcasa	—	—	—
Material del Impulsor	—	—	—
Material del Eje	—	—	—
Modelo de Sello / caras	—	—	—
Presión máx. trabajo	—	[psi]	—
Motor requerido [KW]	—	[KW]	—

CAPITULO 6

BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO

Son máquinas que desarrollan presión transportando líquidos en trayectoria definida en una sola dirección

6.1 PRINCIPIO BÁSICO DE OPERACIÓN

Una Bomba del Desplazamiento Positivo tiene una cavidad que ensancha en el lado de la succión de la bomba y una cavidad decreciente en el lado de la descarga. Se permite el líquido fluya a la bomba a medida que la cavidad en el lado de la succión se extiende y el líquido se fuerza fuera a medida que la cavidad de la descarga disminuye. Este principio se aplica a todos los tipos de Bombas de Desplazamiento Positivo, ya sea bomba de lóbulo rotatorio, engrane interno, de pistón, de diafragma, de tornillo, de cavidad creciente, etc.,

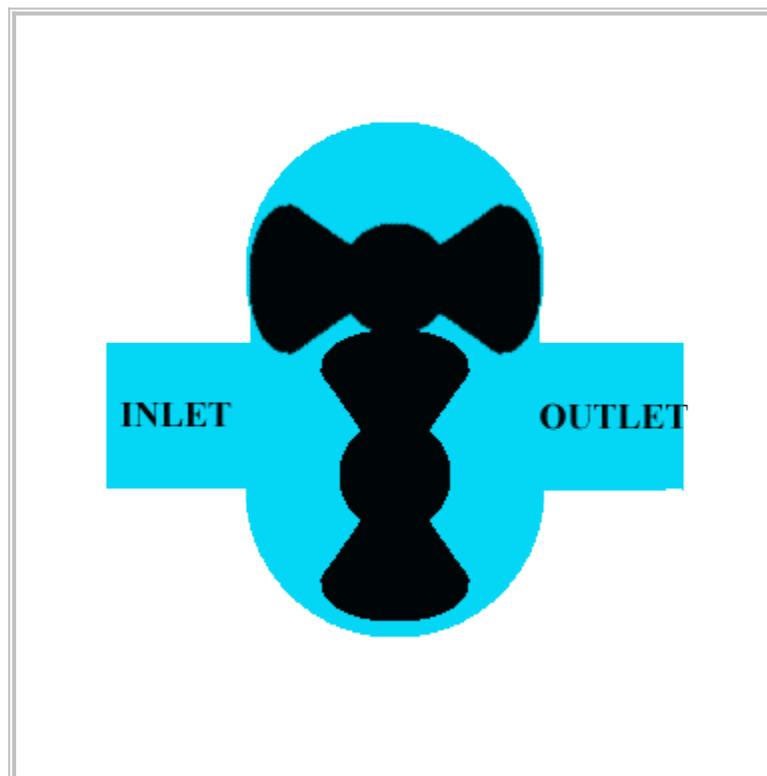


Fig 6.1 Funcionamiento e una Bomba de Lóbulo

Una Bomba del Desplazamiento Positiva, diferente a una Bomba Centrífuga, producirá el mismo flujo a una RPM dada no importando cual sea la presión de la descarga. Una Bomba del Desplazamiento Positivo no puede operarse **contra una válvula cerrada en el lado de la descarga de la bomba**, es decir no tiene una columna cero como lo hace una Bomba Centrífuga. Si a una Bomba de Desplazamiento Positivo se permite operar contra una válvula de la descarga cerrada continuará produciendo flujo que aumentará la presión en la línea de la descarga hasta que la línea estalla o la bomba se daña severamente o ambos.

6.2 BOMBA ROTATORIA

Pueden suministrar presión por suministro de líquidos. Usan impulsores para trasladar los líquidos (en una sola dirección). Sirven para crear vacío.

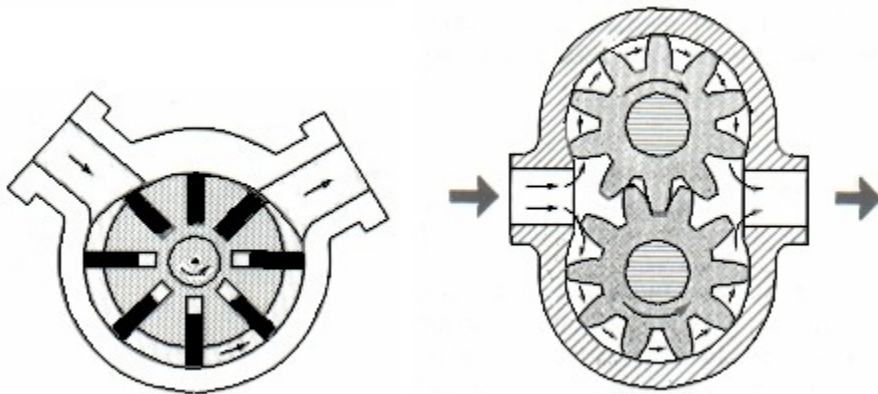


Fig. 6.2 Bomba rotatoria (a) de engrane interno; (b) de engrane externo

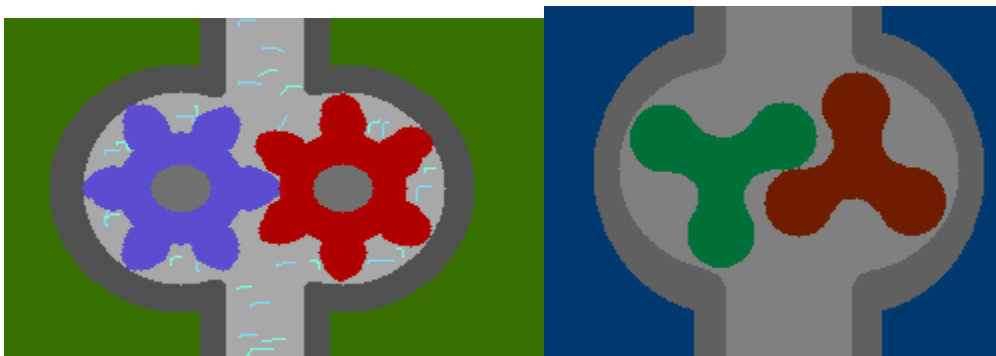


Fig. 6.3 Operación de bomba rotatoria de En grane y de lóbulo

6.1.1 Características

Manejan el mismo volumen independiente de la presión en la descarga (Q : constante), para tener $Q = 0$, se debe hacer $N = 0$

El caballaje de freno (BHP) varía con la presión y con la velocidad de rotación

La presión de descarga es función de la velocidad rotacional

Cuando N y P son constantes, el BHP varía con la viscosidad

La eficiencia es relativamente alta ($\eta = 80$ a 85%)

Las curvas características son completamente diferentes a las de las bombas centrífugas

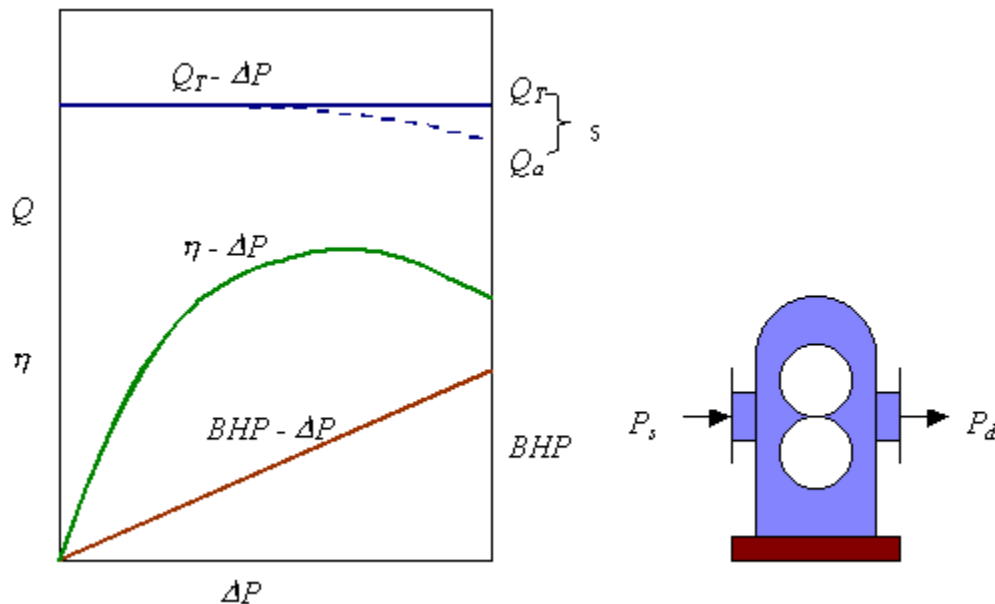


Fig. 6.4 (a) Curvas características; (b) símbolo convencional de la bomba rotatoria

$$(6.1) \quad s = Q_T - Q_a$$

s = deslizamiento ("slip") es la fuga de líquido por las válvulas internas

(varia entre $s = 0,01 - 0,05$)

Q_T : caudal teórico

Q_a : caudal actual

$$(6.2) \quad Q_a = Q_T E_v$$

E_v = eficiencia volumétrica; $E_v = 1 - s$

$$(6.3) \quad \Delta P = P_d - P_s$$

P_s : presión de succión

P_d : presión de descarga

$\Delta P > 1000$ psi

6.1.2 Tipos de bomba rotatoria

De engrane externo ($s = 0,05$)

De engrane interno ($s = 0,01$)

De tornillo

De lóbulo

De aspas

6.1.3 Caballaje (potencia): BHP

$$(6.4) \quad BHP = \frac{Q_a(P_d - P_s)}{1715\eta}; \text{Hp}$$

η = eficiencia mecánica varía entre 80 - 85 % (líquidos con $\mu = 10$ a 15 000 SSU)

6.1.4 Aplicaciones

Ventajas:

- Producen altas elevaciones de presión (si el CSPN es negativo la bomba rotatoria reemplaza a la bomba centrífuga)
- No necesitan acondicionamiento inicial
- Manejan líquidos muy viscosos (hasta 15000 SSU: grasas, aceites, etc); el agua potable tiene aproximadamente 65 SSU.
- Operan en un amplio rango de velocidad rotacional N
- Permiten obtener en su operación: bajo Q alta H (altas presiones)
 alto Q alta H (altas presiones)

Desventajas:

- No aceptan descargas cerradas ($Q = 0$), es necesario protección mediante un "by pass" de lo contrario la bomba se deteriora.
- Exigen el uso de motores con velocidad variable
- Para su funcionamiento necesitan válvulas internas

No se puede usar con líquidos que tengan sólidos

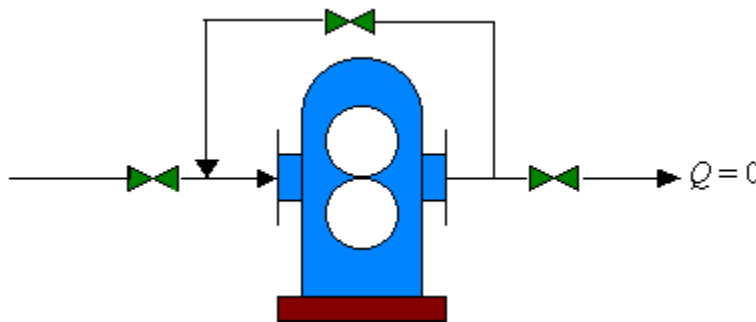


Fig. 6.5 Arreglo de la bomba rotatoria para descarga cerrada

6.2 BOMBA RECIPROCANTE

Son máquinas que suministran presión a un líquido por acción de un pistón o embolo en un cilindro

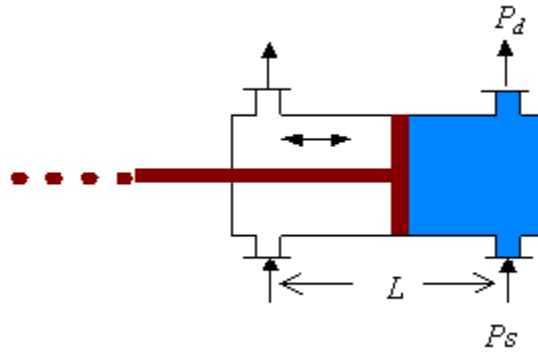


Fig. 6.5 Bomba reciprocante (simple de doble acción)

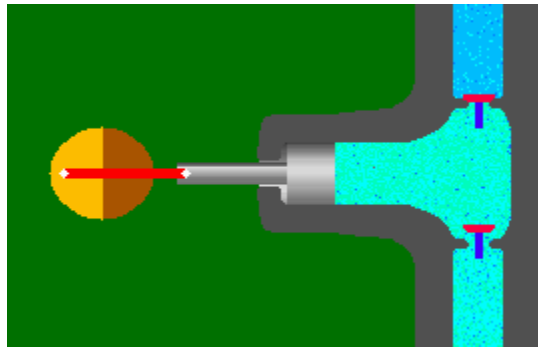


Fig. 6.5b Operación de una Bomba reciprocante simple de simple acción

6.2.1 Tipos

1. Molinos de viento
2. Bomba a vapor
3. Bombas de potencia para procesos, las cuales pueden ser:

Según el impulsor:

- a) a pistón
- b) a émbolo

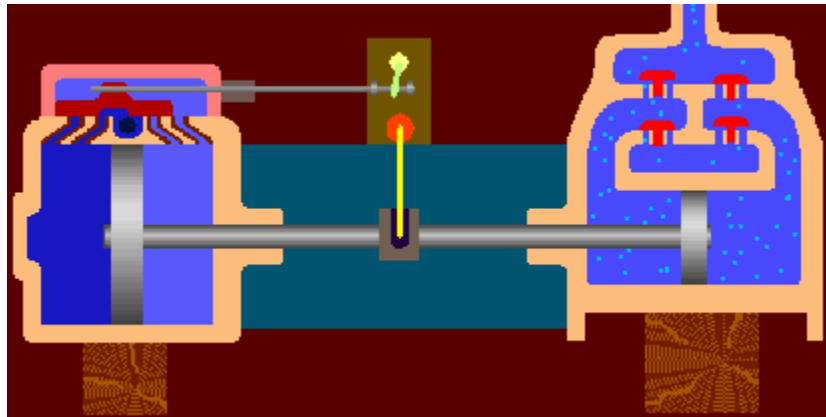
Por la acción:

- a) simple acción

- b) doble acción

Por el número de cilindros:

- a) simples: 1 cilindro
- b) duplex: 2 cilindros
- c) multiplex: N cilindros



Bomba duplex

Por la posición:

- a) horizontal
- b) vertical

6.2.2 Características de operación

1. Caudal teórico: Q

$$Q = 0,0408 D^2 P C F - Z \quad (6.5)$$

Q = caudal teórico manipulado: gpm

D = diámetro del pistón o émbolo: pulg.

P = velocidad del pistón: pies/min.

C = número de cilindros

F = factor que depende de la acción del pistón o émbolo;

0,5 si es de simple acción

1,0 si es de doble acción.

Z = compensación por espacio ocupado por la varilla

$Z = 0$ para simple acción

Para doble acción se puede estimar de:

$$Z = 0,020 d_v^2 P C \quad (6.6)$$

d_v = diámetro de la varilla: pulg

2. Caudal actual: Q_a

$$Q_a = Q_T E_v \quad (6.7)$$

E_v = eficiencia volumétrica; $E_v = 1 - s$

s = inferior al 10 % ($s = 0,03$ más común)

3. Velocidad del pistón:

$$V_p = \frac{(N)(s)}{6} = \text{pies/min.}$$

N = RPM

s = Longitud del desplazamiento del pistón, pies (dato del fabricante)

4. Caballaje de liquido: LHP

$$LHP = \frac{Q_a (P_d - P_s)}{1715} : \text{Hp}$$

P_s = presión de succión, psi

P_d = presión de descarga, psi

5. Eficiencia mecánica: η

$$\eta = f(L, P, \Delta P)$$

L = longitud de la carrera

P = velocidad del pistón

$$\Delta P = P_d - P_s$$

6. Caballaje de freno: *BHP*

$$BHP = \frac{LHP}{\eta} : \text{Hp}$$

7. Curvas características

Dan la variación del caudal en función del tiempo

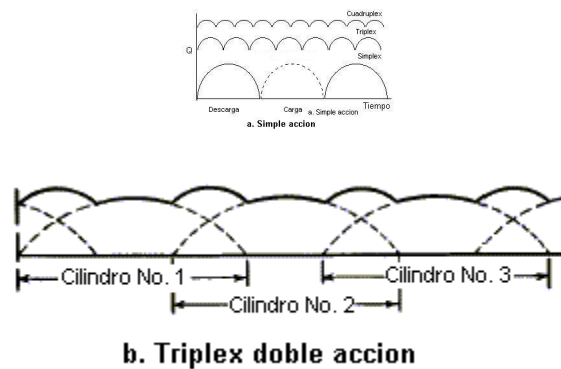


Fig. 6.6 Curvas características de bomba recíprocante

6.2.3 Aplicaciones

Ventajas

- Desarrollan las más altas presiones en procesos ($\Delta P > 20\,000$ psi), la de émbolo es la que da más alta presión.
- Manejan líquidos muy volátiles a caudales constantes (gasolina, éter, aldehídos).
- Manejan líquidos con gases disueltos.
- Pueden manejar caudales muy pequeños ($Q = 0,15$ gal/h = 0,0025 gpm)

- Pueden dar bajo caudal y muy alta columna o presión

Desventajas

- Los líquidos manejados deben ser limpios (no tengan sólidos en suspensión ni sean corrosivos)
- Requieren válvulas internas que exigen mantenimiento cuidadoso
- Requieren motor de velocidad (N) variable
- No aceptan descargas cerradas ($Q = 0$) exigen protección igual que las bombas rotatorias (mediante “by pass”).

Ejemplo 6.1 Diseño de sistema de bombeo con bombas de desplazamiento positivo

Se quiere manejar un fluido cuya viscosidad $\mu = 925$ cp a razón de 48 gpm para lo cual se ha encontrado una columna total de 200 pies

Determinar el tipo de bomba a usar y el caballaje de freno (BHP) requerido, si la presión de succión es 7,73 psi

Solución

Si se usa una bomba reciprocante de simple acción a pistón

$$BHP = \frac{Q_d(P_d - P_s)}{1715\eta} = \frac{Q_r E_v (P_d - P_s)}{1715\eta}$$

$$Q_r = 0,0408 D^2 P C F - Z$$

$$D = 5,75 \text{ pulg. (diámetro del pistón)}$$

$$P = 75 \text{ pies/min.}$$

$$C = 1$$

$$F = 0,5 \text{ (simple acción)}$$

$$Z = 0 \text{ (simple acción)}$$

También de: $E_v = 1 - s$ (donde $s = 5 \%$)

$$E_v = 0,95 = 95 \%$$

$$BHP = \frac{(0,0408 D^2 PCF - Z)(E_v)(P_d - P_s)}{1715\eta}$$

$$\eta = 85 \% \text{ (líquidos viscosos)}$$

$$BHP = \frac{[0,0408 \times (5,75)^2 \times 75 \times 1 \times 0,5 - 0](0,95)(60 - 7,73)}{1715(0,85)}$$

$$BHP = 1,72 \text{ Hp}$$

También

$$BHP = \frac{Q_a(P_d - P_s)}{1715\eta} = \frac{48(60 - 7,73)}{1715(0,85)} = 1,72 \text{ Hp}$$

6.3 BOMBAS MISCELÁNEAS

6.3.1 Bomba peristáltica

Consta de una tubería flexible la cual captura al líquido mediante la acción de un rodillo como muestra la Fig. 6.7. Se usa para manipular fluidos en pequeñas cantidades, a bajas presiones y manteniendo una limpieza constante.

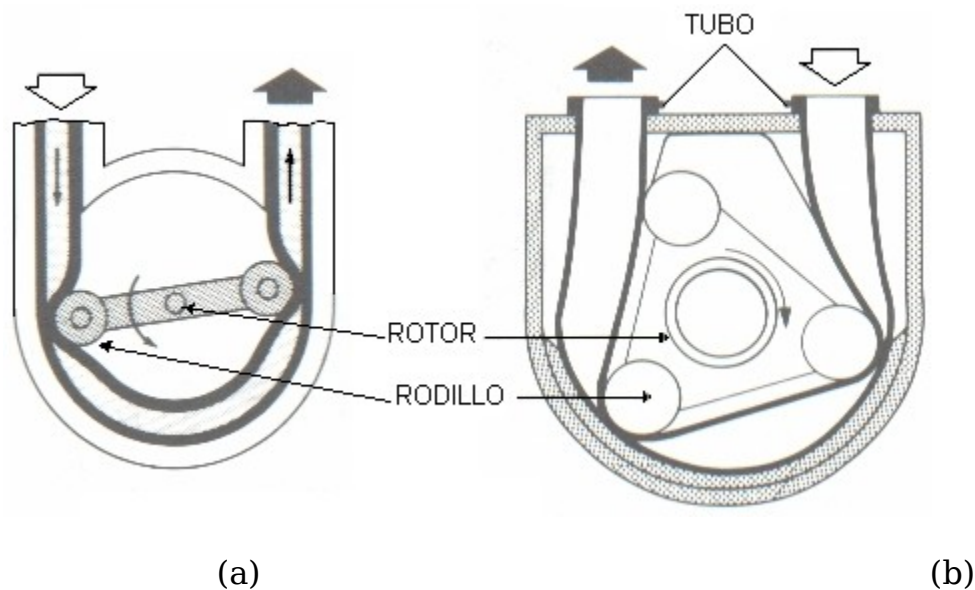


Fig. 6.7 Bomba peristáltica; (a) de dos rodillos y (b) de tres rodillos

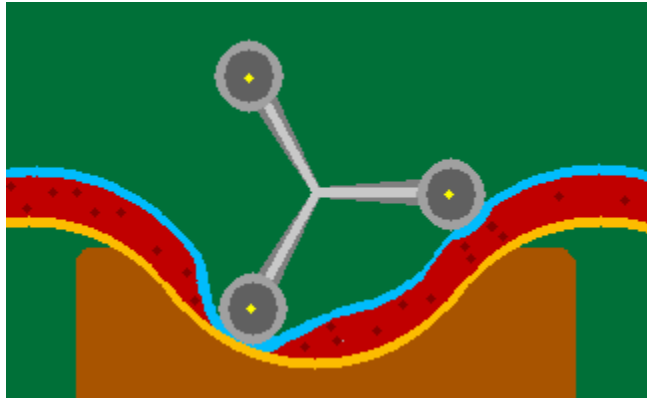
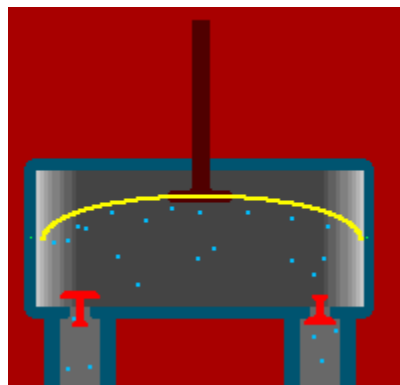


Fig. 6.7b Funcionamiento de una Bomba peristáltica

6.3.2 Bomba de diafragma

Manejan líquidos y lodos con sólidos corrosivos a altas presiones



6.8 Bomba de diafragma simple

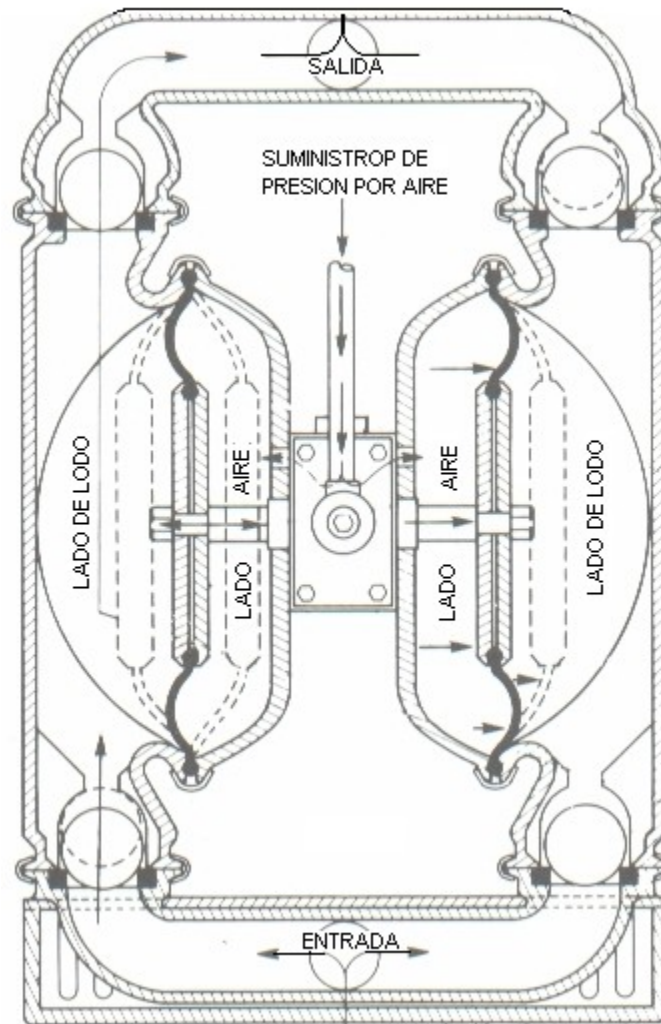


Fig. 6.9 Bomba de doble diafragma

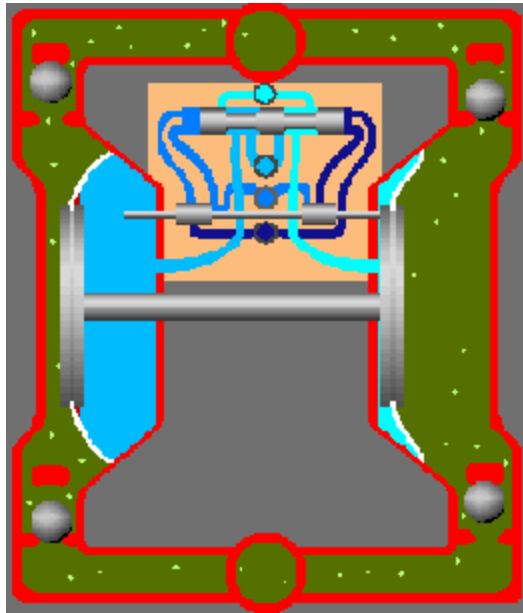


Fig. 6.9b Funcionamiento de una Bomba de diafragma

6.3.3 Bomba de excéntrica

Manejan fluidos pastosos (no Newtonianos), tales como pastas alimenticias (salsa de tomate, etc.)

6.3.4 Bombas de extracción de petróleo

- De subsuelo: para grandes profundidades
- De cañería: para profundidades moderadas

CAPITULO 7

EQUIPO PARA BOMBEO DE GASES

Gases y vapores son movidos por ventiladores, sopladores y compresores, y generar el flujo de aire y otros gases en un sistema de flujo de gas. Generalmente, los ventiladores y sopladores mueven grandes volúmenes de gas contra pequeñas o moderadas caídas de presión, mientras los compresores producen grandes diferencias de presión.

Algunos de los principios para el flujo de líquidos y la aplicación de las bombas pueden aplicarse también en el flujo de gases. Sin embargo, la compresibilidad de los gases provoca algunas diferencias importantes.

7.1 PRESIONES Y VELOCIDADES DE FLUJO DE GAS

Cuando trabajamos con el Sistema Británico de medidas, la velocidad de flujo de aire u otros gases se expresa con frecuencia en pies^3/min , abreviado cfm. Las velocidades se reportan típicamente en pies/min . Aunque estas no son las unidades estándar en el Sistema Británico de Unidades, son adecuadas en el rango de los flujos que típicamente se encuentran en aplicaciones industriales, comerciales y residenciales.

En el SI, las unidades que se utilizan con mayor frecuencia para medir velocidad de flujo es el m^3/s y para velocidad el m/s . Para sistemas que transportan relativamente bajas velocidades de flujo, con frecuencia se utiliza la unidad L/s . Las conversiones correspondientes se enlistan a continuación.

$$1,0 \text{ pies}^3/\text{s} = 60 \text{ pies}^3/\text{min} = 60 \text{ cfm}$$

$$1,0 \text{ m}^3/\text{s} = 2120 \text{ pies}^3/\text{min} = 2120 \text{ cfm}$$

$$1,0 \text{ pies}/\text{s} = 60 \text{ pies}/\text{min}$$

$$1,0 \text{ m}/\text{s} = 3,28 \text{ pies}/\text{s}$$

$$1,0 \text{ m/s} = 197 \text{ pies/min}$$

Las presiones pueden medirse en lb/pulg^2 en el Sistema Británico de Unidades cuando se encuentran valores de presión relativamente grandes. Sin embargo, en la mayoría de las sistemas que manejan aire, las presiones son pequeñas y se miden en *pulgadas de agua*, abreviada como en H_2O . Esta unidad se deriva de la práctica de utilizar un tubo pitot y manómetro de agua para medir la presión en ductos. La presión equivalente puede derivarse de la relación presión-elevación, $\Delta P = \rho h$. Si utilizamos $\rho = 62,4 \text{ lb/pie}^3$ para el agua, una presión de 1,00 pulg de H_2O es equivalente a:

$$\Delta P = \rho h = \frac{62,4 \text{ lb}}{\text{pies}^3} 1,00 \text{ pulg} \frac{1 \text{ pie}^3}{1728 \text{ pulg}^3} = 0,0361 \text{ lb/pulg}^2$$

Dicho de otra forma, $1,0 \text{ lb/pulg}^2 = 27,7 \text{ pulg de H}_2\text{O}$. En muchos sistemas de flujo de aire, las presiones involucradas son solamente de pocas pulgadas de agua o aun de fracciones de pulgada.

La unidad estándar SI de pascales (Pa) es en sí misma muy pequeña y se utiliza directamente cuando se diseña un sistema en unidades SI. Algunos factores de conversión útiles se listan a continuación.

$$1,0 \text{ lb/pulg}^2 = 6895 \text{ Pa}$$

$$1,0 \text{ pulg H}_2\text{O} = 248,8 \text{ Pa}$$

7.2 VENTILADORES ("FANS") Y SOPLADORES ("BLOWERS")

Ventiladores y sopladores mueven grandes volúmenes de gas, típicamente a través de grandes ductos. No existe una real distinción entre ventiladores y sopladores, aunque el termino "ventilador" es más comúnmente usado para servicios produciendo pequeñas diferencias de presión y "soplador" para grandes diferencias de presión.

Un *ventilador* se diseña para operar contra presiones estáticas pequeñas, hasta $2,0 \text{ lb/pulg}^2$ (13,8 kPa). Pero las presiones típicas de operación para ventiladores son desde 0 hasta 6 pulg de H_2O (0,00 hasta $0,217 \text{ lb/pulg}^2$ o 0,00 hasta 1500 Pa). A presiones desde $2,0 \text{ lb/pulg}^2$ hasta aproximadamente $10,0 \text{ lb/pulg}^2$ (69,0 kPa), el dispositivo que genera el movimiento de gas se le llama *soplador*.

Ambas son máquinas rotatorias.

La mayoría de cálculos para ventiladores y sopladores son realizados usando *pies cúbicos estándar* o *metros cúbicos estándar*.

Los grandes ventiladores son máquinas centrífugas y trabajan igual que una bomba centrífuga. Desde que las diferencias de presión a través de un ventilador son pequeñas, es típicamente seguro usar formas incompresibles de las ecuaciones de modelamiento.

7.3 COMPRESORES

Compresores mueven gases y vapores donde deben ser alcanzadas/creadas grandes diferencias de presión. Estos son clasificados como *dinámicos* (centrífugo o axial) o *reciprocantes*.

a. Tipos de compresores

Los compresores reciprocantes usan pistones para "comprimir" gas a alta presión. Estos son comunes en los sistemas de manipulación de gas natural y otros sistemas a alta presión, pero de menor aplicación en procesos. Los compresores reciprocantes pueden producir muy grandes diferencias de presión, pero debido a que ellos producen un flujo intermitente, pueden requerir un tanque receptor grande para atenuar la intermitencia.

Los compresores dinámicos usan aspas rotatorias para impartir velocidad y presión a la corriente de fluido. Estos operan a altas velocidades y son accionados por turbinas de gas o vapor o por motores eléctricos. Los compresores dinámicos tienden a ser más pequeños y ligeros (y por lo tanto menos costosos) que las máquinas reciprocantes para el mismo servicio.

Los gases entran a un compresor axial a través de una boquilla de succión y es direccionada hacia la primera etapa del impulsor mediante un conjunto de ranuras guía. Las aspas presionan al gas hacia el interior de la sección del difusor donde la velocidad del gas es disminuida y la energía transferida desde las aspas es transformada en presión.

En un compresor de múltiples etapas, el gas luego encuentra otro conjunto de ranuras guía y el paso de compresión es repetido.

b. Razón de compresión

La *razón de compresión* de P_{out} a P_{in} es un parámetro clave en la evaluación de compresores y sopladores. Cuando la razón de compresión es inferior a alrededor de 4, es usualmente adecuado un soplador. Razones de compresión más altas requieren un compresor, y razones de compresión muy altas pueden ser conseguidas usando etapas múltiples de compresión.

Cuando la presión de un gas se incrementa, la temperatura del fluido tenderá a incrementarse. Como el volumen específico también cambia, el trabajo necesario para comprimir una unidad de fluido también variará.. Consecuentemente, muchos compresores deben ser acompañados de enfriamiento para disminuir el aumento de temperatura adiabática. El refrigerante puede fluir a través de una chaqueta alrededor de la pared del compresor o a través de un intercambiador de calor acoplado. Compresores de múltiples etapas a menudo tienen como *ínter enfriadores*, intercambiadores de calor entre las etapas.

c. Trabajo de compresión

Para evaluar los requerimientos de trabajo de un compresor, comenzar con un balance mecánico de energía. En la mayoría de instalaciones, los cambios de energía cinética y potencial son pequeños haciendo que los términos de columna estática y de velocidad puedan ser despreciados. Así como las bombas, las pérdidas por fricción dentro del compresor pueden ser colocados en el término trabajo en la forma de eficiencia. A diferencia de las bombas, el fluido no puede ser tratado como incompresible resultando una ecuación diferencial:

$$\int_{P_{in}}^{P_{out}} \frac{dp}{\rho} + \eta \hat{W}_s = 0$$

$$\eta \hat{W}_s = - \int_{P_{in}}^{P_{out}} \frac{dp}{\rho}$$

(7.1)

La ecuación sugiere que los requerimientos de trabajo pueden ser minimizados manteniendo el volumen específico pequeño -- una vía para hacer esto es manteniendo la temperatura en un valor bajo. Consecuentemente, el enfriamiento es un factor importante en la operación de un compresor.

La evaluación de la integral requiere que la ruta de compresión debe ser conocida. Es esta, adiabática, isotérmica, o politrópica?

- unidades sin enfriamiento -- el modelo es adiabático
- completamente enfriadas -- el modelo es isotérmico
- grandes compresores con ínter enfriadores (o enfriamiento incompleto) -- el modelo es politrópico

Antes de calcular un ciclo de compresión, deben ser conocidas las propiedades del gas (razón de capacidades caloríficas, compresibilidad, peso molecular, etc.). para mezclas usar un valor promedio adecuado.

d. Compresión Adiabática

Si no se transfiere calor hacia o desde el gas que se esta comprimiendo, el proceso puede ser tratado como adiabático o isentrópico. Usted debe recordar (de su clase de termodinámica) la compresión de un gas ideal sigue la ruta que depende de

$$pV^\gamma = \frac{p}{\rho^\gamma} = \text{constant}$$

(7.2)

donde "gama" es la razón de capacidades caloríficas (c_p sobre c_v). Esta puede ser rearmada para resolver para la densidad en términos de una presión conocida

$$\frac{p}{\rho^\gamma} = \frac{p_1}{\rho_1^\gamma}$$

$$\rho = \left(\frac{p}{p_1} \right)^{1/\gamma} \rho_1$$

(7.3)

y luego sustituida para calcular el trabajo

$$\begin{aligned}
\hat{W} &= \int_{p_{in}}^{p_{out}} \frac{dp}{\rho} \\
\hat{W}_{ad} &= \int_{p_1}^p \frac{dp}{\left[\left(\frac{p}{p_{in}} \right)^{1/\gamma} \rho_{in} \right]} = \frac{p_{in}^{1/\gamma}}{\rho_{in}} \int_{p_{in}}^{p_{out}} \frac{dp}{p^{1/\gamma}} \\
\hat{W}_{ad} &= \frac{p_{in} \gamma}{(\gamma - 1) \rho_{in}} \left[\left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{1-1/\gamma} - 1 \right] \\
&= \frac{p_{in} \gamma}{(\gamma - 1) \rho_{in}} [CR^{1-1/\gamma} - 1] \\
(7.4)
\end{aligned}$$

el cual depende de un conjunto de condiciones [la salida (out) puede ser cambiada por la entrada (inlet) en la derivación] y la razón de compresión. En muchos casos es útil usar la ecuación del factor de compresibilidad e compresibilidad

$$\begin{aligned}
p\hat{V} &= \frac{p}{\rho} = zR_{gas}T \\
\hat{W}_{ad} &= R_{gas}T_{in}z_{in} \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left[\left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{1-1/\gamma} - 1 \right] \\
(7.5)
\end{aligned}$$

La potencia es encontrada multiplicando el trabajo específico por la velocidad de flujo de masa y ajustando para las unidades y eficiencia.

La temperatura de salida para compresión adiabática es dada por

$$T_{out} = T_{in} \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{1-1/\gamma} \quad (7.6)$$

e. Compresión Isotérmica

Si bastante calor es removido desde el gas durante el proceso de compresión, este se aproximará a un ciclo isotérmico. En este caso, el cálculo del trabajo cambia a:

$$pV = \frac{p}{\rho} = \text{const} \quad \frac{p}{\rho} = \frac{p_{in}}{\rho_{in}} \quad \rho = \frac{p}{p_{in}} \rho_{in}$$

$$\hat{W}_{iso} = \frac{p_{in}}{\rho_{in}} \int_{p_{in}}^{p_{out}} \frac{dp}{p}$$

$$\hat{W}_{iso} = \frac{p_{in}}{\rho_{in}} \ln \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right) = \frac{p_{in}}{\rho_{in}} \ln(CR)$$

$$\hat{W}_{iso} = R_{gas} T_{in} z_{in} \ln \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)$$

(7.7)

Una ruta de compresión isotérmica requiere el mínimo trabajo para una razón de compresión dada. En razón a conseguir una compresión isotérmica, todo el calor debe ser removido a medida que este es generado. El compresor puede ser recubierto por una chaqueta de enfriamiento, pero es difícil conseguir bastante área para enfriamiento completo. Si la razón de compresión es bastante grande para usar múltiples etapas, el enfriamiento entre etapas es una buena elección.

f. Compresión Politrópica

Realisticamente, el calor removido es tal que en la mayoría de compresores reales no son ni adiabáticos ni isotérmicos, por lo que son mejor modelados usando una ruta politrópica. Las ecuaciones son:

$$pV^n = \frac{p}{\rho^n} = \text{constant}$$

$$\begin{aligned} \hat{W}_{poly} &= \frac{p_{in}}{\rho_{in}} \left(\frac{n}{n-1} \right) \left(\left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{1-1/n} - 1 \right) \\ &= R_{gas} T_{in} z_{in} \left(\frac{n}{n-1} \right) \left(\left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{1-1/n} - 1 \right) \end{aligned}$$

(7.8)

La ecuación es fácil de recordar -- esta es la misma que para el trabajo adiabático pero con el exponente politrópico n reemplazando a la razón de capacidades caloríficas. La relación de temperaturas se trabaja en la misma forma.

Si las condiciones de entrada y salida son conocidas, puede ser calculado el valor de n :

$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)}{\ln\left(\frac{\rho_{out}}{\rho_{in}}\right)} \quad (7.9)$$

o si son conocidas las eficiencias, el exponente politrópico puede ser relacionado directamente a la razón de capacidades caloríficas

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{1}{\eta_{poly}} \quad (7.10)$$

g. Eficiencias

La eficiencia de un compresor es la razón del trabajo predecido por el modelo (adiabático, isotérmico, o politrópico) al actual realizado sobre el fluido. Desde que el trabajo "real" no depende de la ruta, las eficiencias son relacionadas:

$$\hat{W}_{actual} = \frac{\hat{W}_{ad}}{\eta_{ad}} = \frac{\hat{W}_{iso}}{\eta_{iso}} = \frac{\hat{W}_{poly}}{\eta_{poly}} \quad (7.11)$$

h. Compresión en múltiples etapas

Considerar dos etapas, de una ruta de compresión politrópica:

$$\hat{W}_{total} = \hat{W}_1 + \hat{W}_2 = z_{in} R_{gas} T_{in} \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[\left(\left(\frac{P_{mid}}{P_{in}} \right)^{1-1/n} - 1 \right) + \left(\left(\frac{P_{out}}{P_{mid}} \right)^{1-1/n} - 1 \right) \right] \quad (7.12)$$

Si deseamos encontrar la presión que minimice el trabajo, podemos tomar la derivada e igualarla a cero.

$$\begin{aligned}
\frac{d\hat{W}_{total}}{dp_{mid}} = 0 &= z_m R_{gas} T_m \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[\left(\frac{n-1}{n} \right) \left(\frac{p_{mid}}{p_{in}} \right)^{-1/n} \left(\frac{1}{p_1} \right) + \left(\frac{n-1}{n} \right) \left(\frac{p_{out}}{p_{mid}} \right)^{-1/n} \left(\frac{-p_{out}}{p_{mid}^2} \right) \right] \\
0 &= \left(\frac{p_{mid}}{p_{in}} \right)^{-1/n} \left(\frac{1}{p_1} \right) + \left(\frac{p_{out}}{p_{mid}} \right)^{-1/n} \left(\frac{-p_{out}}{p_{mid}^2} \right) \\
&= \left(\frac{p_{mid}}{p_{in}} \right)^{1-1/n} - \left(\frac{p_{out}}{p_{mid}} \right)^{1-1/n} \\
\left(\frac{p_{mid}}{p_{in}} \right) &= \left(\frac{p_{out}}{p_{mid}} \right)
\end{aligned}$$

Lo cual muestra que el trabajo se minimiza cuando las razones de compresión para las dos etapas son iguales. Este resultado puede ser extendido directamente a múltiples etapas.

7.4 FLUJO DE AIRE COMPRIMIDO Y DE OTROS GASES

Muchas industrias utilizan aire comprimido en sistemas de alimentación de fluidos para proveer de potencia al equipo de producción, a dispositivos para el manejo de material, y a máquinas de automatización. Una presión de operación común para tales sistemas está en el rango de 60 hasta 125 lb/pulg² relativas (414 hasta 862 kPa de tamaño). El funcionamiento y la productividad del equipo se degradan si la presión es inferior a la presión del diseño. Por lo tanto se debe prestar especial atención a las pérdidas de presión entre el compresor y el punto de utilización.

Cuando se presentan grandes cambios de presión o temperatura del aire comprimido a lo largo de la longitud de un sistema de flujo, deberán tomarse en cuenta los cambios correspondientes en el peso específico del aire. Sin embargo, si el cambio en presión es menor de aproximadamente el 10 % de la presión de entrada, las variaciones en el peso específico tendrán efectos despreciables. Cuando la caída de presión se encuentra entre el 10 y el 40 % de la presión de entrada, podemos utilizar el promedio del peso específico para las conducciones de entrada y salida para producir resultados con exactitud razonable. Cuando el cambio de presión predecible es mayor al 40 %, deberá volver a diseñar el sistema o consultar otras referencias.

7.4.1 Densidad del aire

La densidad para cualquiera de las condiciones de presión y temperatura pueden calcularse de la *ley de los gases ideales* de la termodinámica la cual establece:

$$\frac{p}{\rho T} = \text{constante} = R \quad (7.13)$$

donde:

p = presión absoluta del gas

ρ = densidad del gas

T = temperatura absoluta del gas, esto es, la temperatura arriba del cero absoluto

R = constante del gas para el gas en cuestión

Asimismo, la Ec. (7.13) puede resolverse para la densidad

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (7.14)$$

7.4.2 Velocidades de flujo para líneas de aire comprimido

Los valores dados a equipo que se utiliza para comprimir aire y para compresores que entregan aire se proporcionan en términos de aire libre, llamados en algunas ocasiones entrega de aire libre (fad). Esto proporciona la cantidad de aire entregada por unidad de tiempo suponiendo que el aire se encuentra a presión atmosférica estándar (14,7 lb/pulg² absolutas o 101,3 kPa absolutos) y a la temperatura estándar de 60 °F o 15 °C (temperaturas absolutas de 520 °R o 285 K). Para determinar la velocidad de flujo en otras condiciones, se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$V_a = V_s + \frac{p_{atm-s}}{p_{atm} + p_a} \cdot \frac{T_a}{T_s} \quad (7.15)$$

donde:

V_a = velocidad de flujo de volumen (caudal) en condiciones reales

V_s = velocidad de flujo de volumen (caudal) en condiciones estándar

p_{atm-s} = presión atmosférica absoluta estándar

p_{atm} = presión atmosférica absoluta real

p_a = presión real de medición

T_a = temperatura absoluta real

T_s = temperatura absoluta estándar = 520 °R o 285 K.

Utilizando estos valores y los de la atmósfera estándar, podemos escribir la Ec. (7.15) como sigue:

En Sistema Británico de Unidades:

$$V_a = V_s + \frac{14,7 \text{ lb / pulg}^2 \text{ abs}}{p_{atm} + p_a} \cdot \frac{(t + 460)^\circ \text{ R}}{520^\circ \text{ R}} \quad (7.16)$$

En unidades SI:

$$V_a = V_s + \frac{101.3 \text{ kPa}}{p_{atm} + p_a} \cdot \frac{(t + 273) \text{ K}}{285 \text{ K}} \quad (7.17)$$

7.4.3 Selección del tamaño de tubería

Se deben considerar muchos factores para especificar un tamaño de tubería adecuado para transportar aire comprimido en plantas industriales. Algunos de esos factores y los parámetros involucrados se enuncian a continuación.

- **Caída de presión.** Debido a que las pérdidas por fricción son proporcionales al cuadrado de la velocidad de flujo, es conveniente utilizar tamaños de tubería tan grandes como sea factible, para asegurar una presión adecuada en todos los puntos de uso en un sistema.

- **Requerimiento de potencia en el compresor.** La potencia requerida para alimentar el compresor se incrementa a medida que la caída de presión aumenta. Por lo tanto, es adecuado utilizar tuberías con mayor diámetro para minimizar la caída de presión.
- **Costo de tubería.** Los costos de las tuberías con diámetros grandes son mayores.
- **Costo de un compresor.** En general, un compresor diseñado para operar a una presión mayor costará más, lo que hace adecuado el uso de tuberías con diámetro grande para minimizar la caída de presión.
- **Costos de instalación.** Las tuberías más pequeñas son más fáciles de manejar, aunque éste no es en general un factor importante.
- **Espacio requerido.** Las tuberías pequeñas requieren de un menor espacio y proporcionan menor interferencia con otro equipo u operaciones.

Tabla 7.1 Tamaños sugeridos para sistemas de tubería de aire comprimido

Velocidad de flujo máxima (cfm)		
Aire libre	Aire comprimido (100 lb/pulg ² relativas, 60 °F)	Tamaño de tubería (calibre 40)
4	0,513	1/8
8	1,025	1/4
20	2,56	3/8
35	4,486	1/2
80	10,25	3/4
150	19,22	1
300	38,45	1 1/4
450	57,67	1 1/2
900	115,3	2

1400	179,4	2 ½
2500	320,4	3
3500	448,6	3 ½
5000	640,8	4

- **Expansión futura.** Para permitir la adición de más equipo que utilice aire en el futuro, se prefieren tuberías mayores.
- **Ruido.** Cuando el aire fluye a gran velocidad a través de tuberías, válvulas y accesorios, éste genera un alto nivel de ruido. Es mejor utilizar tuberías de gran tamaño para que las velocidades sean menores.

Es evidente que no existe un tamaño de tubería óptimo para cada instalación y el diseñador deberá evaluar el funcionamiento total de algunos de los tamaños antes de realizar la especificación final. Como ayuda para iniciar el proceso, la [Tabla 7.1](#) enlista algunos tamaños sugeridos.

Tabla 7.2 Resistencia en válvulas y juntas expresada como longitud equivalente en diámetros de conducto, L_e/D

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de conducto, L_e/D
Válvula de globo – completamente abierta	340
Válvula de ángulo – completamente abierta	150
Válvula de compuerta – completamente abierta	8
– ¾ abierta	35
– ½ abierta	160

- ¼ abierta	900
Válvula de verificación - tipo giratorio	100
Válvula de verificación - tipo de bola	150
Válvula de mariposa - completamente abierta	45
Codo estándar de 90°	30
Codo de radio largo de 90°	20
Codo de calle de 90°	50
Codo estándar de 45°	16
Codo calle de 45°	26
Codo de devolución cerrada	50
Te estándar - con flujo a través de un tramo	20
Te estándar - con flujo a través de una rama	60

Tabla 7.3 Factor de fricción en zona de turbulencia completa para conductos de acero comercial nuevo y limpio

Tamaño de conducto nominal (pulg)	Factor de fricción, f_T	Tamaño de conducto nominal (pulg)	Factor de fricción, f_T
½	0,027	4	0,017
¾	0,025	5	0,016
1	0,023	6	0,015
1 ¼	0,022	8 - 10	0,014

1 ½	0,021	12 - 16	0,013
2	0,019	18 - 24	0,012
2 ½, 3	0,018		

Como en otros sistemas de línea de tubería, los sistemas de tubería con aire comprimido típicamente contienen válvulas y accesorios para controlar la cantidad y dirección de flujo. Tomamos en cuenta sus efectos utilizando la técnica de la longitud equivalente y los valores para el cociente L_e/D se enlistan en la [Tabla 7.2](#)

Ejemplo 7.1

Especifique un tamaño de tubería apropiado para la entrega de 500 cfm (aire libre) a 100 lb/pulg² relativas a 80 °F a una máquina de automatización. La longitud total de la tubería recta requerida entre el compresor y la máquina es de 140 pies. La línea también contiene dos válvulas de compuerta de abertura total, seis codos estándar y dos Tes estándar, en los cuales el flujo pasa a través de la T. Después analice la presión que se requiere en el compresor para asegurar que presión en la máquina no sea menor que 100 lb/pulg² relativas.

Solución

Como una opción, consultemos la [Tabla 7.1](#) y especifiquemos una tubería de acero de calibre 40 de 1 ½ pulg para transportar aire. Después, del apéndice H encontramos que $D = 0,1342$ pies y $A = 0,01414$ pies². debemos ahora verificar para determinar la caída de presión real a través del sistema y juzgar su aceptabilidad. Se analizarán las circunstancias especiales relativas al aire

Paso 1. Escribir la ecuación de energía entre la salida del compresor y la entrada a la máquina:

$$\frac{p}{\rho_1} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_L = \frac{p_2}{\rho_2} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (7.18)$$

Notar que los términos de densidad se han identificado con los subíndices en los puntos de referencia. Debido a que el aire es compresible, puede presentarse un cambio significativo en la densidad. Sin embargo, nuestro objetivo en este diseño es tener un pequeño

cambio de presión entre los puntos 1 y 2, si esto se logra, puede ignorarse el cambio en la densidad. Por lo tanto, dejemos que $\rho_1 = \rho_2$. Las condiciones en el punto 2 son tales que dan una densidad $\rho = 0,754 \text{ lb/pie}^3$.

No se proporcionó información acerca de las elevaciones del compresor y de la máquina. Debido a que la densidad del aire y de otros gases es muy pequeña, es permitido ignorar las diferencias de elevación cuando se está tratando con flujos de gases, al menos que estas diferencias sean muy grandes. El cambio de presión es directamente proporcional a la densidad del fluido y al cambio de elevación. Para $\rho = 0,754 \text{ lb/pie}^3$ para el aire en este problema, un cambio de elevación de 100 pies (aproximadamente la altura de un edificio de 10 pisos) cambiaría la presión en solo 40 lb/pulg^2 .

La velocidad en los dos puntos de referencia será igual, debido a que utilizaremos el mismo tamaño de tubería en todo el proceso. Por consiguiente, los términos de cabeza de velocidad pueden cancelarse de la ecuación de energía.

Paso 2. Despejar la presión en el compresor:

$$P_1 = p_2 + \rho h_L$$

Paso 3. Evalúe la pérdida de energía h_L utilizando la ecuación de Darcy e incluya los efectos de las pérdidas menores:

$$h_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) + f_r \left(\frac{L_e}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (7.19)$$

El término L/D es la razón de la longitud real de la tubería y el diámetro del flujo.

Tubería: $L/D = (140 \text{ pies}/0,1342 \text{ pies}) = 1043$

Los valores equivalentes de L_e/D para las válvulas y accesorios se pueden encontrar en la [Tabla 7.2](#).

2 válvulas: $L_e/D = 2(8) = 16$

6 codos: $L_e/D = 6(30) = 180$

2 tes: $L_e/D = 2(20) = 40$

Total: $L_e/D = 236$

La velocidad de flujo puede calcularse de la [Ec. 7.4](#)

$$V_a = 500 \text{ cfm} + \frac{14,7 \text{ lb / pulg}^2 \text{ abs}}{14,7 + 100} \cdot \frac{(80 + 460)^\circ R}{520^\circ R} = 66,5 \text{ cfm}$$

Luego la velocidad será:

$$v = \frac{V}{A} = \frac{66,5 \text{ pies}^3}{\text{min}} \cdot \frac{1}{0,01414 \text{ pies}^2} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 78,4 \text{ pies/s}$$

La densidad en slug/pie³ es:

$$\rho' = \frac{\rho}{g} = \left(\frac{0,574 \text{ lb}}{\text{pies}^3} \right) \left(\frac{\text{s}^2}{32,2 \text{ pies}} \right) = \frac{0,0178 \text{ lb} \cdot \text{s}^2}{\text{pies}^4} = 0,0178 \text{ slug/pies}^3$$

la viscosidad dinámica de un gas no varía mucho con cambios de presión. Para este caso:

$$\mu = 1,84 \text{ Pa} \cdot \text{s} = 3,84 \times 10^{-7} \text{ lb} \cdot \text{s/pie}^2$$

El número de Reynolds es:

$$N_{Re} = \frac{v D \rho}{\mu} = \frac{(78,4)(0,1342)(0,0178)}{3,84 \times 10^{-7}} = 4,88 \times 10^5$$

La rugosidad relativa D/ε es:

$$D/\varepsilon = 0,1342/1,5 \times 10^{-4} = 895$$

Por consiguiente, en el diagrama de Moody ([Fig.1](#) del apéndice), leemos $f = 0,021$. el valor de f_r utilizado para las válvulas y accesorios puede encontrarse en la [Tabla 7.3](#) y es 0,021 para la tubería calibre 40 de 1 ½ pulg. debido a que esta es igual al factor de fricción de la tubería en si misma, el valor de L/D de la tubería puede sumarse al valor L_e/D total de las válvulas y accesorios.

$$(L_e/D)_{\text{total}} = 1043 + 236 = 1279$$

Y ahora puede calcularse la pérdida de energía:

$$h_L = f_r \left(\frac{L_e}{D} \right)_{\text{total}} \left(\frac{v^2}{2g} \right) = (0,021)(1279)(95,44) = 2563 \text{ pies}$$

Paso 4. Calcule la pérdida de presión en la línea de tubería.

$$p_1 - p_2 = \rho h_L = \frac{0,574 \text{ lb}}{\text{pies}^3} \cdot 2563 \text{ pies} \cdot \frac{1 \text{ pie}}{144 \text{ pulg}^2} = 10,22 \text{ lb/pulg}^2$$

Paso 5. calcule la presión en el compresor.

$$\begin{aligned} p_1 &= p_2 + 10,22 \text{ lb/pulg}^2 = 100 \text{ lb/pulg}^2 \text{ relativas} + 10,22 \text{ lb/pulg}^2 \\ &= 110,2 \text{ lb/pulg}^2 \text{ relativas} \end{aligned}$$

Paso 6. Debido a que el cambio de presión es menor que el 10 %, la suposición de que la densidad del aire es constante es válida. Si se hubiera presentado una caída de presión más grande, habríamos podido rediseñar el sistema con un tamaño de tubería más grande o ajustar la densidad al promedio de aquellas al principio y al final del sistema. Este diseño del sistema parece ser satisfactorio con respecto a la caída de presión

7.5 FLUJO DE AIRE EN DUCTOS

Los sistemas de ventilación y aire acondicionado distribuyen el aire a través de ductos a relativamente baja presión. Los ventiladores o sopladores que son responsables del movimiento del aire pueden describirse como dispositivos de alto volumen y baja presión. Se requiere un conocimiento de las presiones en el sistema de ductos para adoptar en forma apropiada un ventilador a un sistema dado para asegurar la entrega de energía de una cantidad adecuada de aire, para equilibrar el flujo en varias partes del sistema.

Dos tipos de pérdida de energía en sistemas de ductos provocan que la presión disminuya a lo largo de la trayectoria del flujo. Las pérdidas por fricción se presentan a medida que el aire fluya a través de accesorios tales como *T* y *Y* y por medio de los dispositivos de control de flujo

Las pérdidas por fricción pueden estimarse utilizando la ecuación de Darcy . sin embargo, se han preparado tablas por parte de la *American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) para las condiciones típicas encontradas en el diseño de ductos. Las [Figuras 7.1](#) y [7.2](#) muestran la pérdida por fricción h_L como una función de la velocidad de flujo de volumen, con dos juegos de líneas diagonales que muestran el diámetro de ductos circulares y la velocidad de flujo. Las unidades utilizadas para las diferentes cantidades y las condiciones supuestas se resumen en la [Tabla 7.4](#)

Tabla 7.4 Unidades y condiciones para las gráficas de succión

	Sistema Británico de Unidades	Unidades SI
Velocidad de flujo	pies ³ /min (cfm)	m ³ /s
Pérdida por fricción, h_L	pulg de agua por 100 pies (pulg H ₂ O/100 pies)	Pa/m
Velocidad	pies/min	m/s
Diámetro del ducto	Pulg	mm
Peso específico del aire	0,075 lb/pie ³	11,81 N/m ³
Rugosidad de la superficie del ducto	5×10^{-4} pies	$1,5 \times 10^{-4}$ m
Condiciones del aire	14,7 lb/pulg ² absolutas; 68 °F	101,3 kPa; 20 °C

Aunque con frecuencia se usan los ductos circulares para distribuir aire a través de sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado, es , en general, más conveniente utilizar ductos debido a las limitaciones de espacio, en particular sobre techos. El radio hidráulico del ducto rectangular puede utilizarse para caracterizar su medida. Cuando se llevan a cabo las sustituciones necesarias del radio hidráulico para el diámetro en relaciones para velocidad, número de Reynolds, rugosidad relativa y el correspondiente factor de fricción, vemos que el diámetro equivalente para un ducto rectangular es

$$D_e = \frac{1,3(ab)^{5/8}}{(a+b)^{1/4}}$$

(7.20)

donde a y b son los lados del rectángulo.

Esto permite utilizar las gráficas de pérdidas de fricción en las [Figs. \(7.1\)](#) y [\(7.2\)](#) para ductos rectangulares así como también para los circulares

Las *pérdidas dinámicas* se pueden estimar utilizando los datos publicados para coeficientes de pérdida de aire que fluye a través de ciertos accesorios. También, los fabricantes de dispositivos especiales de manejo de aire publican una gran cantidad de información acerca de las caídas de presión esperadas. Los cambios en el área de flujo o dirección de flujo deben hacerse tan parejos como sea posible para minimizar las pérdidas dinámicas. Los datos para codos de 90 °, muestran la máxima variación posible.

La pérdida dinámica para un accesorio se calcula de:

$$H_L = C(H_v) \quad (7.21)$$

Donde C es el coeficiente de pérdida de la Tabla 7.5 y H_v es la *presión de velocidad o columna de velocidad*.

$$H_v = \frac{\rho_a v^2}{2g\rho_w} \quad (7.22)$$

Donde ρ_a es la densidad del aire, v es la velocidad de flujo, y ρ_w es la densidad del agua. Cuando la velocidad se expresa en pies/min y se utilizan las condiciones de aire estándar, la Ec. (7.22) se reduce a

$$H_v = \left(\frac{v^2}{4005} \right)^2 \quad (7.23)$$

Cuando se utiliza el sistema de unidades SI, los niveles de presión y las pérdidas se miden en la unidad de presión Pa. Por consiguiente:

$$H_v = \frac{\rho_a v^2}{2g} \quad (7.24)$$

Cuando la velocidad se expresa en m/s y se utilizan las condiciones del aire estándar la Ec. (7.24) se reduce a:

$$H_v = \left(\frac{v^2}{1,289} \right)^2 \quad \text{Pa} \quad (7.25)$$

Ejemplo 7.2

Estime la caída de presión que se presenta cuando 3000 cfm de aire fluye alrededor de un codo rectangular liso a 90° con dimensiones de los lados de 14 x 24 pulgadas.

Solución

El diámetro equivalente del ducto es 19,9 pulg

De la [fig. 7.2](#) encontramos que la velocidad de flujo es de 1 400 pies/min. Por consiguiente utilizando la Ec (7.23), calculamos:

$$H_v = \left(\frac{v^2}{4005} \right)^2 = \left(\frac{1400}{4004} \right)^2 = 0,122 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

De la Tabla 7.5, encontramos que $C = 0,18$. por consiguiente, la caída de presión es:

$$H_L = C(H_v) = (0,18)(0,122) = 0,022 \text{ pulg H}_2\text{O}.$$

CAPITULO 8

COMPRESORES

La compresión de gases y vapores es una operación importante en plantas de proceso. Por lo tanto es necesario estar habilitado para especificar el tipo de equipo adecuado por sus características de operación. La compresión puede llevarse a cabo mediante los siguientes tipos de compresores

1. Reciprocante
2. Centrífugo
3. De desplazamiento
4. de flujo axial

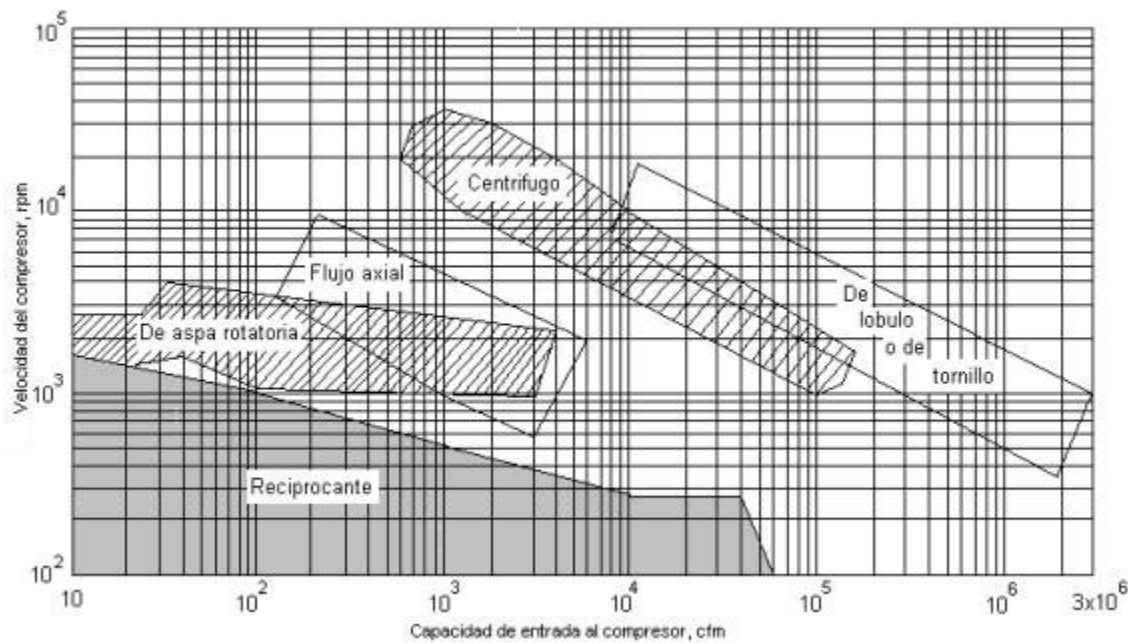


Fig. 8.1 Áreas generales de aplicación de equipo de compresión

La compresión puede ser por debajo de la presión atmosférica como en las bombas de vacío, o por sobre la presión atmosférica como en la mayoría de aplicaciones en procesos.

La construcción de un *compresor reciprocante* es de forma similar a la de una máquina. Una biela giratoria y una varilla de conexión mueven el pistón. El pistón se desplaza con un movimiento alternativo dentro de su cilindro, tomando gas a baja presión conforme viaja hacia fuera de la cabeza del cilindro y después lo comprime dentro del cilindro conforme viaja hacia la cabeza. Cuando la presión del gas alcanza el nivel deseado, las válvulas de descarga se abren para entregar el gas comprimido al sistema de tuberías. Las versiones pequeñas de tales compresores se venden en tiendas y estaciones de servicio. Sin embargo, para muchos usos industriales, estos pueden ser muy grandes, entregando hasta 10 000 cfm (4,7 m³/s) a presiones de hasta 60 000 lb/pulg² (413 MPa).

Los *compresores rotatorios* (de paleta y de lóbulo) parecen muy similares a las bombas rotatorias. Ciertos tamaños de lóbulo pueden desarrollar aproximadamente hasta 15 lb/pulg² (100 kPa) y con frecuencia se llaman sopladores. Los compresores de tipo paleta son capaces de desarrollar varios cientos de lb/pulg² y con frecuencia se utilizan en sistemas de potencia de flujo neumático.

Los *compresores de flujo axial* (de tornillo) se utilizan en la construcción y en aplicaciones industriales que requieren aire

comprimido hasta 500 lb/pulg² (3,4 MPa) con una entrega de hasta 20 000 cfm (4,9 m³/s). En el diseño de tornillo único, el aire se confina entre las “madejas” giratorias dentro de la cubierta cerrada. La progresión axial de las madejas entregan el aire a la salida. En algunos diseños, la elevación de las madejas disminuye a lo largo de toda la longitud del tornillo, proporcionando compresión dentro de la cubierta así como también entregándolo contra la resistencia del sistema. También se pueden utilizar dos o más tornillos en malla.

8.1 GUÍA GENERAL DE APLICACIÓN

Tabla 8.1 Compresión y límites de vacío

Tipo de compresor	Presión comercial de descarga máxima, psia	Razón de compresión por etapa máxima	Razón de compresión por máquina
Reciprocante	35 000 – 50 000	10	Como sea requerido
Centrífugo	3 000 – 5 000	3 – 4,5	8 – 10
Rotatorio	100 – 130	4	4
De flujo axial	80 – 130	1,2 – 1,5	5 – 6,5
Tipo de bomba de vacío		Presión de succión máxima obtenible mm Hg abs.	
Centrífuga		6	
Reciprocante		0,3	
Eyector de vapor		0,05	
Rotatoria		10 ⁻⁵	
Difusión de aceite		10 ⁻⁷	
Difusión de aceite o mercurio y rotat.		Menos de 10 ⁻⁷	

La [Fig. 8.1](#) presenta una visión general de los rangos de capacidad y velocidad de operación para los cuatro tipos de equipo de compresión listados anteriormente. La [Tabla 8.1](#) da los límites de compresión para estos tipos de equipo. Los valores de la carta y la tabla son una ayuda en el establecimiento del probable tipo de equipo adecuado para una operación. Sin embargo, como en muchos otros procesos, existe equipo especial, diseñado para manipular casos particulares y no se presentan en la presente guía. Usualmente los CFM (pies cúbicos por minuto), temperatura, y presión de entrada, así como las condiciones de salida y la naturaleza del fluido están todas involucradas en la identificación del equipo más adecuado para una aplicación.

8.2 CONSIDERACIONES GENERALES PARA COMPRESORES

Al especificar un compresor, el paso mas importante es identificar a partir del balance de materiales, los flujos máximo y mínimo de entrada o succión, junto con las condiciones de temperatura y presión. Se debe establecer la presión de descarga requerida, también se deben identificar los tiempos de operación para seleccionar las unidades de potencia acondicionadas al compresor.

8.2.1 Propiedades del fluido

Son importantes en el establecimiento de la operación del equipo de compresión. Siempre que sea posible se debe darse el análisis del fluido. Si no se tiene esta información puede haber cierta desviación de las razones de capacidades caloríficas, pesos moleculares, etc. Con lo cual no se podrá tener con certeza la operación actual del equipo.

8.2.2 Compresibilidad

La compresibilidad del gas es un factor importante que influye en la capacidad del compresor. Es buena práctica establecer valores de compresibilidad a diferentes temperaturas y presiones en el rango de compresión bajo consideración. Considerando la compresibilidad los volúmenes son corregidos para cada condición de entrada a la primera etapa y las subsecuentes.

8.2.3 Naturaleza corrosiva

Deben identificarse los fluidos corrosivos o contaminantes. La corriente principal del gas puede o no ser corrosiva bajo ciertas circunstancias, pero los contaminantes pueden requerir considerable atención en el diseño del cilindro.

8.2.4 Mezclas

Las mezclas en un gas pueden contener vapor de agua proveniente del aire o de un lavador de gases, o algún otro vapor condensable. Esto es importante en la determinación del volumen manipulado por el compresor.

8.2.5 Condiciones especiales

Muchas veces el proceso puede tener condiciones las cuales controlan la flexibilidad de la selección del equipo de compresión. Estas pueden incluir temperaturas limites antes de que el gas se polimerice, reacción

química, exceso de calor para los materiales de lubricación, condiciones explosivas sobre ciertos límites de temperatura.

Debe especificarse la caída de presión límite entre etapas. Usualmente puede ser tolerada una caída de presión de 3 – 5 psig entre etapas para la mayoría de condiciones. El aumento de la caída de presión aumenta el consumo de potencia. Situaciones especiales pueden bajar esta caída de presión a 0,5 - 1 psig.

8.2.6 Características de operación

Si usted mira las ecuaciones de trabajo, entonces es claro que los compresores sean muy sensitivos para las condiciones de la entrada, incluyendo temperatura y presión. Es menos obvio, pero importante, el peso molecular del gas. Es un problema particular cuando una corriente de materiales "ligeros" está contaminada con un poco de un compuesto más pesado (por decir - 5 % de aire en hidrógeno tiene a un MW de casi 3.3 vs. 2.0 para H₂ puro).

El flujo volumétrico de entrada, columna, velocidad, eficiencia, y requerimiento de potencia de un compresor dinámico están interrelacionados. Las leyes de afinidad pueden servir para estimaciones rápidas para los cambios menores en máquinas, pero no son perfectas. Solo con las bombas, las relaciones pueden ser ploteadas en forma de una *curva característica* o *curva de desempeño*. Estas curvas están típicamente preparadas por el fabricante y son sumamente útiles para analizar el desempeño del compresor.

Operar cerca de los bordes de la curva del compresor es un peligro. Para una velocidad dada, hay una columna culminante en la izquierda de la curva. Conectando estos puntos se tiene línea de la oleaje - el punto donde el flujo cae bastante porque se pone sensible y probablemente pulsátil. El oleaje puede hacer daño serio para una máquina y la mayoría de máquinas grandes tienen sistemas de control de la oleaje.

En el otro extremo de la curva es el punto dónde el flujo es un máximo y la columna un mínimo. Después de este punto, el flujo decae, porque el impulsor no puede aceptar más volumen.

8.3 COMPRESOR RECIPROCANTE

El compresor reciprocante es una unidad de desplazamiento positivo con la presión sobre el fluido desarrollada dentro de una cámara cilíndrica por la acción de un pistón o émbolo.

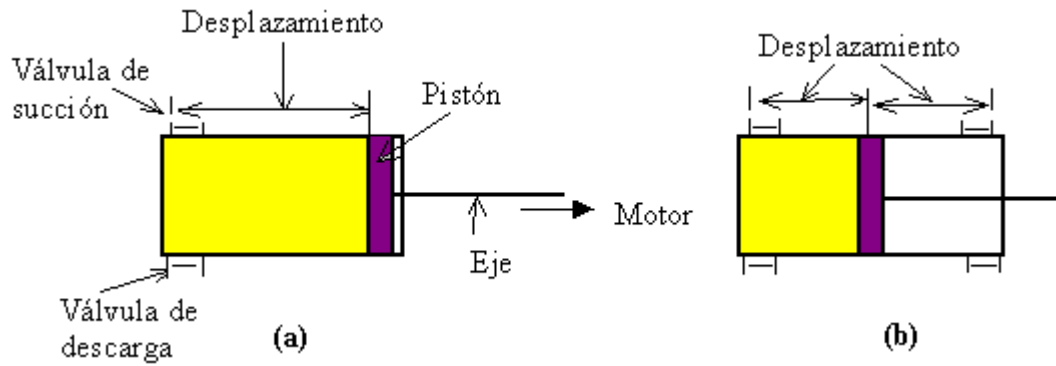


Fig. 8.2 Compresor recíprocante (a) simple acción; (b) doble acción

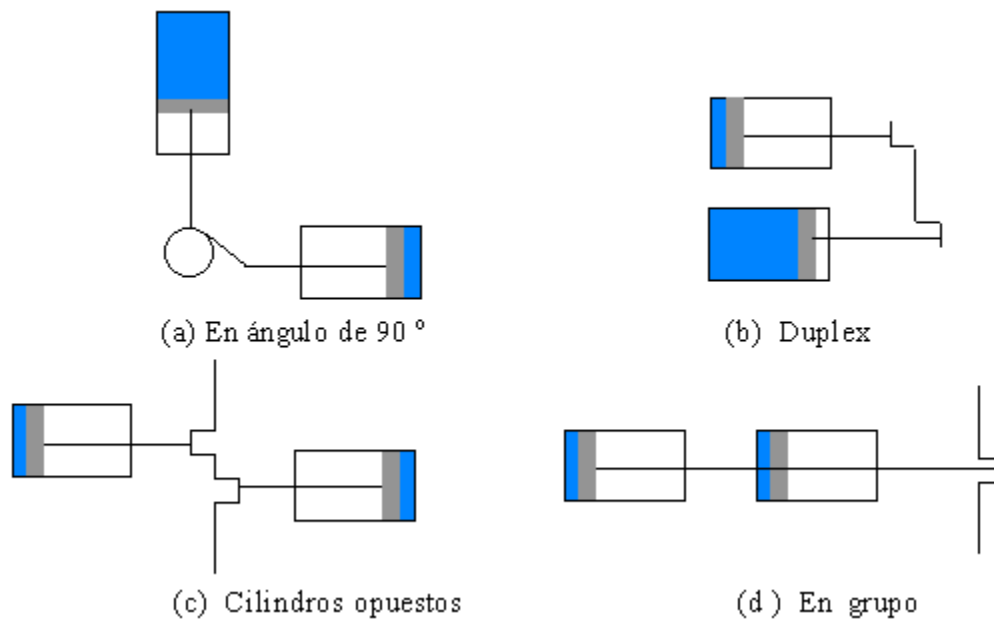


Fig. 8.3 Arreglo de los cilindros

Los componentes típicos de un compresor recíprocante son:

A. Cilindros

1. Simple acción: la compresión del gas se lleva a cabo solamente en un extremo del cilindro.
2. Doble acción: la compresión del gas se lleva a cabo en los dos extremos del cilindro

B. Armazón

Los cilindros son acondicionados en el mismo armazón del compresor para proporcionar acceso al mantenimiento, fácil conexión de tuberías y ocupar menos espacio. Denominaciones comunes debido al pistón o cilindro son:

1. Vertical
2. Horizontal
3. En ángulo de 90° Cilindros vertical y horizontal en el mismo armazón
4. En V o en Y
5. Radial
6. Duplex, cilindros montados en paralelo sobre dos armazones separadas
7. Balanceados opuestamente (180°)
8. Cuatro cilindros montados opuestamente (180°)
9. Dos o mas cilindros en el mismo eje

C. Válvulas de succión y descarga

D. Pistón

E. Anillos del pistón

8.3.1 Condiciones de operación

Enfriamiento

La mayoría de instalaciones usan enfriamiento mediante agua a través de una chaqueta; sin embargo algunas unidades usan aire como medio de enfriamiento (usualmente unidades pequeñas), mientras unos pocos no usan enfriamiento. Para enfriamiento mediante agua se tiene:

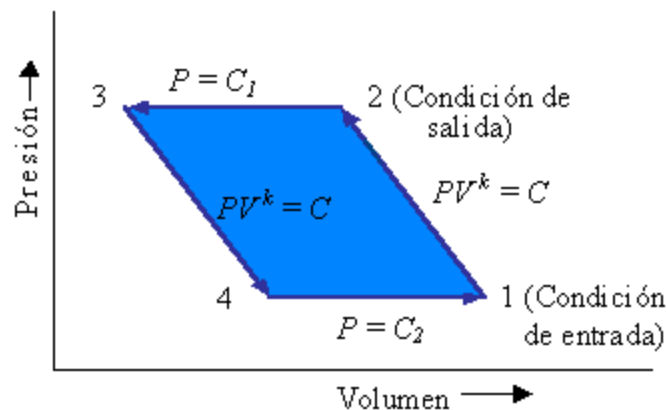
Calor transferido al agua		Diferencia de temperatura
BTU/BHP(Hr)		
Cilindros pequeños < 12 pulg de diámetro	Cilindros grandes, > 12 pulg. de diámetro	
		$t_c - t_w$

300	170	20
600	310	60
700	470	100

El incremento usual de temperatura del agua es de 10 a 15 °F y la temperatura de entrada al cilindro varía de 90 a 140 °F, dependiendo del diseño de los fabricantes y propiedades del gas.

Los fabricantes también pueden dar información sobre temperaturas para los diseños particulares junto con la cantidad de agua y la caída de presión en la chaqueta.

El agua de enfriamiento usualmente se acondiciona en un circuito cerrado con el agua bombeándose a través de enfriadores secundarios o sobre torres de enfriamiento y luego retornada a la chaqueta. El agua debe ser tratada y de preferencia usar condensado para prevenir la formación de incrustaciones.



(a) compresión ideal en un compresor recíprocante

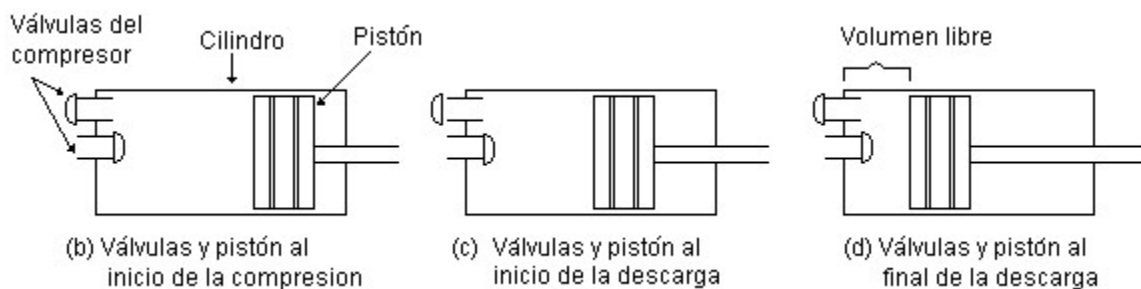


Fig. 8.4 Acción del cilindro del compresor

Unidades de potencia

Los compresores reciprocantes pueden trabajar con:

Motor eléctrico: De velocidad variable o constante, conectado directamente o

con una faja o con engranaje.

Motor a gas o petróleo: Usualmente conectado directamente, con una faja o con

engranaje

Turbina de vapor: Mediante engranaje, (no es una aplicación usual)

Presión ideal - relación de volumen

Aún cuando las condiciones ideales no son encontradas en cualquier operación de compresión, la condición actual es una serie de desviaciones particulares de esta. Luego, la condición ideal teórica puede ser particularmente considerada como la base para el establecimiento de esta operación [Fig. 8.4a](#). las etapas de una operación de compresión son:

Condición (1): [Fig. 8.4b](#)

Inicio del ciclo de compresión. El cilindro es llenado de gas a presión de succión y esencialmente a temperatura de succión (despreciando las pérdidas en las válvulas). El pistón se mueve durante la compresión hacia la condición (2) con las válvulas de succión y descarga cerradas.

Condición (2): [Fig. 8.4c](#)

Inicio de la descarga de gas del cilindro. El gas excede ligeramente la presión del sistema y la válvula de descarga se abre liberando gas al sistema. El pistón barre el gas en el cilindro a medida que este se mueve a la condición (3).

Condición (3): [Fig. 8.4d](#)

Finalización de la descarga de gas del cilindro. Todo el gas ha sido removido del cilindro por el golpe del pistón que pasa por la válvula de

descarga. Este también es el punto de inicio del retorno del pistón, pero *no* el inicio de la succión en el cilindro. A medida que el pistón inicia su retorno y la presión en el cilindro es disminuida significativamente por debajo de la presión de descarga, la válvula de descarga se cierra, el volumen de gas en el cilindro se establece entre el extremo del pistón y el extremo del cilindro (volumen libre) expandiéndose desde la condición (3) a la condición (4) a medida que retorna el pistón.

Condición (4)

Se inicia la succión de gas en el cilindro. La presión ha caído por debajo de la presión de succión del sistema y la válvula de succión se abre para admitir nueva entrada de gas al cilindro a medida que este retorna a la condición (1), [Fig. 8.4b](#).

Diagrama de compresión actual

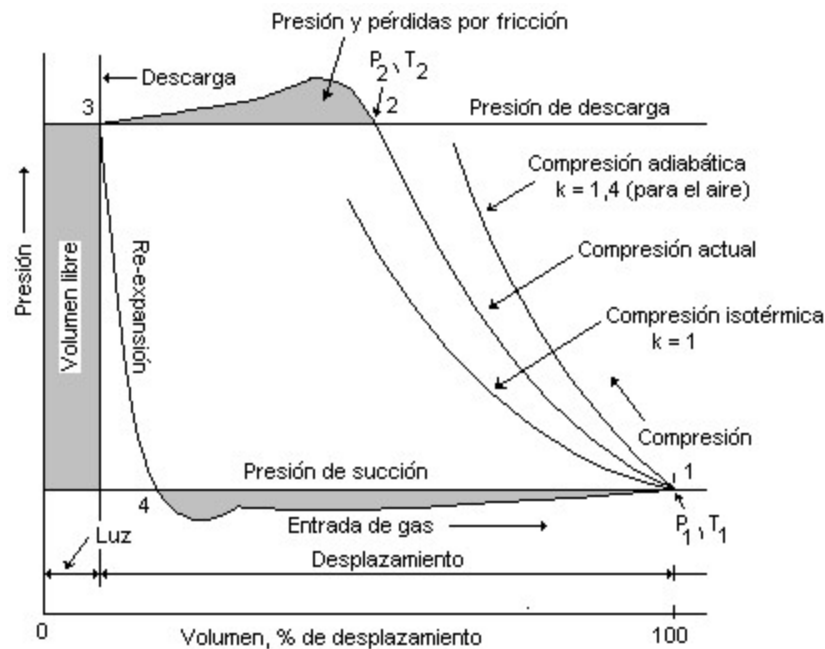


Fig. 8.5 Diagrama de compresión en un compresor recíprocante. Pérdidas actuales y efecto de $k = C_p/C_v$ sobre la operación

El diagrama de compresión actual naturalmente se desvía de la ideal, la extensión de la variación depende de las características del cilindro y las propiedades del gas, [Fig. 8.5](#).

Desviaciones de la Ley de gas ideal: Compresibilidad

Muchos gases se desvían del estado ideal cuando las presiones y/o temperaturas están sobre 100 a 500 psia y 100 °F. Algunas desviaciones dan un factor de compresibilidad, Z , menor que 1,0 mientras otras dan valores mayores que 1,0.

$$\frac{PV}{ZNRT} =$$

(8.1)

o

$$\frac{PV}{ZNT} = 10,71$$

(8.2)

donde: P = Presión absoluta, psia

V = Volumen de gas, pies³

T = Temperatura absoluta, °R = °F + 460

R = Constante universal, = 10,71 para unidades usadas aquí

Z = Factor de compresibilidad

N = Número de libras-mol de gas

Factores de compresibilidad para gases son dados en los diferentes textos sobre termodinámica.

La [Figura 8.6a](#) ilustra una ruta de compresión para desviación de la idealidad con sobreestimados de la potencia actual requerida (área dentro de líneas discontinuas es mayor que líneas rígidas). La eficiencia volumétrica actual y el volumen de entrada es menor que el ideal debido a la desviación de la ruta de re-expansión. La Tabla 8.2 compara un ejemplo para propano; un compresor con 10 % de luz, 1000 cfm de desplazamiento del pistón, compresión de 100 psia y 80 °F hasta 300 psia.

Tabla 8.2 Comparación para compresión de propano

	Actual	Ideal
Eficiencia volumétrica	0,802	0,835
Cfm a condición de entrada	802	835
Volumen específico de entrada pies ³ /lb.	1,160	1,314

Libras manipuladas/min	691	635
Hp requerido	388	425
Hp/lb	0,561	0,670

Para el caso de la [Fig. 8.6b](#) para una mezcla 24 - 76 por ciento (volumen) de una mezcla de nitrógeno - hidrógeno a alrededor de 5 000 psia, la desviación es opuesta a la de la [Fig 8.6a](#). El requerimiento actual de potencia es mayor el ideal, la eficiencia volumétrica excede la ley de gas ideal.

La [Fig. 8.6c](#) ilustra etileno en el rango extremo de alta presión (30 000 a 40 000 psi) donde la desviación es impredecible sin los datos termodinámicos.

Estas figuras ilustran lo que sucede en el interior del cilindro durante la operación del compresor. Cuando se especifica la operación, se debe especificar la capacidad actual a condiciones de succión y/o descarga.

La Tabla 8.3 lista la variación del factor de compresibilidad, Z , con la presión.

Debe tenerse en cuenta la compresibilidad junto con el coeficiente adiabático, k , (o, si se conoce el coeficiente politrópico, n) y otras pérdidas que se presentarán en los párrafos siguientes.

Tabla 8.3 Factores de compresibilidad, Z

Propano		24% Nitrógeno - 76% Hidrógeno			
Presión, psia	Z	Psia	Z	Psia	Z
100	0,881	1600	1,061	400	0,954
160	0,838	2400	1,092	500	0,953
220	0,800	3500	1,129	600	0,955
300	0,765	4800	1,172	700	0,957

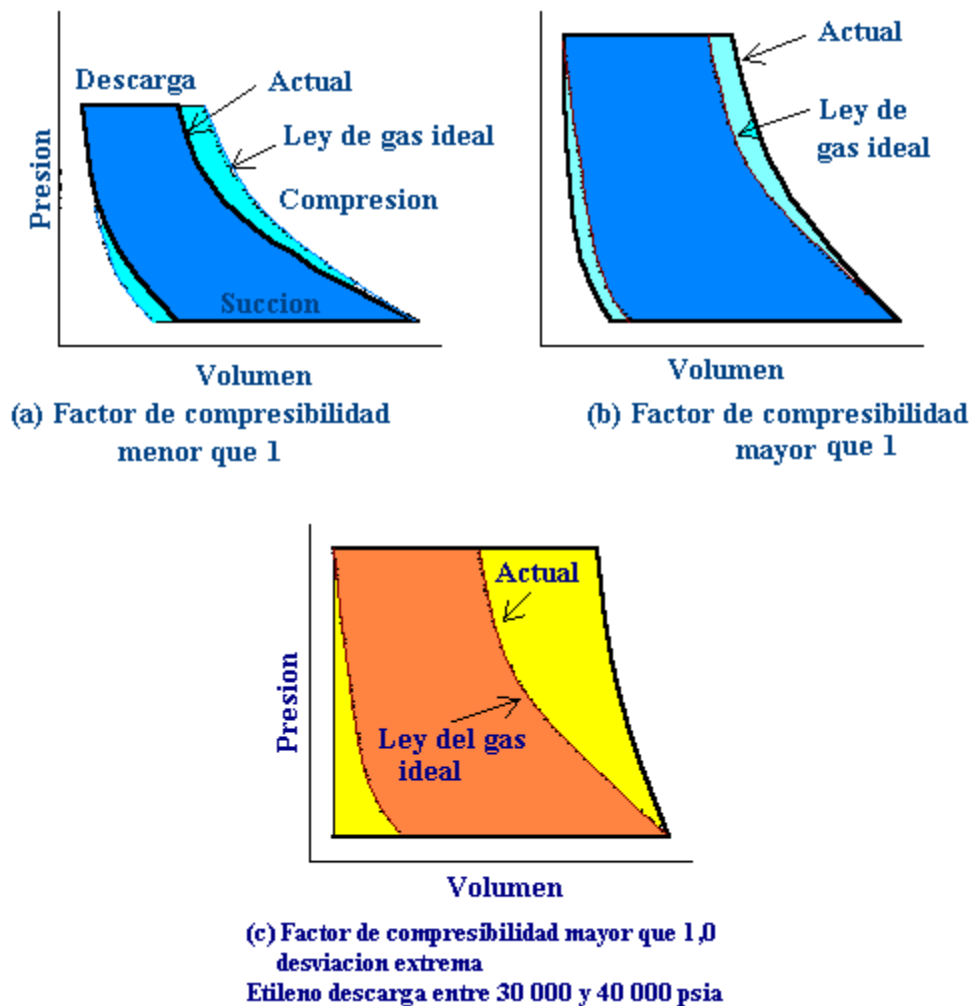


Fig. 8.6 Desviación de la ley de gas ideal

Valor “k” del gas (razón de calores específicos)

La razón C_p/C_v es conocida como el valor “k” de un gas y está asociada con la compresión o expansión adiabática. La variación de la temperatura durante la compresión (para enfriamiento con agua en una chaqueta) está dada por:

$$\frac{P_1 V_1^k}{\text{Constante}} = P_1 V_1^k = P_2 V_2^k = \dots = P_n V_n^k \quad (8.3)$$

Para el mismo peso de gas a tres condiciones o estados diferentes. La mayoría de curvas de compresión y expansión son representadas por las relaciones anteriores. El valor actual de “n” para una compresión *politrópica*, está usualmente entre 1,0 y 1,5 y es una

función de las propiedades del gas, tales como calores específicos, grado de enfriamiento (externo) durante la compresión y características de operación del cilindro. La [Fig. 8.5](#) muestra el efecto del cambio en “ k ” sobre la curva de compresión. Usualmente, la evaluación de la operación de un compresor recíprocante usa la relación adiabática C_P/C_V , y se representa aquí. Con el valor de $k = 1,0$ la compresión es isotérmica; con “ k ” = “ n ” mayor que 1,0 la operación actual es politrópica. Para aire el coeficiente adiabático “ k ” = 1,4.

En la compresión o expansión adiabática no hay liberación ni absorción de calor por el gas, y no hay cambio en la entropía. Esta condición también es conocida como isentrópica, y es típica de la mayoría de etapas de compresión. Las condiciones actuales a medida causan una desviación real, pero usualmente estas no son lo suficientemente grandes para dar error en los cálculos. La [tabla 8.4](#) da valores promedio de “ k ” para algunos gases y vapores.

El valor k puede calcularse de la ecuación:

$$k = C_P/C_V = \frac{M_{cp}}{M_{cp} - 1,987} \quad (8.4)$$

donde M_{cp} = Capacidad calorífica molar a presión constante, Btu/lbmol.(°R).

Cuando no se dispone de valores de M_{cp} , pueden ser calculados de:

$$M_{cp} = A + BT \quad (8.5)$$

Con T , temperatura de entrada al cilindro del compresor, en grados Rankie. Las constantes A y B pueden obtenerse de la [Tabla 8.5](#)

Tabla 8.4 Valores $k = C_P/C_V$, para diferentes gases

Gas	Símbolo	Peso molec .	k @ 14,7 psia		Densidad a 14,7 psia y 60°F, lb/ft ³
			60 °F	150 °F	
Monoatómicos	He, Kr, ne, Hg		1,67		
Diatómicos	O ₂ , N ₂ , H ₂ , etc.		1,4		

Acetileno	C_2H_2	26,03	1,3	1,22	0,0688
Aire		28,97	1,406	1,40	0,0765
Amoniaco	NH_3	17,03	1,317	1,29	0,0451
Argón	A		1,667		0,1056
Benceno	C_6H_6	78,0	1,08	1,09	0,2064
Butano	C_4H_{10}	58,1	1,11	1,08	0,1535
Isobutano	C_4H_{10}	58,1	1,11	1,08	0,1578
Butileno	C_4H_8	56,1	1,1	1,09	0,1483
Iso-Buteno	C_4H_8	56,1	1,1	1,09	0,1483
Dióxido de carbono	CO_2	44,0	1,3	1,27	0,1164
Monóxido de carbono	CO	28,0	1,4	1,4	0,0741
Tetracloruro de carbono	CCl_4	153,8	1,18		0,4060
Cloro	Cl_2	70,9	1,33		0,1875
Diclorodifluorometano	CCl_2F_2	120,9	1,13		
Diclorometano	CH_2Cl_2	84,9	1,18		0,2245
Etano	C_2H_6	30,0	1,22	1,17	0,0794
Etileno	C_2H_4	28,1	1,25	1,21	0,0741
Cloruro de etilo	C_2H_5Cl	64,5	1,13		0,1705
Gas de chimenea			1,4		
Helio	He	4,0	1,667		0,01058
Hexano	C_6H_{14}	86,1	1,08	1,05	0,2276
Heptano	C_7H_{16}	100,2		1,04	0,2640
Hidrógeno	H_2	2,01	1,41	1,40	0,0053
Cloruro de hidrógeno	HCl	36,05	1,48		0,0965
Sulfuro de hidrógeno	H_2S	34,1	1,30	1,31	0,0901
Metano	CH_4	16,03	1,316	1,28	0,0423
Cloruro de metilo	CH_3Cl	50,5	1,20		0,1336
Gas natural (aprox.)		19,5	1,27		0,0514
Oxido nítrico	NO	30,0	1,40		0,0793
Nitrógeno	N_2	28,0	1,41	1,40	0,0743
Oxido nitrosos	N_2O	44,0	1,311		0,0063
Oxigeno	O_2	32,0	1,4	1,39	0,0846
Pentano	C_5H_{12}	72,1	1,06	1,06	0,1905
Propano	C_3H_8	44,1	1,15	1,11	0,1164
Propileno	C_3H_6	42,0	1,16		0,1112
Dióxido de azufre	SO_2	64,1	1,256		0,1694
Vapor de agua	H_2O	18,0	1,33	1,32	0,04761

Tabla 8.5 Para capacidad calorífica molar

Gas		Fórmula	Peso molecular	P_c Psia.	T_c °R	A	B
Aire			28,97	546,7	238,4	6,737	0,000397
Amoniaco		NH ₃	17,03	1638	730,1	6,219	0,004342
Dióxido de carbono	de	CO ₂	44,01	1073	547,7	6,075	0,005230
Monóxido de carbono	de	CO	28,01	514,4	241,5	6,780	0,000327
Hidrógeno		H ₂	2,016	305,7	72,47	6,662	0,000417
Sulfuro de hidrógeno	de	H ₂ S	34,07	1306	672,4	7,197	0,001750
Nitrógeno		N ₂	28,02	492,3	226,9	6,839	0,000213
Oxígeno		O ₂	32,00	730,4	277,9	6,459	0,001020
Dióxido de azufre	de	SO ₂	61,06	1142	771,7		
Agua		H ₂ O	18,02	3200	1165	7,521	0,000926
Metano		CH ₄	16,04	673,1	343,2	4,877	0,006773
Acetileno		C ₂ H ₂	26,04	911,2	563,2	6,441	0,007583
Eteno		C ₂ H ₄	28,05	748,0	509,5	3,175	0,013500
Etano		C ₂ H ₆	30,07	717,2	549,5	3,629	0,016767
Propeno		C ₃ H ₆	42,08	661,3	656,6	4,234	0,020600
Propano		C ₃ H ₈	44,09	617,4	665,3	3,256	0,026733
1-Buteno		C ₄ H ₈	56,11	587,8	752,2	5,375	0,029833
Isobuteno		C ₄ H ₈	56,11	580,5	736,7	6,066	0,028400
Butano		C ₄ H ₁₀	58,12	530,7	765,3	6,188	0,032867
Isobutano		C ₄ H ₁₀	58,12	543,8	732,4	4,145	0,035500

Amileno	C ₅ H ₁₀	70,13	593,7	853,9	7,980	0,03633 3
Isoamileno	C ₅ H ₁₀	70,13	498,2	836,6	7,980	0,03633 3
Pentano	C ₅ H ₁₂	72,15	485,0	846,7	7,739	0,04043 3
Isopentano	C ₅ H ₁₂	72,15	483,5	829,7	5,344	0,04393 3
Neopentano	C ₅ H ₁₂	72,15	485,0	822,9	4,827	0,04530 0
Benceno	C ₆ H ₆	78,11	703,9	1011	-0,756	0,03826 7
Hexano	C ₆ H ₁₄	86,17	433,5	914,3	9,427	0,04796 7
Heptano	C ₇ H ₁₆	100,2	405,6	976,8	11,27 6	0,05540 0

8.3.2 Características de operación de un compresor

1. Desplazamiento del pistón. El volumen actual del cilindro dado como el desplazamiento del pistón es dado desde el inicio de la compresión (condición 1) a la final del golpe (condición 3) de la [Fig. 8.5](#), expresado como pies³ de volumen desplazado por minuto. Valores de desplazamiento para diseños específicos de cilindros son dados por los fabricantes, [Tabla 8.6](#)

Para cilindro de simple acción: ([Figura 8.2A](#))

$$PD = A_P s (RPM) / 1728 \quad (8.6)$$

donde: PD = desplazamiento del pistón, CFM

A_P = Área de sección transversal neta del pistón, pulg²

s = Longitud del desplazamiento, pulgadas

RPM = Revoluciones por minuto del eje, o número de compresiones por minuto

Tabla 8.6 Datos típicos de compresor recíprocante para aire

Simple etapa horizontal	Dos etapas, Angulo	Dos etapas, Duplex
-------------------------	--------------------	--------------------

				vertical			horizontal		
Tamaño o, pulg	RP M	P máx. Psi	Desp . del pistón, CFM	Tamaño, pulg	RP M	Desp. del pistón , CFM	Tamaño, pulg	RPM	Desp. del pistón, CFM
5 x 5	550	150	61	11 1/4/7x7	600	478	21/13 x 14	277	1546
6 x 5		100	88	13 1/2 /8 1/2 x7	600	690	23/14 x 14	277	1858
7 x 5		60	121	14 1/2 /9 1/2 x 7	600	798	24/15 x 17	257	2275
8 x 5		40	157	16/10 1/2 x7	600	973	28/17 x 19	225	3031
10 x 5		20	248	18 1/2 /11 1/2 x 8 1/2	514	1351	30 1/2/18 1/2 x22	200	3704
6 x 7	450	150	100	20 1/2 /13 x 8 1/2	514	1662	34 1/2/21 x25	180	4847
7 x 7		100	138	/14 1/2 x 9 1/2	450	1975		225	
8 x 7		60	180						
10 x 7		35	283						
12 x 7		20	410	/16x9 1/2					
8 x 9	360	135	184						
9 x 9		100	234						
10 x 9		75	290						
12 x 9		40	420						
15 x 9		20	658						
10 x 11	327	125	321	Los números en la tabla para cilindros múltiples designan: Abertura de la primera etapa / abertura de la segunda etapa x despla- Zamiento del pistón, todo en pulgadas. Por ejemplo: (16/16) /14 1/2 x 9 1/2					
12 x 11		100	465						
14 x 11		60	635						
15 x 11		50	730						
17 x 11		30	940						
19 x 11		20	1174						
20 x 11	15	1300							
12 x 13	300	125	502	Hay dos cilindros en paralelo en la primera etapa con 16 pulg, un cilindro en la segunda etapa con 14 1/2 pulg y todos con un desplazamiento de 9 1/2 pulg.					
14 x 13		100	686						
17 x 13		55	1016						
19 x 13		40	1270						
20 x 13		35	1410						
23 x 13		20	1717						
26 x 13		12	2202						

Para cilindro de doble acción: (Figura 8.2B)

Debe adicionarse el desplazamiento del otro extremo del cilindro:

$$PD = \frac{A_p s(RPM)}{1728} + \frac{(A_p - A_r) s(RPM)}{1728} \quad (8.7)$$

$$PD = \frac{(A_p - A_r / 2) 2 s (RPM)}{1728} \quad (8.7A)$$

donde: A_r = Area de sección transversal de la varilla del pistón, pulg².

2. Razón de compresión. Es la razón, R_c , de la presión absoluta de la descarga a la presión absoluta de succión del cilindro.

$$P_2 / P_1 = R_c \quad (8.8)$$

donde: P_1 = Presión inicial de succión, unidades absolutas

P_2 = Presión de descarga, unidades absolutas

La razón de compresión usualmente varia de 1,05 - 7 por etapa; sin embargo, para procesos se considera como máximo razones de 3,5 - 4,0 por etapa. Generalmente el aumento de temperatura del gas durante la compresión dicta los limites para el aumento de la presión. El aumento máximo de temperatura es gobernado ya sea por la temperatura de compresión máxima del cilindro o por la temperatura máxima del gas antes de sufrir descomposición, polimerización, etc. Como la eficiencia volumétrica disminuye con el incremento de la razón de compresión, esto también se considera en la elección de un limite razonable de presión de descarga. Cuando se conoce la temperatura máxima, la razón de compresión máxima puede calcularse a partir de la relación adiabática para el aumento de temperatura.

El consumo mínimo óptimo de potencia ocurre cuando la razón de compresión es igual en todos los cilindros. Con enfriamiento externo del gas entre etapas es necesario dar tolerancias razonables para la caída de presión a través de los inter enfriadores y tomar esto en cuenta cuando se determine las razones de compresión.

(a) **Ideal** (sin inter enfriadores)

$$P_2/P_1 = P_3/P_2 = P_4/P_3 = \quad (8.9)$$

(b) **Actual** (con interenfriamiento)

$$P_{i1}/P_1 = P_{i2}/P'_{i1} = P_{i3}/P'_{i2} = . . . P_{fy}/P'_{iy} \quad (8.10)$$

donde: 1, 2, 3, . . . y = condiciones del gas a través de un cilindro representado por (1)

para primera etapa, (2) para segunda etapa, etc.

i = presión de descarga dentro de la etapa, inmediatamente después del cilindro.

Primo(') = condición de descarga entre las etapas, disminuida por la caída de presión a través de los inter enfriadores, válvulas, tuberías, etc.

Representa la presión actual de succión de un cilindro

f = presión final de descarga de una unidad de multietapa.

Razones de compresión a través de las etapas:

$$R_1 = P_{i1}/P_1$$

$$R_2 = P_{i2}/P'_{i1}$$

$$R_3 = P_{i3}/P'_{i2}$$

$$.....R_t = P_{fy}/P'_{iy}$$

$$R_1 = R_2 = R_3 = . . . R_f = \sqrt[t]{R_t} \quad (8.11A)$$

donde: R_t = razón de compresión total de la unidad = P_f/P_i

Para dos etapas, la compresión por etapa es:

$$R_1 = R_2 = \sqrt{P_{f2}/P_1} \quad (8.11B)$$

Para cinco etapas:

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R_5 = \sqrt[5]{P_{f5} / P_1} \quad (8.11C)$$

Notar que los ínter enfriadores no afectan la razón de compresión óptima por etapa. Sin embargo, afecta a la potencia total requerida para el trabajo de compresión ya que todas las caídas de presión deben ser compensadas con potencia. La tolerancia para la caída de presión en los ínter enfriadores usualmente se da aumentando la presión de descarga del cilindro para compensar la mitad de la caída de presión en el ínter enfriador y la otra mitad restando la presión de succión de la etapa siguiente.

La razón de compresión por etapa se puede calcular de:

$$P_f = P_1 R^r - (\Delta p_1) R^{r-1} - (\Delta p_2) R^{r-2} - (\Delta p_3) R^{r-3} - (\Delta p_4) R^{r-4} \dots \quad (8.12)$$

Continuando para el número de términos en el lado derecho de la ecuación igual al número de etapas. Esta ecuación se puede resolver por prueba y error, y puede simplificarse si se asume que los ΔP son iguales. También se puede asumir que toda la caída de presión en el ínter enfriador afecta a la presión de succión de la etapa siguiente.

P_f = Presión final de un conjunto de cilindros de múltiple etapa

r = Número de etapas de compresión

ΔP = Caída de presión a través de los ínter enfriadores, psi

1 = Primera etapa

2 = Segunda etapa, etc.

Si la mitad de la caída de presión es adicionada a la descarga de una etapa y la otra mitad restada de la succión de la etapa siguiente:

$$P_f = P_1 R^r - (1/2 \Delta p_1) R^{r-1} - (1/2 \Delta p_2) R^{r-2} - (1/2 \Delta p_3) R^{r-3} - (1/2 \Delta p_4) R^{r-4} \dots \quad (8.13)$$

En la práctica las razones de compresión pueden no ser exactamente iguales. Esto no mantiene al compresor en una operación satisfactoria.

Ejemplo 8.1 Presión entre etapas y razón de compresión

Para un compresor de dos etapas, cual deberá ser las presiones a través de los cilindros si la caída de presión en los inter enfriadores y tuberías es 3 psi.?

Solución

Succión a la primera etapa: $P_1 = 0$ psig (14,7 psia)

Descarga de la segunda etapa: $P_{f2} = 150$ psig (164,7 psia)

$$\text{Por etapa: } R_c = \sqrt{164,7 / 14,7} = \sqrt{11,2} = 3,34$$

Sin inter enfriamiento:

$$\left. \begin{array}{l} P_i = 14,7 \text{ psi} \\ P_{i1} = 3,34 (14,7) = 49,2 \text{ psia} \end{array} \right\} R_c = 3,34$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 49,2 \text{ psi} \\ P_{f2} = 164,7 \end{array} \right\} R_c = 3,34$$

Con inter enfriamiento:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Primera etapa} \\ P_i = 14,7 \text{ psi} \\ P_{i1} = 42,9 + (\frac{1}{2}) (3,0) = 50,7 \text{ psia} \end{array} \right\} R_c = 3,45$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Segunda etapa:} \\ P'_{i1} = 49,2 \text{ psi} - (\frac{1}{2}) (3,0) = 47,7 \\ P_{f2} = 164,7 \end{array} \right\} R_c = 3,45$$

El ejemplo muestra que aun cuando las proporciones por cilindro están balanceadas, estas se hacen sobre la base teórica. Esto corresponde a la operación actual.

Es importante notar que a menudo las razones de compresión para los cilindros individuales en un compresor de múltiple etapa no será exactamente balanceada. Esta condición eleva el consumo de potencia para ciertos tamaños y diseños de cilindros. En la selección final esto se

debe ajustar para dar razones de compresión para utilizar diseños estándar tanto como sea posible.

3. Capacidad actual o entrega actual, V_a

Este es el volumen de gas medido a la entrada de la primera etapa de un compresor de simple o múltiple etapa, y a la temperatura y presión de entrada, pies³/min.

Los fabricantes usualmente dan esta capacidad con una tolerancia de 6 por ciento cuando la presión de entrada a la primera etapa es 5 psig o menor y una tolerancia de 3 por ciento para presiones de entrada mayores a 5 psig. La capacidad requerida actual puede ser calculada a partir de los requerimientos del proceso, o si se examina un cilindro dado.

$$V_a = PD (E_v) \quad (8.14)$$

4. Volumen libre

Es el volumen del cilindro no utilizado durante la compresión. Este consiste del volumen entre el final del cilindro y el pistón.

5. Porcentaje de volumen libre

El porcentaje de volumen no ocupado con respecto al desplazamiento del pistón y está dado por:

$$V_{pc} = \frac{V_c}{PD'} (100) \quad (8.15)$$

Calculado para cada cilindro

donde: V_c = Volumen libre, pulgadas³

V_{pc} = Porcentaje de volumen libre

PD' = Desplazamiento del pistón, pulgadas³

Para cilindros de doble acción, el espacio libre deberá calcularse separadamente para cada extremo y para cilindros pequeños, el efecto de la varilla del pistón es significativo. El porcentaje de volumen libre es dado por los fabricantes. Los valores son en el rango de 8 por ciento para cilindros grandes con un largo de 36 pulgadas, a 40 por ciento

para cilindros pequeños de 3 a 4 pulgadas. Cada tamaño y tipo de cilindro es diferente.

6. Eficiencia volumétrica

La eficiencia de la operación de un cilindro está dada por:

$$\% E_v = 100 - R_c - V_{pc} (R_c^{1/k} - 1) \quad (8.16)$$

donde: R_c = Razón de compresión a través de un cilindro individual.

La eficiencia volumétrica puede ser expresada como:

$$E_v = \frac{\text{Volumen actual que entra al cilindro (a condiciones de entrada)}}{\text{PD (desplazamiento del pistón)}} \quad (8.17)$$

7. Eficiencia de compresión (adiabática)

Es la razón entre la potencia teórica para la compresión a la potencia indicada en el cilindro.

$$\epsilon \eta_a = \frac{\text{Potencia teórica para la compresión (ideal)}}{\text{Potencia para la operación actual}} \quad (8.18)$$

Los valores pueden variar de 50 a 95 por ciento dependiendo del diseño del cilindro y la razón de compresión.

La Ec. (8.18) también se puede expresar como:

$$\text{Potencia para la operación actual} = \text{potencia teórica} \times L_o \quad (8.19)$$

L_o = El factor de pérdida, se puede estimar a partir de la [Tabla 8.7](#) o la [Fig. 8.7](#), el factor de pérdida estimado incluye un 95 por ciento de eficiencia mecánica del cilindro.

8. Eficiencia mecánica

Es la relación entre la potencia indicada en el cilindro al caballaje de freno.

$$\eta_m = \frac{\text{Potencia teórica para la compresión}}{\text{Potencia dada al compresor}} \quad (8.20)$$

Los valores de eficiencia están en el rango de 90 a 93 por ciento para cilindros a motor directo y 87 a 90 por ciento para máquinas a vapor. La eficiencia del motor no está incluida. En la [Fig. 8.9](#) se dan valores combinados de eficiencia mecánica y de compresión como función de la razón de compresión.

9. Velocidad del pistón

La velocidad del pistón es una guía muy usada para establecer los límites relativos sobre la selección de un cilindro de compresión. Es difícil establecer límites aceptables y no aceptables ya que esto se evalúa mejor con la experiencia de la operación y recomendaciones de los fabricantes.

$$\text{Velocidad del pistón} = \frac{(rpm)(s)}{6}, \text{ pies/minuto} \quad (8.21)$$

Esto es de mayor significancia en servicios con fluidos corrosivos o que pueden polimerizarse antes que en hidrocarburos limpios o aire. Por ejemplo en la manipulación de cloruro de hidrógeno y cloro usando cilindros de acero al carbono, es aceptable una velocidad de alrededor de 600 pies/min.

10. Potencia

Es el trabajo hecho en un cilindro sobre el gas por el pistón conectado al motor durante el ciclo de compresión completa. La potencia teórica es la requerida para la compresión isentrópica (adiabática) de un gas a un rango específico de presión. La potencia indicada es el trabajo actual de compresión desarrollado en el cilindro de compresión y es determinado por una tarjeta indicadora. El caballaje de freno (BHP) es la entrada actual de potencia. Esta no incluye las pérdidas en el motor.

A. Para simple etapa

(a) *Potencia teórica (dada por el compresor):* Para la compresión isentrópica (adiabática)

Sistema Internacional

$$kW_a = 2,78 \times 10^{-4} \left(\frac{k}{k-1} \right) P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (8.22)$$

o

$$kW_a = \left(\frac{k}{k-1} \right) \frac{WRT_1}{9806} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (8.23)$$

donde: kW_a = potencia, kW

W = flujo de masa del gas, kg/s $\times$ 9,806 N/kg

V_1 = flujo de gas, m³/h (a condiciones de succión)

P_1 = presión absoluta de entrada, kPa

P_2 = presión absoluta de salida, kPa

R = constante del gas, J/(kg.K) = 8314/peso molecular

T_1 = temperatura de entrada del gas, K

Sistema Inglés

$$HP_a = \left(\frac{k}{k-1} \right) \frac{WRT_1}{550} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (8.24)$$

o

$$HP_a = \frac{144}{33000} \left(\frac{k}{k-1} \right) P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (8.25)$$

donde: HP_a = potencia, HP

W = flujo de masa, lb/s

V_1 = flujo de gas, pies³/min (a condiciones de succión)

P_1 = presión absoluta de entrada, psia

P_2 = presión absoluta de salida, psia

R = constante del gas, (lb_f-pie)/(lb.^oR) = 1545/peso molecular

T_1 = temperatura de entrada del gas, °R

(b) Potencia entregada al Compresor

Sistema Internacional

$$kW_a = 2,78 \times 10^{-4} \left(\frac{k}{k-1} \right) P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] (L_o)(F_L)Z_1 \quad (8.26)$$

Sistema Inglés: Caballaje de freno actual, BHP

$$\text{BHP} = \frac{144}{33000} \left(\frac{k}{k-1} \right) P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] (L_o)(F_L)Z_1 \quad (8.27)$$

donde:

L_o = Factor de pérdida, debido a la caída de presión a través de las válvulas, acoplamientos, etc. (ver [Fig. 8.7](#))

F_L = pérdidas en la conexión máquina a motor (solamente para compresores a motor), varía entre 1,0 a 1,05 (esta no es eficiencia del motor).

Z_1 = Factor de compresibilidad, basado en las condiciones de entrada al cilindro (usualmente despreciable, excepto a altas presiones).

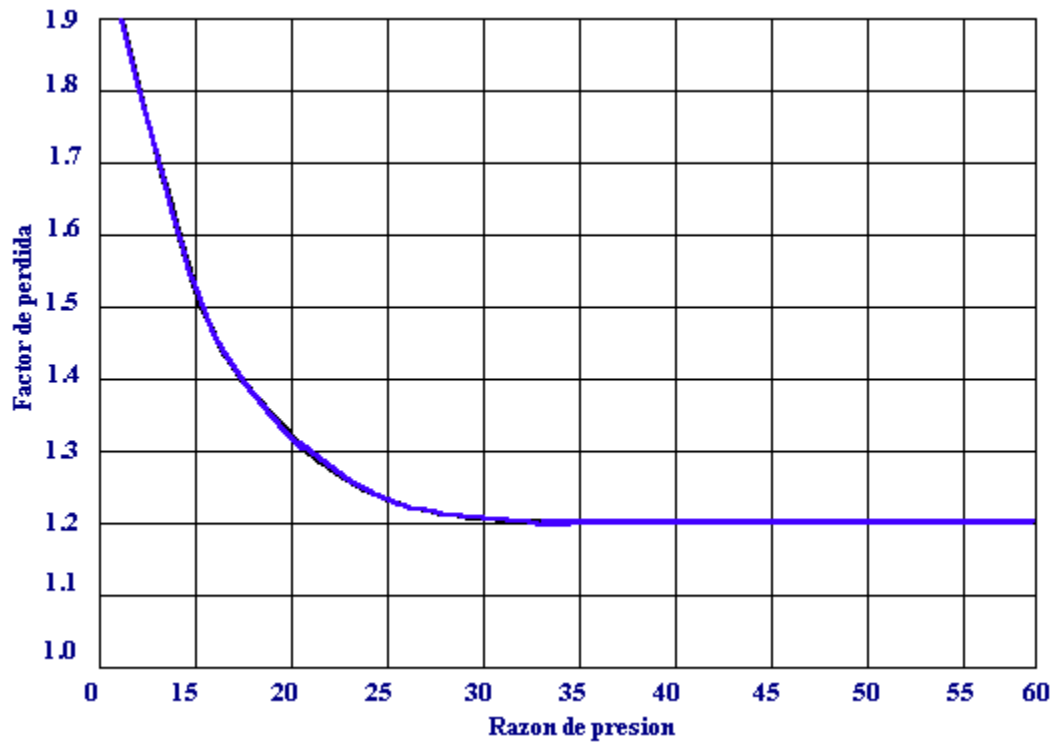


Fig. 8.7 Curva de factores de pérdida

Tabla 8.7 Factores de pérdida para compresión adiabática.

R_c	1,1	1,2	1,4	1,7	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0
L_o	2,39	1,91	1,61 6	1,44	1,34	1,26	1,24	1,22	1,21	1,20 5	1,20

También se puede evaluar:

$$HP \text{ teóricos} = F_w Z_1 T_1 N_m / 2546 \quad (8.28)$$

$$\text{donde: } F_w = R \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (8.29)$$

R = constante del gas = 1,987 BTU/°R

N_m = lbmol/h

T_1 = temperatura de succión o entrada, °R

Para obtener la potencia actual, *BHP*, multiplicar la potencia teórica *HP* por L_o y F_L .

(c) Caballaje de freno actual, BHP(corrección alternativa para el factor de

compresibilidad)

Los resultados observados con sistemas a altas presiones (presión máxima de descarga de 15 000 psi) dan resultados con un 6 % menos que los métodos de entalpía.

1. Determinar el volumen específico del gas a condiciones de entrada del cilindro:

$$v = ZRT / (144 P), \quad \text{pies}^3/\text{lb.} \quad (8.30)$$

Obtener Z de las cartas de factores de compresibilidad

$$R = 1544 / \text{peso molecular del gas} \quad (8.31)$$

2. Determinar la temperatura de descarga, T_2 , usando el aumento adiabático de temperatura, Ec. (8.39). Usar k para gas o mezcla, o calcular con la Ec.(8.4)
3. Calcular el volumen específico a condiciones de descarga, v_2 , usando la Ec.(8.30)
4. Determinar el volumen de entrada, V_1

(a) Calcular la eficiencia volumétrica de la ecuación ideal:

$$E'_v = 1 - V_{pc}[(P_2/P_1)^{1/k} - 1] = 1 - V'_{pc}(v_1/v_2 - 1), \text{ fracción} \quad (8.32)$$

Notar que se necesita el volumen de espacio libre V'_{pc} (dado o asumido). Los valores actuales de espacio libre son de 5 - 35 por ciento.

(b) Calcular el volumen de entrada

$$V_1 = PD (E'_v) \quad (8.33)$$

5. Determinar el seudo exponente de compresión k' , para dar las curvas actuales de compresión y re-expansión.

$$P_1 v_1^{k'} = P_2 v_2^{k'} \quad (8.34)$$

6. Calcular la potencia requerida:

$$BHP = \frac{144}{33000} \left(\frac{k'}{k' - 1} \right) P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k' - 1)/k'} - 1 \right] (L_o) (F_L) \quad (8.35)$$

B. Múltiple etapa

La potencia en un compresor de múltiple etapa, es la suma de los requerimientos de potencia en los cilindros individuales en la unidad de compresión.

$$BHP \text{ actual} = 0,004364 F_L (k/k - 1) \{ [P_1 V_1 (P_{i1}/P_1)^{(k-1)/k} - 1] L_{o1} +$$

$$P_{i1} V_{i1} [(P_{i2}/P_{i1})^{(k-1)/k} - 1] L_{o2} + \dots + P_{i1} V_{i1}$$

$$[(P_f/P_{i1})^{(k-1)/k} - 1] L_{of} \}$$

(8.36)

donde: P_i = presión entre etapas, psia

P_f = Presión final o de descarga, psia

1, 2, . . . i = Designación sucesiva entre etapas

$L_{o1}, L_{o2}, \dots L_{of}$ = Factores de pérdida designados para cada cilindro

C. BHP Actual Consumido por cilindro

Esta potencia es conveniente calcular cuando un cilindro conocido existe en un compresor y esta siendo estudiada su operación.

$$BHP = [(PD) (E_v)] (P_1) (BHP/MMCFD) (10^{-4}) \quad (8.37)$$

BHP = potencia actual consumida

(BHP/MMCFD) = potencia requerida para manipular 1×10^6 pies³/día de gas medidos a

14,4 psia y temperatura de succión)

Notar que la capacidad actual a 14,4 psia y temperatura de succión

$$(100) = (PD) (E_v) (P_1) \quad (8.38)$$

11. Aumento de temperatura - Adiabática

La relación entre las temperaturas de descarga y succión de un gas durante una etapa de compresión simple es:

$$T_2 = T_1 (P_2 / P_1)^{(k-1)/k} = T_1 R_c^{(k-1)/k} \quad (8.39)$$

donde:

T_1 = Temperatura de succión al cilindro, °R = (460 + °F)

T_2 = Temperatura de descarga del cilindro, °R

R_c = Razón de compresión del cilindro

Notar que para compresores reciprocantes se pueden usar valores de trabajo de “n” como “k” sobre 1,4. “n” representa el coeficiente politrópico el cual se relaciona a “k” por:

$$[(n - 1) / n] = [(k - 1) / k] \quad (8.40)$$

donde (η_p) es la eficiencia politrópica.

12. Conversión de altitud

Como los compresores no operan a condiciones del nivel del mar, es importante usar la presión de la localidad particular. La fig. 8.8 da valores para la corrección de la presión de acuerdo a la altitud.

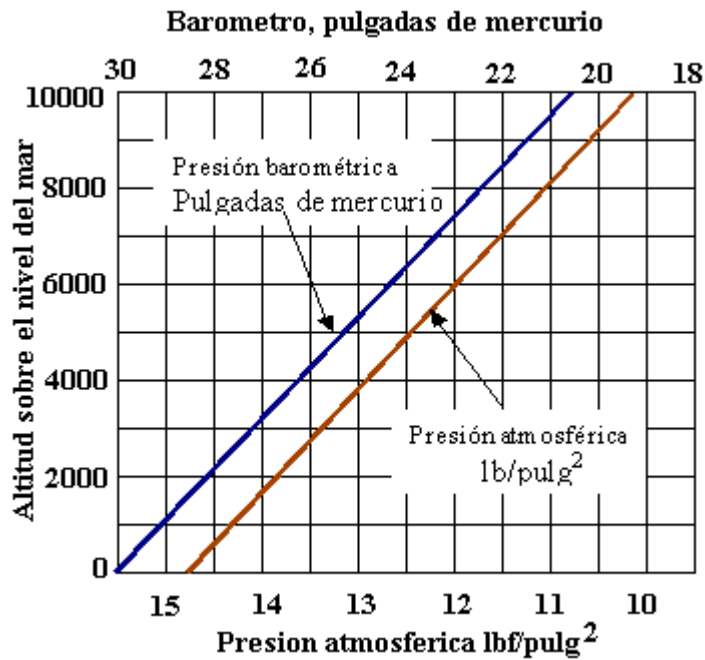


Fig. 8.8 Presión barométrica y atmosférica respecto a la altitud

13. Procedimiento de diseño

1. Dadas las presiones inicial (P_i) y final (P_f), elegir el número de etapas (r) y calcular la razón de compresión R_c de:

$$R_c = (P_f/P_i)^{1/r}$$

2. Establecer P_2 /etapa (presión de salida en cada etapa)
3. Estimar T_2 a partir de:

$$T_2 = T_1 R_c^{(k-1)/k}$$

o con el diagrama de MOLLIER si está disponible

4. Verificar si $T_2 < T$ máxima permisible. Si no se cumple aumentar el número de etapas (r).
5. Calcular el W_i (trabajo en cada etapa) y luego

$$W_{Total} = \sum W_i$$

Ejemplo 8.2 Compresión en etapa simple

Un compresor debe instalarse en un lugar a 2000 pies sobre el nivel del mar. Se quiere manipular una mezcla de gases con $k = 1,25$ a presión de succión de 5 psig y descarga a 50 psig. La temperatura de succión es 90 °F. La cantidad de gas manipulado es de 5'250 000 CFD (pies³/día) medidos a 14,7 psia y 60 °F.

Determinar:

Los requerimientos de potencia

La temperatura de descarga.

Solución

1. Conversión de la altitud, Fig. 8.8

Presión atmosférica a 2000 pies = 13,68 psia

$$P_1 = 5 + 13,68 = 18,68 \text{ psia}$$

$$P_2 = 50 + 13,68 = 63,68 \text{ psia}$$

2. Razón de compresión

$$R_c = \frac{50 + 13,68}{5 + 13,68} = 3,41$$

Esta es satisfactoria para una operación de simple etapa si la temperatura no es limitante.

2. Temperatura de descarga (aumento adiabático)

$$T_2 = T_1 R_c^{(k-1)/k} = (90 + 460)(3,41)^{(1,25-1)/1,25}$$

$$T_2 = (550)(1,2780) = 702.89 \text{ °R}$$

$$T_2 = 691 - 460 = 242.89 \text{ °F.}$$

Esta temperatura es segura

4. Calculo de V_1

$$V_1 = \frac{5'250000}{24 \times 60} \left(\frac{14,7}{18,7} \right) \left(\frac{460 + 90}{460 + 60} \right) = 3031 \text{ pies}^3/\text{min (cfm)}$$

5. Potencia teórica (adiabática)

$$\begin{aligned} &= \frac{144}{33000} \left(\frac{k}{k-1} \right) P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \\ &= \frac{144}{33000} \left(\frac{1,25}{1,25-1} \right) 18,7 \times 3031 \left[(3,41)^{(1,25-1)/1,25} - 1 \right] = 343,86 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Tomando un factor de pérdida, $L_o = 1,22$ de la Tabla 8.7

Potencia requerida para la compresión actual,

$$BHP = \text{potencia teórica} \times L_o$$

$$BHP = 343,86 \times 1,22 = \mathbf{420 \text{ Hp}}$$

Esto no incluye la eficiencia mecánica del compresor.

Uso de UNTSIM

El simulador UNTSIM, posee una rutina para efectuar los cálculos en un sistema de compresión accedemoa a él a través del Menú principal: Cálculos de Ingeniería Química-Diseño de Equipo-Bombeo de gases-Compresor:

```
Copyright 2004 UNT
MSc. Luis Moncada
All rights reserved
03-Feb-2004
ESTE PROGRAMA EFECTÚA LOS CÁLCULOS EN UN
SISTEMA DE COMPRESIÓN
*****
Trabajar en SI(1) Ingles(2): 2

Ingresar presión de entrada (psia): 18.68
Ingresar presión de descarga (psia): 63.68
Ingresar razón de compresión por etapa, Se sugiere:
Para Compresor RECIPROCANTE <= 10
Para Compresor CENTRIFUGO 3 - 4.5
Para Compresor ROTATORIO <= 4
Para Compresor AXIAL 1.2 - 1.5
Rc/etapa: 3.5
El numero de etapas calculado es= 0.97897
-----
CÁLCULOS PARA COMPRESIÓN ADIABÁTICA
USADA EN COMPRESOR RECIPROCANTE
-----
Ingresar exponente adiabático: 1.25
Tiene temperatura máxima de salida si(1), no (0): 0
```

```

Ingresar temperatura de entrada (R): 550
Ingresar eficiencia adiabática: 1/1.22
Cuántas etapas desea usar?: 1
Ingresar caudal de gas medido a condiciones
de succión en (pies3/min) : 3031
-----
OPERACIÓN ADIABÁTICA
-----
Temperatura de salida de cada etapa= 736.527 R
El trabajo adiabático en la etapa 1 es= 343.4 Hp
El trabajo adiabático total es= 343.4 Hp
El trabajo real total es= 418.948 Hp
-----
Ingresar eficiencia mecánica del compresor (0.9 - 0.95): .9
El trabajo dado por el motor es= 465.498 Hp
*****
Desea ver operación politropica si(1), no (0): 0
>>

```

Ejemplo 8.3 Compresión en dos etapas

Un compresor de gas natural es requerido para manipular 4 millones de pies³/día (medidos a 14,7 psia y 60 °F.) desde una condición de succión de 0 psig y 70 °F. hasta una descarga de 140 psig. La altitud en la localidad es 3000 pies. El agua de enfriamiento para el enfriamiento entre etapas está a 80 °F. Determine los requerimientos de potencia dando una caída de presión de 5 psi a través del inter enfriador.

Solución

1. Razón de compresión

A 3000 pies, la presión atmosférica = 13,14 psia (Fig. 8.8)

$$P_1 = 0 + 13,14 = 13,14 \text{ psia}$$

$$P_f = 140 + 13,14 = 153,14 \text{ psia}$$

$$R_c = \frac{153,14}{13,14} = 11,66$$

Esto indica que deben usarse 2 etapas ya que la R_c está sobre 5 o 6. Bajo algunos diseños y para algunas capacidades (no en este caso) esto puede manipularse satisfactoriamente en una simple etapa.

$$\text{Aproximadamente } R_c \text{ por etapa} = (11,66)^{1/2} = 3,42$$

a. Primera etapa:

$$\left. \begin{aligned} P_I &= 13,14 \text{ psia} \\ P_{iI} &= (3,42)(13,14) + \frac{5 \text{ psi}}{2} = 44,9 + 2,5 = 47,4 \end{aligned} \right\} R_c = 3,61$$

b. Segunda etapa

$$\left. \begin{aligned} P_{iI} &= 44,9 - \frac{5 \text{ psi}}{2} = 42,4 \\ P'_{f2} &= 153,14 \end{aligned} \right\} R_c = 3,61$$

2. Temperatura de descarga de la primera etapa

$$T_{iI} = T_I R_c^{(k-1)/k}$$

“k” para gas natural = 1,26

$$T_{iI} = (70 + 460)(3,61)^{(1,26-1)/1,26} = (530)(1,305)$$

$$T_{iI} = 691 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$T_{iI} = 691 - 460 = 231 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3. Temperatura de descarga de la segunda etapa

Como la temperatura del agua es lo suficientemente baja para permitir un buen enfriamiento del gas, enfriamos el gas a 95 °F. esta será la temperatura de succión del cilindro de la segunda etapa.

$$T_{f2} = T'_{iI} R_c^{(k-1)/k} = (95 + 460) (3,61)^{(1,26-1)/1,26}$$

$$T_{f2} = (555) (1,305) = 725 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$T_{f2} = 265 \text{ } ^\circ\text{F}$$

4. Potencia

Volumen a condiciones de succión

$$\begin{aligned}
 V_I &= \frac{4'000000}{24 \times 60} \left(\frac{14,7}{13,14} \right) \left(\frac{460 + 70}{460 + 60} \right) = 3167 \text{ pies}^3/\text{min} \\
 &= \frac{144}{33000} \left(\frac{k}{k-1} \right) P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \\
 &= \frac{144}{33000} \left(\frac{1,26}{1,26-1} \right) 13,14 \times 3167 \left[(3,61)^{(1,26-1)/1,26} - 1 \right] = 267 \text{ Hp}
 \end{aligned}$$

De la Tabla 8.7 para $R_c = 3,61$ el factor de pérdida es 1,22 con lo cual:

Potencia actual

$$BHP = 267 \times 1,22 = 325 \text{ Hp}$$

Segunda etapa:

$$\begin{aligned}
 V_I &= \frac{4'000000}{24 \times 60} \left(\frac{14,7}{42,4} \right) \left(\frac{460 + 95}{460 + 60} \right) = 1028 \text{ pies}^3/\text{min} \\
 &= \frac{144}{33000} \left(\frac{1,26}{1,26-1} \right) 42,4 \times 1028 \left[(3,61)^{(1,26-1)/1,26} - 1 \right] = 279.65 \text{ Hp}
 \end{aligned}$$

Potencia actual

$$BHP = 279,65 \times 1,22 = 341 \text{ Hp}$$

$$\text{Potencia total} = 325 + 341 = 666 \text{ Hp}$$

Esta es la potencia consumida por el cilindro y no contiene cualquier pérdida en la transmisión de potencia desde el motor al punto de uso, tal como fajas o engranes.

Contiene 95 por ciento de eficiencia mecánica para el propio cilindro

Uso de UNTSIM

Usando el simulador UNTSIM, igual que para el problema anterior tenemos

```

Copyright                               2004                               UNT
MSc.                                   Luis                               Moncada
All                                   rights                               reserved
04-Feb-2004
ESTE      PROGRAMA      EFECTUA      LOS      CALCULOS      EN      UN
SISTEMA      DE      COMPRESION
*****
Trabajar      en      SI(1)      Ingles(2):      2

Ingresar      presión      de      entrada      (psia):      13.14
Ingresar      presión      de      descarga      (psia):      140+13.14
Ingresar      razón      de      compresión      por      etapa,      Se      sugiere:
Para      Compresor      RECIPROCANTE      <=      10
Para      Compresor      CENTRIFUGO      3      -      4.5
Para      Compresor      ROTATORIO      <=      4
Para      Compresor      AXIAL      1.2      -      1.5
-----
La      razón      de      compresión      total      es=      11.6545
Rc/etapa:
El      numero      de      etapas      calculado      es=      2.23527
Cálculos      para      compresión      Adiabática(1)      Politropica      (2):      1
-----
CÁLCULOS      PARA      COMPRESIÓN      ADIABÁTICA
USADA      EN      COMPRESOR      RECIPROCANTE
-----
Ingresar      exponente      adiabático:      1.26
Tiene      temperatura      máxima      de      salida      si(1),      no      (0):      0
Ingresar      temperatura      de      entrada      (R):      70+460
Ingresar      eficiencia      adiabática      (fracción):      1
Cuántas      etapas      desea      usar?:      2
Ingresar      caudal      de      gas      medido      a      condiciones
de      succión      en      (pies3/min)      :      3167
Considerar      caída      de      presión      en      enfriadores      Si(1)      No(2):      1
Caída      de      presión      en      enfriador      (psi):      5
-----
RESULTADOS      PARA      OPERACIÓN      ADIABÁTICA
-----
Razón      de      Compresión=      3.6041
Temperatura      de      salida      de      cada      etapa=      690.512      R
El      trabajo      adiabático      en      la      etapa      1      es=      266.514      Hp
El      trabajo      adiabático      en      la      etapa      2      es=      266.514      Hp
EL      TRABAJO      ADIABÁTICO      TOTAL      ES=      533.028      Hp
El      trabajo      real      total      es=      533.028      Hp
-----
Ingresar      eficiencia      mecánica      del      compresor      (0.9      -      0.95):      .8
El      trabajo      dado      por      el      motor      es=      666.285      Hp
*****

```

En este caso el programa no considera los cambios de presión para la succión en cada etapa (pero el resultado no difiere mucho del obtenido en forma rigurosa)

5. Selección del cilindro

Se bosquejarán los pasos generales en la selección del cilindro..sin embargo, la selección actual solamente puede hacerse teniendo información específica de los fabricantes acerca del desplazamiento del pistón y la eficiencia volumétrica del cilindro. La eficiencia volumétrica es una función de la razón de compresión y el valor “k” del gas (ambos independientes del cilindro) y el porcentaje de volumen libre, una función del diseño del cilindro. De la Ec. (8.37)

a.

$$[(Pd) (E_v)] = \frac{BHP' (10^4)}{(BHP / MMCFD)(P_1 - 0,5)^*}$$

* Usar 0,5 solamente cuando la presión de succión es menor que 10 psig, y la R_c usada para la selección de la E_v debe ser corregida.

Para la solución usar 325 BHP para la primera etapa. Sin embargo, es bastante probable que ya sea un motor de 660 HP (sobrecargado) o un motor de 750 HP puede disponerse como “estándar”.

La disponibilidad de HP para la primera etapa basado en 750 HP.

$$\begin{array}{l} \text{Primera etapa} = \left(\frac{325}{666} \right) (750) = 366 \text{ HP disponibles, (BHP' para primera etapa)} \\ \text{Primera etapa} = \left(\frac{341}{666} \right) (750) = 384 \text{ HP disponibles, (BHP' para segunda etapa)} \\ \hline \text{Total} \qquad \qquad \qquad 750 \end{array}$$

Usando esto, la capacidad del cilindro de la primera etapa es:

$$MMCFD = 4,0 \left(\frac{14,7}{14,4} \right) \left(\frac{460 + 70}{460 + 60} \right) = 4,17$$

$$\text{Requerido } [(PD) (E_v)] = \frac{(366)(10^4)}{(325 / 4,17)(13,14 - 0,5)} = 3716 \text{ CFM}$$

Usualmente esto podría manipularse en dos cilindros paralelos.

$$\text{Cada cilindro, } [(PD) (E_v)] = \frac{3716}{2} = 1858 \text{ CFM}$$

El siguiente paso es seleccionar un tipo o clase, diámetro y PD de un cilindro el cual de el volumen requerido y las condiciones de presión. Esto debe hacerse con las tablas de los fabricantes.*

No. Cilind.	Diam.	Clase o tipo	% volumen libre	PD	E_v	$[(PD) (E_v)]$
2	*	*	*	*	*	**

* Tablas de los fabricantes

** Cálculos basados en el cilindro.

El valor calculado de $[(PD) (E_v)]$ deberá ser igual o mayor que el valor requerido de 1858 CFM (en este ejemplo).

Segunda etapa

$$MMCFD = 4,0 \left(\frac{14,7}{14,4} \right) \left(\frac{460 + 95}{460 + 60} \right) = 4,37$$

$$\text{Requerido } [(PD) (E_v)] = \frac{(384)(10^4)}{(341/4,37)(42,2)} = 1166 \text{ CFM}$$

Para esta etapa también debemos seleccionar un cilindro y verificar que el producto $[(PD) (E_v)]$ sea igual o mayor a 1166 CFM.

- b. Si la $[(PD) (E_v)]$ actual es mayor que la requerida, la potencia actual trabajando con el cilindro seleccionado debe ser calculada para tener la seguridad de que la potencia total dada al cilindro no excede la potencia dada por el motor seleccionado.

8.3.3 Solución a problemas de compresión usando el diagrama de Mollier

La determinación del trabajo de compresión como parte del problema de selección del compresor es muy fácil cuando se dispone de un diagrama presión-entalpía o diagrama de Mollier del gas. Esta gráfica presenta la relación actual de las propiedades del gas bajo todas las condiciones del diagrama y considera las desviaciones de la ley de gas ideal. En el rango donde la compresibilidad del gas es significativa, el uso de cartas es más conveniente. Como esta información no está disponible para muchas mezclas, esto se limita a algunos gases (o mezclas) extensamente usados. Cuando esta información ha sido preparada en forma de cartas, el procedimiento es el siguiente,

Potencia

$$\text{Trabajo} = h_2 - h_1$$

h = entalpía del gas, Btu/lb (kJ/kg)

1,2 = estados o condición del sistema: 1 = succión, 2 = descarga.

Potencia actual BHP

$$BHP = \frac{778}{33000} (M) (h_2 - h_1) (L_o) (F_L) \quad (8.41)$$

donde: M = Velocidad de flujo del gas, lbs/min.

L_o = Factor de pérdida, Fig. 8.7

F_L = pérdida en la transmisión solamente para unidades movida a motor = 1,05.

Omitir para maquinas integradas o para máquinas a vapor.

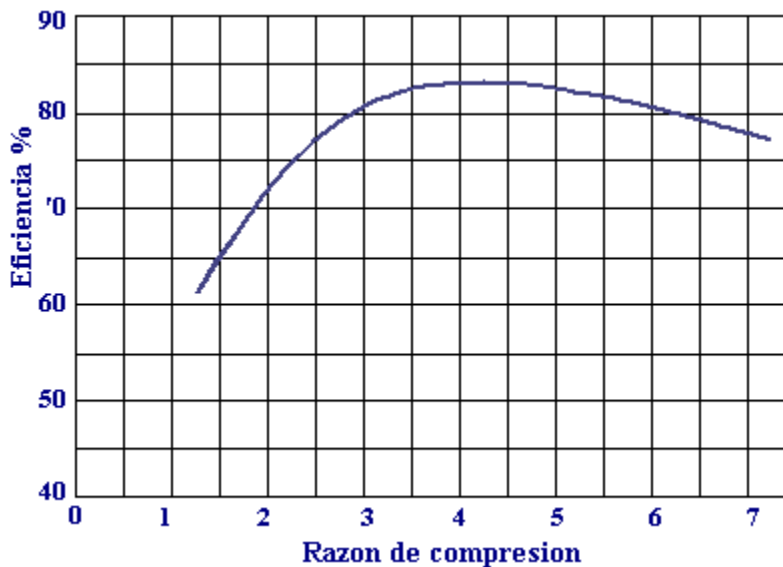


Fig. 8.9 Combinación de eficiencia de compresión y eficiencia mecánica de compresores recíprocos

La Fig. 8.9 representa la combinación de eficiencia de compresión y eficiencia mecánica de una unidad de compresión. Luego, para una aproximación

$$BHP = \frac{778}{33000} (M) (h_2 - h_1) / \eta_{cm} \quad (8.42)$$

Tomando η_{cm} de la Fig. 8.9

$$\text{BHP/MMCF/día} = \frac{\text{IHP}}{0,95} \quad (8.43)$$

0,95 = es el promedio de la eficiencia mecánica.

El tamaño del cilindro es determinado de la misma forma que para el ejemplo de compresión en dos etapas. Se determinan los *CFM* o $[(PD)(E_v)]$ a condiciones de succión y continúa el dimensionamiento.

La eficiencia volumétrica puede expresarse como:

$$E_v = 100 - R_c - \%Cl \left[\frac{v_s}{v_a} - 1 \right] \quad (8.44)$$

donde: v_s = Volumen específico a condiciones de succión, pies^3/lb

v_a = Volumen específico a condiciones de descarga, pies^3/lb

$\%Cl$ = Por ciento de volumen libre = V_{pc} .

Potencia indicada del compresor, IHP

$$\text{IHP/MMCF/día} = 0,0432 (h_2 - h_1) / \eta_{ar} \quad (8.45)$$

$$\text{IHP} = (\text{MEP}) (S) (A_p) (\text{RPM}) / 33000 \quad (8.46)$$

donde:

MEP = Presión efectiva media durante un golpe de compresión, de la tarjeta indicadora, psi.

$$\text{MEP} = 14,73 E'_v \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[R_c^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (8.47)$$

E'_v = usar la Ec.(8.32)

η_{ar} = Eficiencia de compresión, producto de las eficiencias adiabática y reversible, la cual varía con el diseño del cilindro y válvulas y velocidad del pistón, fracción. Los valores están en el rango de 0,70 a 0,80.

A_p = Area de sección transversal del cilindro, pulg^2 ; para cilindros de doble acción usar A_p como $(2 A_p - A_r)$

S = longitud del desplazamiento del pistón, pies

$MMCF = 1'000000$ de pies³ de gas a 14,7 psia y 60 °F.

RPM = Revoluciones por minuto del compresor

Ejemplo 8.4 Cálculo de la potencia usando el diagrama de Mollier.

Un compresor de amoniaco es requerido para manipular 25 000 lbs por hora de gas a condiciones de succión de 105 psia y 70 °F, y descargarlo a 250 psia.

Solución

1. Razón de compresión

$$R_c = 250/105 = 2,38$$

Esto debe ser una etapa simple de compresión

2. Del diagrama de Mollier para amoniaco

Tomando como referencia este diagrama:

- (1) Localizar la condición de succión a 105 psia y 70 °F.
- (2) Leer $h_1 = 635$ Btu/Lb.
- (3) Leer $v_1 = 2,9$ pies³/Lb.
- (4) Seguir la línea de entropía constante (compresión isentrópica) desde el punto de succión hasta intersectar la línea de presión de descarga a 250 psia..
- (5) Aquí, leer $T_2 = 183$ °F.
- (6) Leer $h_2 = 688$ Btu/Lb.
- (7) Leer $v_2 = 1,46$ pies³/Lb.

3. Potencia:

Capacidad, $M = 25\ 000$ lbs./hr. = 417 lbs./min.

Factor de pérdida, Fig. 8.7

$$A \ R_c = 2,38$$

Se lee $L_o = 1,275$

Usando la Ec. 8.37, omitiendo F_L asumiendo para una maquina a gas.

$$BHP = \frac{778}{33000} (417) (688 - 635) (1,275)$$

$$BHP = 663$$

4. Selección el cilindro

$$\begin{aligned} \text{a. } [(PD) (E_v)] \text{ requerido} &= (\text{lbs./min.}) (v_1) \\ &= (4170) (2,9) = 1208 \text{ CFM} \end{aligned}$$

Un simple cilindro dará esta capacidad; sin embargo esto usualmente puede ser manipulado en dos cilindros paralelos para un mejor balance:

$$[(PD) (E_v)] = 1208 / 2 = 604 \text{ CFM}$$

b. Eficiencia volumétrica

$$\begin{aligned} \% E_v &= 100 - R - V_{pc} (v_1 / v_2 - 1) \\ &= 100 - 2,38 - V_{pc} (2,9 / 1,46 - 1) \\ &= 100 - 2,38 - V_{pc} (0,982) \end{aligned}$$

$$\% E_v = 97,62 - 0,982 V_{pc}$$

El valor actual depende del cilindro elegido, en razón a usar el valor correcto de la fracción de volumen libre V_{pc} .

c. Selección de los cilindros.

De los fabricantes, las tablas específicas de cilindros, seleccionar un cilindro para dar la $[(PD) (E_v)]$ requerida, siguiendo el ejemplo de dos etapas de compresión. La capacidad actual final depende de esta selección.

Obteniendo solamente estos cilindros no se completa el diseño. El fabricante debe verificar que no exista interferencia entre los cilindros y que la carga de tensión y compresión sea satisfactoria. Este detalle de diseño es manipulado por el fabricante. El diseño final debe ser dado

por el fabricante, quien será responsable de la adecuada operación de la unidad.

Ejemplo 8.5 Efecto de la Compresibilidad a Alta Presión

Una mezcla de 3000 CFM, base seca, (14,7 psia y 60 °F.), de 60 por ciento de metano y 40 por ciento de nitrógeno está siendo comprimido desde 16 psig hasta 3500 psig. La temperatura de succión es 90 °F. se deben usar ínter enfriadores con agua disponible a 85 °F para enfriar el gas hasta 90 °F, y la instalación está esencialmente a nivel del mar. El gas está saturado con vapor de agua. Se considera una caída de presión en los ínter enfriadores igual a 5 libras.

Este problema involucra la compresibilidad del gas y su contenido de mezcla. Esto se tomará en cuenta en el diseño siguiente:

Solución

1. Razón de compresión:

$$R_c = \frac{3500 + 14,7}{16 + 14,7} = 114,2$$

Esto debe ser llevado a cabo en varias etapas:

$$\text{Para tres etapas } R_c = \sqrt[3]{114,2} = 4,85 \quad \text{sin corregir}$$

$$\text{Para cuatro etapas } R_c = \sqrt[4]{114,2} = 3,17 \quad \text{sin corregir}$$

Aún cuando puede usarse una R_c de 4,85, usualmente es preferible usar una etapa extra y tener una razón menor.

Para esta solución, usaremos 4 etapas.

La presión entre etapas debe balancearse por prueba y error y asumiendo que la mitad de la caída de presión en el ínter enfriador ΔP de 5 psi es dada a cada cilindro.

Succión a la primera etapa:

$$16 + 14,7 = 30,7 \text{ psia}$$

Descarga de la primera etapa

$$(30,7) (3,30) = 101,4 \text{ psia} + 5/2 = 103,9$$

$$R_{c1} = 3,38$$

Succión a la segunda etapa:

$$103,9 - 5 = 98,9 \text{ psia}$$

Descarga de la segunda etapa

$$(98,9) (3,30) = 326 + 5/2 = 328,5$$

$$R_{c2} = 3,32$$

Succión a la tercera etapa:

$$328,5 - 5 = 323,5 \text{ psia}$$

Descarga de la tercera etapa

$$(323,5) (3,30) = 1068 + 5/2 = 1070,5 \text{ psia}$$

$$R_{c3} = 3,32$$

Succión a la cuarta etapa:

$$1070,5 - 5 = 1065,5 \text{ psia}$$

Descarga de la cuarta etapa

$$(1065,5) (3,30) = 3515$$

$$R_{c4} = 3,30$$

Notar que la primera aproximación para “ R_c ” se ha obtenido de la Ec. (8.13). como es difícil calcular la exacta razón de compresión, los valores calculados son bastante cercanos y pueden usarse para cálculos de diseño.

2. Valores “ k ” para mezcla de gases

	Fracción, y	M_{cp}^*	$(y) (M_{cp})$
Metano	0,6	9,15	5,48
Nitrógeno	0,4	7,035	2,81
			8,29

* A 150 °F, de tablas de datos promedio

$$k = C_p/C_v = \frac{8,29}{8,29 - 1,99} = 1,315$$

3. Mezcla

Presión de vapor del agua a la temperatura de succión del cilindro de 90 °F, es 0,6982 psia

Presión total de succión = 30,7 psia para primera etapa

$$\% \text{ mol de agua en el gas} = \frac{(0,6982)(100)}{30,7} = 2,275 \%$$

Peso molecular promedio (base seca)

$$= (0,60) (16) + (0,40) (28)$$

$$= 9,6 + 11,2 = 20,8$$

Moles totales de gas sobre base seca

$$= 3000 / 379 = 7,91$$

Moles de vapor de agua

$$= \frac{(7,91)(0,02275)}{(1 - 0,02275)} = 0,1841$$

$$\text{Moles totales a la primera etapa} = 7,91 + 0,1841 = 8,0941$$

moles/min

Succión a la segunda etapa:

$$\% \text{ mol de agua en el gas} = \frac{(0,6982)(100)}{98,9} = 0,706\%$$

$$\text{Moles de vapor de agua} = \frac{(7,91)(0,00706)}{1 - 0,00706} = 0,0562$$

$$\text{Moles totales a la segunda etapa} = 7,91 + 0,0562 = 7,9662$$

moles/min.

Succión a la tercera etapa:

$$\% \text{ mol de agua en el gas} = \frac{(0,6982)(100)}{323,5} = 0,216\%$$

$$\text{Moles de vapor de agua} = \frac{(7,91)(0,00216)}{1 - 0,00216} = 0,01715$$

$$\text{Moles totales a la segunda etapa} = 7,91 + 0,01715 = 7,927$$

moles/min.

Cuarta etapa:

Despreciando el efecto del vapor de agua, ya que este será considerablemente menor que para la tercera etapa.

Compresibilidad:

$T_c\text{-Metano} = 343\text{ }^{\circ}\text{R}$, $N_2 = 227\text{ }^{\circ}\text{R}$, $P_c\text{-CH}_4 = 673\text{ psia}$, $P_c\text{-N}_2 = 492\text{ psia}$

Temperatura pseudo-crítica:

$$T_c = (0,60) (343) + (0,40) (227) = 296,8\text{ }^{\circ}\text{R}$$

Presión pseudo-crítica

$$P_c = (0,60) (673) + (0,40) (492) = 599,8\text{ psia}$$

Temperatura reducida a condiciones de succión: $\frac{460 + 90}{298,9} = 1,74$

Presión reducida	* Compresibilidad , Z
1ra Etapa: $30,7/599,8 = 0,0513$	$0,998 \cong 1,00$
2da Etapa: $98,9/599,8 = 0,165$	$0,992$
3ra Etapa: $323,5/599,8 = 0,539$	$0,976$
4ta Etapa: $1065,5/599,8$	$0,925$

$$= 1,78$$

4. Potencia actual BHP

$$BHP = (BHP/MMCFD) \left(\frac{\text{capacidad}}{10^6} \right) (Z)$$

Primera etapa: $R_c = 3,38$

$$BHP = \frac{144}{33000} \left(\frac{k}{k-1} \right) P_1 V_1 \left[(R_c)^{(k-1)/k} - 1 \right] (Z_1)$$

Reemplazando valores con $Z_1 = 1,00$

$$BHP = 359 \text{ HP}$$

Segunda etapa: $R_c = 3,32$

$$BHP = \frac{144}{33000} \left(\frac{k}{k-1} \right) P_{12} V_{12} \left[(R_c)^{(k-1)/k} - 1 \right] (Z_2)$$

Reemplazando valores para presión y volumen a condiciones de entrada de la segunda etapa y con $Z_2 = 0,992$

$$BHP = 344$$

Tercera etapa: $R_c = 3,32$

$$BHP = \frac{144}{33000} \left(\frac{k}{k-1} \right) P_{13} V_{13} \left[(R_c)^{(k-1)/k} - 1 \right] (Z_3)$$

Reemplazando valores para presión y volumen a condiciones de entrada de la tercera etapa y con $Z_3 = 0,976$

$$BHP = 337$$

Cuarta etapa: $R_c = 3,30$

$$\text{BHP} = \frac{144}{33000} \left(\frac{k}{k-1} \right) P_{14} V_{14} \left[(R_c)^{(k-1)/k} - 1 \right] (Z_4)$$

Reemplazando valores para presión y volumen a condiciones de entrada de la cuarta etapa y con $Z_4 = 0,925$

$$\text{BHP} = 318$$

$$\text{BHP Total} = 359 + 344 + 337 + 318 = 1358$$

8.4 COMPRESOR CENTRÍFUGO

El compresor centrífugo es muy usado para la compresión de gases y vapores. Se ha demostrado su economía en muchas aplicaciones, particularmente cuando se manipulan grandes volúmenes a presiones moderadas. Este compresor es particularmente adaptable a turbinas a vapor o a otros dispositivos de velocidad constante, así los dos principios fundamentales de operación y control son compatibles. también es adaptable a motor eléctrico, maquinas a gas y turbinas a gas siendo cada instalación para un proceso específico particular. La operación puede ser a costos razonablemente económicos.

8.4.1 Consideraciones mecánicas

Un compresor centrífugo eleva la presión del gas mediante la aceleración del gas a medida que este fluye radialmente a través del impulsor, y convierte esta energía de velocidad en presión al pasar a través de la sección del difusor. El casco es estacionario y el impulsor montado en el eje es rotado por un motor. Las unidades son usualmente montadas horizontalmente con cascos aplanados horizontalmente para presiones bajas y aplanados verticalmente para altas presiones alrededor de 800 psi.

En general la configuración de un compresor centrífugo parece una bomba centrífuga. Sin embargo, la diferencia significativa esta en la operación debido a la compresibilidad del gas. Una analogía dinámica entre estos dos equipos podría usarse para simplificar los principios fundamentales involucrados. Ambos reciben energía mecánica de una fuente externa, y por rotación del impulsor esta se transforma en

energía de presión en el fluido bombeado. La fuerza centrífuga depende de la velocidad periférica del impulsor y la densidad del fluido. El funcionamiento de un compresor centrífugo depende mas de la densidad del fluido y características del material manipulado que para un compresor reciprocante. La velocidad periférica y la columna desarrollada es limitada por la velocidad acústica, de tal manera que la velocidad periférica no debe exceder la velocidad del sonido en el fluido manipulado.

Las partes mas significantes del compresor centrífugo son:

Casco

La cubierta exterior o casco es usualmente adaptada para presiones sobre los 800 psi. Los sopladores de etapa simple operan como un compresor centrífugo, pero son limitados a razones de compresión de 2 a 3,5. sobre estas razones de presión se recomienda compresores de múltiple etapa siendo más económicos y con mejores características de diseño para presiones tan altas como 5000 psi.

Para las situaciones usuales las conexiones de entrada y salida del gas pueden hacerse ya sea en el tope o en el fondo, y algunas veces en ubicaciones horizontales

Diafragmas y difusores

Los diafragmas pueden ser con o sin enfriamiento estos son insertados en el casco entre los impulsores o etapas. Los diafragmas forman las paredes del difusor y guían la entrada del gas a la entrada del siguiente impulsor.

Empaquetaduras

Para sellar la conexión en el eje entre etapas para aislar las presiones entre etapas.

Impulsor

Los principales tipos de impulsor son con aspas radiales y con aspas encorvadas hacia atrás

8.4.2 Especificaciones

Los compresores centrífugos no son unidades en las cuales las compañías de procesos o sus ingenieros deban intentar diseñarlos con gran detalle. Antes que esto, es más importante que se intente (a) que

es lo necesario para el proceso, (b) entender las recomendaciones de los fabricantes, y (c) evaluar los diseños recomendados y la operación en el proceso.

Para hacer esto el ingeniero de procesos debe establecer la función del compresor, sus capacidades bajo condiciones de carga normal, máxima y mínima, los materiales de construcción aceptables para las partes expuestas al fluido de proceso, y la importancia y efecto sobre la operación de varios sellos de fluido. En adición a la importancia de las especificaciones concernientes al proceso, para propósitos de evaluación debe establecerse la distribución y condiciones generales de servicio.

En razón de intentar especificar un compresor centrífugo se debe considerar la siguiente información:

1. Velocidades de flujo y Condiciones de Succión

- a. Presión psia
- b. Temperatura, °F
- c. Libras por hora, o volumen, cfm
- d. Gas de compresión a condiciones de succión
 - (1) Peso molecular
 - (2) Exponente isentrópico (si no se conoce)
 - (3) Factor de compresibilidad (si fuese necesario)
- e. Presión barométrica, psia o mm Hg (en el lugar de instalación)
- f. Requerimiento de las curvas de operación para diseño, 90 %, 80 %, 70 %, 60 % y 50 % de la velocidad de rotación

2. Condiciones de descarga

- a. Presión, psia
- b. Temperatura (si existen limitaciones, de otro modo los fabricantes establecerán según su experiencia el efecto de la temperatura sobre los materiales de construcción. Temperatura a la presión dada, pero 90 % para el 50 % del volumen dado)

3. Agua de enfriamiento

- a. Temperatura en verano, en invierno, y promedio de diseño.
- b. Tipo (de torre de enfriamiento, fresca, salada, etc.)

4. Detalles de diseño del compresor

- a. Tipo y ubicación de las conexiones de entrada y salida en el casco
- b. Tipo de casco (aplanado horizontalmente o aplanado verticalmente)
- c. Enfriamiento - diafragma enfriado, ínter enfriadores externos, inyección de líquido en el casco (esto deberá seleccionarse solamente bajo recomendación de los fabricantes).
- d. Presión mínima de diseño del casco. Necesidad de exámenes del casco a la presión.
- e. Materiales de construcción
 - (1) Casco
 - (2) Eje
 - (3) Diafragmas
 - (4) Impulsor o rotor
 - (5) Empaquetaduras
- f. Sobre velocidad, rpm para cada rueda. Velocidad de operación.
- g. Velocidad crítica de eje, rpm
- h. Nivel de ruido en decibeles.

5. Empaquetaduras y sellos en el eje. Se requiere dibujos detallados de los sellos con aceite y empaquetaduras.

6. Unidad motriz (ver la especificación adecuada en el capítulo sobre unidades motrices)

- a. Turbinas a vapor (dar las condiciones del vapor). Se necesitan las curvas de especificación a velocidades variables.
 - b. Motor eléctrico (dar las condiciones de potencia)
 - c. Máquinas a gas (dar las condiciones del gas)
 - d. Otros (fajas, tornillos, etc)
 - e. Controles para la velocidad
7. **Controles.** Se necesitan diagramas de paradas y alarmas para sobre o baja presión, velocidades altas, altas temperaturas de los cojinetes, y sistemas de lubricación.
8. **Presión de los sistemas de lubricación para el compresor y cojinetes del motor.**
- a. Bomba de aceite
 - b. Bomba de emergencia para el aceite (separada del motor o turbina)
 - c. Depósito para el aceite con dispositivo para purgar el aire
 - d. Enfriamiento del aceite mediante agua a una temperatura y presión específicas.
9. **Accesorios:** Esto usualmente incluye
- a. Manómetro para medir la presión del aceite.
 - b. Manómetro para medir presión del aceite en los cojinetes.
 - c. Indicador de temperatura en cada cojinete.
 - d. Dispositivo para acoplar el eje
 - e. Protección de acoplamiento
 - f. Tacómetro, indicador de vibración
 - g. Placa base para el compresor y el motor
 - h. Tuberías para aceite, vapor y agua, directamente asociadas con la conexión de compresor a unidad motriz

- i. Conjunto de herramientas especiales para desarmar el compresor y el motor
- j. Instrucciones de operación
- k. Dibujos detallados del equipo

10. Detalles adicionales muy usados en la mayoría de aplicaciones

- a. Impulsor: número de mach en el centro y en la periferia
- b. Velocidad máxima del compresor y del motor
- c. Potencia máxima desarrollada por el motor

8.4.3 Características de operación

Las características fundamentales de compresión son las mismas para compresores centrífugos y recíprocos. La manera como estos fundamentos son interpretados debe adaptarse al tipo particular de máquina y característica de operación, y esto considera la diferencia en los procedimientos de diseño.

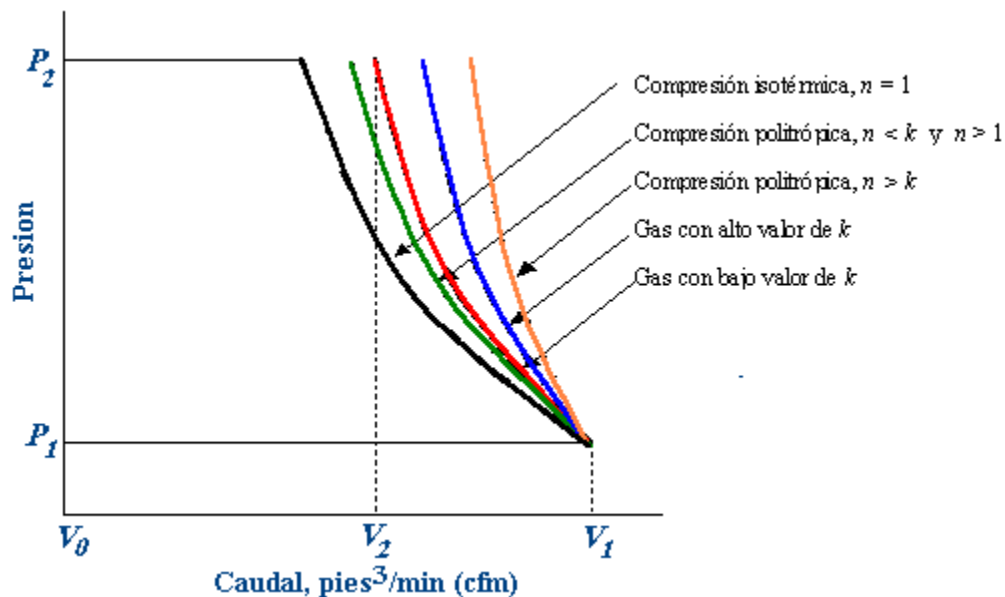


Fig. 8.10 Compresión en una máquina centrífuga

La operación general de un compresor centrífugo es similar a una bomba centrífuga, excepto que el fluido es compresible. Teóricamente la columna desarrollada por un impulsor o rueda es igualmente independiente de las características del gas involucrado. Esto es más

estrictamente cierto para unidades de simple etapa que para múltiple etapa. Es importante recordar que el impulsor actúa solamente en términos del número de pies³ por minuto actuales, y no el número de libras de gas o moles de gas, o incluso pies³ estándar por minuto.

La terminología no será repetida aquí aún cuando la interpretación debe ser suplementada o modificada. Los detalles de diseño servirán como una ayuda en la estimación de las características y no como una base final para el diseño.

8.4.4 Diagrama de compresión

La compresión de un gas a medida que este pasa a través de una máquina centrífuga de simple o múltiple etapa se muestra en la Fig. 8.10. el diagrama puede parecer similar al de un compresor reciprocante; sin embargo el retorno o expansión nunca se lleva a cabo en una máquina centrífuga. A medida que el gas entra a la máquina a P_1V_0 , la velocidad y el volumen correspondiente se incrementa hasta que se alcanza la condición P_1V_1 . la compresión (la cual toma lugar a medida que la velocidad y el volumen aumentan) finalmente sigue la línea de valor “ k ” o politrópica “ n ” desde P_1V_1 hasta P_2V_2 . el gas es descargado continuamente a P_2 mientras se mantenga la condición de succión.

La compresión del gas en prácticamente todas las máquinas comerciales es politrópica. Esto quiere decir que no es ni adiabática ni isotérmica, pero algunos diseños particulares de las máquinas pueden permitir la compresión adiabática y luego relacionarlas a las condiciones politrópica mediante la eficiencia politrópica. Otras operaciones manipulan los cálculos como politrópicos. Para referencia se presentan ambos métodos.

8.4.5 El proceso de compresión

Adiabático

La compresión adiabática de una máquina centrífuga tiene las mismas características que en cualquier otro compresor. Esto es, no se transfiere calor hacia o desde el gas durante la operación de compresión. Se aplica la ecuación característica

$$PV^k = C' \quad (8.48)$$

Donde “k” es la razón de capacidades caloríficas C_p/C_v , para el gas. Un incremento en la temperatura del gas acompaña a la compresión. El uso del proceso adiabático en los cálculos permite al diseñador trabajar con los diagramas de Mollier. Esto es cercano a lo correcto para un compresor con enfriamiento interno. Esta es una operación teórica.

Isotérmico

La compresión isotérmica se lleva a cabo cuando el calor de compresión es removido durante la compresión y la temperatura del gas permanece constante. La ecuación característica es

$$PV = C''$$

(8.49)

Este proceso no es llevado a cabo en unidades comerciales

Politrópico

La compresión politrópica se caracteriza por no ser ni adiabática ni isotérmica. Su relación es expresada

$$PV^n = C'''$$

(8.50)

Donde “n” es la característica del gas que determina esta compresión. Cuando $n = 1$ la compresión es isotérmica; cuando $n = k$, es adiabática. La pendiente de la curva de compresión es una función del exponente “n.” La figura 8.10 ilustra el efecto de los valores de “n” y “k” sobre la compresión del gas y el trabajo asociado con su compresión.

El compresor centrífugo usual no es enfriado internamente, y opera con característica politrópica teniendo “n” mayor que “k”; sin embargo, si la unidad es internamente enfriada “n” será mayor que 1,0 pero puede ser menor que “k”. Las ineficiencias causadas por pérdidas internas (fricción, etc.) impide que la operación sea verdaderamente adiabática, algunos compresores están cercanos a esta condición y esto puede usarse para aproximaciones.

Woodhouse presenta la siguiente relación para el exponente politrópico, n, basado en los volúmenes específicos actuales de entrada y descarga del gas que se esta comprimiendo:

$$n = \frac{\log(P_2 / P_1)}{\log(v_1 / v_2)} \quad (8.51)$$

Esta relación es extensamente usada para determinar la eficiencia politrópica.

8.4.6 Eficiencia

Eficiencia adiabática

La razón de la potencia teórica adiabática a la potencia requerida actual (caballaje de freno) es la eficiencia adiabática. Esta es igual a la eficiencia de compresión multiplicada por la eficiencia mecánica.

$$\eta_a = \frac{\text{trabajo adiabático}}{\text{trabajo politrópico}} = \frac{[(P_2 / P_1)^{(k-1)/k} - 1]}{[(P_2 / P_1)^{(n-1)/n} - 1]} \quad (8.52)$$

$$\begin{aligned} \eta_a &= \frac{\text{aumento de temperatura teórico adiabático}}{\text{aumento de temperatura actual}} \\ &= \frac{T_1[(P_2 / P_1)^{(k-1)/k} - 1]}{T_2(\text{actual}) - T_1} \end{aligned} \quad (8.53)$$

Eficiencia adiabática de eje

Las eficiencias adiabática y politrópica no incluyen las pérdidas en las líneas de transmisión de potencia. Para compensar estas pérdidas se puede usar una eficiencia adiabática de eje η_{as} . Los fabricantes consideran usualmente estas pérdidas en valores de 1 a 3 por ciento para unidades de 500 a 1500 HP (aproximadamente) y mayores para menor potencia, y alrededor de 1 - 1,5 para potencia mayor a 1500.

Eficiencia politrópica

Esta es la razón de la potencia teórica politrópica a la potencia actual (BHP). Esta eficiencia es una medida de la perfección hidráulica del compresor y el valor es el mismo para cualquier gas y cualquier velocidad (dentro de límites razonables).

$$\eta_p = \frac{(k-1)/k}{(n-1)/n} \quad (8.54)$$

Valores de η_p usualmente están entre 0,70 y 0,80. para estimados, es razonable un valor de 0,72; también

$$\eta_p = \frac{\log [(P_2 / P_1)^{(k-1)/k} - 1]}{\log (T_2(actual) / T_1)} \quad (8.55)$$

La [Fig. 8.11](#) da las relaciones entre eficiencias politrópica y adiabática. La eficiencia adiabática puede calcularse a partir de los datos de operación y la eficiencia politrópica leída de las curvas. Para otros casos, η_p puede calcularse de la relación anterior y la eficiencia adiabática determinada de las curvas.

La [Fig. 8.12](#) ilustra las relaciones que pueden existir al evaluar un diseño particular de compresor.

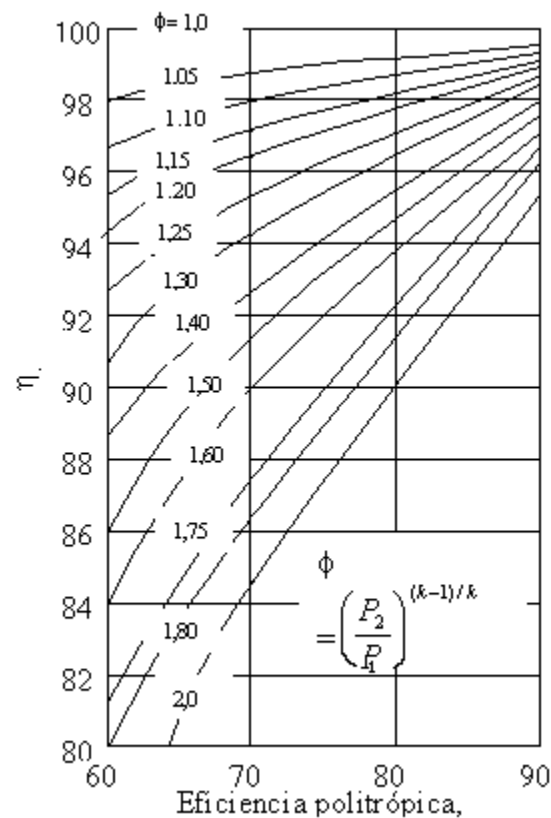


Fig. 8.11 Relaciones entre eficiencias adiabática y politrópica

8.4.7. Columna

Columna adiabática

La altura en pies de gas “mantenida” a la descarga del compresor como la descarga en un sistema al nivel de presión deseado es la columna adiabática. La temperatura y presión de la columna de la compresión se relacionarán mediante la expresión adiabática.

La columna adiabática se expresa:

(a) Sistema Internacional

$$H_a = \frac{RT_1}{9,806} \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] Z_1, \text{ metros} \quad (8.56)$$

H_a = Columna total adiabática, m.

R = Constante del gas, J/(kg.K) = 8314/PM

PM = Peso molecular del gas en kg/mol

T = Temperatura en K

$K = C_p/C_v$

Z_1 = factor de compresibilidad, adimensional

P_1 = Presión de entrada, kPa

P_2 = presión de descarga, kPa

V_1 = Volumen a condiciones de succión, m³/h.

(b) Sistema Inglés

$$H_a = 144 P_1 V_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] Z_1, \text{ lb}_f \text{ pie/lb} \quad (8.57)$$

$$H_a = RT_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] Z_1, \text{ pies} \quad (8.58)$$

$$H_a = \frac{1545}{PM} T_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] Z_1, \text{ pies} \quad (8.59)$$

H_a = Columna total en pies, igual al trabajo de compresión en pie-lb/lb.

R = Constante del gas = 1543/PM

PM = Peso molecular del gas en lb/mol

T = Temperatura en °R

$K = C_p/C_v$

Z_1 = factor de compresibilidad, adimensional

P_1 = Presión de entrada, psia

P_2 = presión de descarga, psia

V_1 = Volumen a condiciones de succión, pies³/min.

También:

$$H_a = \frac{53,3}{SG} T_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] Z_1, \text{ lb-ft-pie/lb} \quad (8.60)$$

SG = Gravedad específica del gas siendo bombeado, referida al aire con un peso molecular de 29

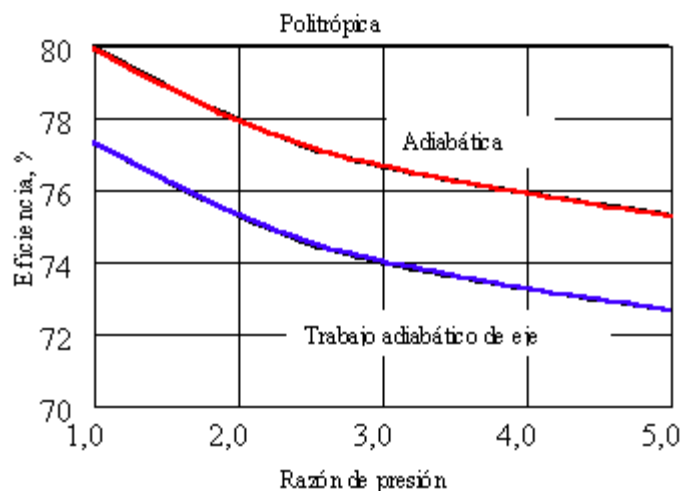


Fig. 8.12 Eficiencias comparativas de un compresor centrífugo de 1550 BHP basado en una eficiencia politrópica de 80 por ciento

Columna desarrollada por una etapa simple

La columna desarrollada por una sola etapa de compresión consistente de un impulsor y difusor depende del diseño, eficiencia, capacidad y está relacionada a su velocidad.

$$H_a = \beta \frac{v^2}{g} \quad \text{pies} \quad (8.61)$$

donde: β = Coeficiente de presión, valores en el rango de 0,50 a 0,65

v = Velocidad periférica, pies/seg.; valores en el rango de 600 - 900 pies/seg

g = Constante gravitacional, 32,2 pies/seg²

Un valor promedio para el coeficiente β es de 0,55. la velocidad periférica usualmente varía entre 600 a 900 pies/seg, sin embargo esto varía con el gas que está siendo comprimido y puede ir sobre los 1100 pie/seg. Los resultados del cálculo de esta columna dan valores de 7000 a 10000 - 11000 pies para simple etapa. A partir de este valor se puede aproximar el número de etapas del compresor.

Columna politrópica

Sistema Internacional

$$H_p = \frac{RT_1}{9,806} \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] Z_1, \text{ metros} \quad (8.62)$$

Sistema Inglés

$$H_p = 144 P_1 V_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] Z_1, \text{ lb}_f \text{pie/lb} \quad (8.63)$$

$$H_p = RT_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] Z_1, \text{ pies} \quad (8.64)$$

$$H_p = \frac{1545}{PM} T_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] Z_1, \text{ pies} \quad (8.65)$$

$$\eta_a \text{ Columna politr\'opica } = \text{ columna adiab\'atica } / \quad (8.66)$$

Trabajo de eje (caballaje de freno o potencia entregada al compresor): BHP

La potencia actual dada al compresor es la suma de la potencia de compresi\'on del gas m\'as las p\'erdidas en el compresor debido a la fricci\'on de las partes mec\'anicas, fricci\'on del fluido, turbulencia del gas, "by-pass" interno del gas, etc.

$$HP_g = \frac{778(h_2 - h_1)W}{33000} = \Delta h W / 42,8 \quad (8.67)$$

$$HP_g = W H_p / (33000)(\eta_p) \quad (8.68)$$

$$BHP = HP_g / (0,99 \text{ a } 0,97) \quad (8.69)$$

Esto es aproximadamente correcto ya que las p\'erdidas mec\'anicas en el compresor son solamente alrededor de 1 - 3 por ciento. La potencia actual tambi\'en puede calcularse de:

$$BHP = \frac{P_1 V_1 [k/(k-1)] \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \left[\frac{(Z_1 + Z_2)/2}{Z_1} \right]}{229(\eta_a)} \quad (8.70)$$

W = Flujo de gas, lbs/min.

h_2, h_1 = Entalp\'ia de descarga y de succi\'on, BTU/lb.

Δh = Variaci\'on de entalp\'ia, BTU/lb.

HP_g = Potencia del gas

H_p = Columna politr\'opica, pies de fluido, Ec.(8.64) (8.65)

η_p = Eficiencia politr\'opica o hidr\'aulica, 0,70 - 0,80

El uso de un diagrama de entalp\'ia o diagrama de Mollier es quiz\'as el m\'etodo m\'as exacto y f\'acil para determinar la potencia.

Velocidad de rotaci\'on

La velocidad máxima de un compresor es determinada por las limitaciones mecánicas o estructurales de la velocidad periférica de las paletas del impulsor. La velocidad requerida se establece por la columna que debe desarrollar. La capacidad de la máquina a condiciones de succión es una función del diseño y el diámetro del impulsor.

La velocidad periférica:

$$u = \pi D (RPM) / 720 \quad \text{pies/seg} \quad (8.71)$$

donde:

$$RPM = \frac{1300}{D} \sqrt{\frac{H'}{\beta}} = 229,3 u / D \quad (8.72)$$

u = Velocidad periférica, pies/seg.

D = Diámetro del impulsor, pulg.

H' = Columna por etapa, pies de fluido

β = Coeficiente de presión, valor promedio de 0,55

Aumento de temperatura durante la compresión

Adiabática:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad (8.73)$$

donde:

T = Temperatura absoluta, °R

Sub-1 = Succión o entrada

Sub-2 = Descarga

Politrópica:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} \quad (8.74)$$

Los valores para condiciones politrópicas representan un compresor sin enfriamiento, el cual no tiene enfriamiento interno, sin inyección de líquido y sin enfriamiento externo para el rango de presión considerada. En los casos de enfriamiento interno el exponente adiabático “k” aproxima a las condiciones actuales, siendo muy pocas, por decir ninguna, las máquinas que pueden manipular suficiente enfriamiento para establecer la condición isotérmica.

El aumento de temperatura esta dado por:

$$\Delta T = T_1 \frac{[(P_2 / P_1)^{(k-1)/k} - 1]}{\eta_a} \quad (8.75)$$

donde: η_a = eficiencia adiabática

ΔT = incremento de temperatura, °F.

Velocidad Sónica o Acústica

La velocidad del sonido en cualquier gas puede calcularse de:

$$V_s = [k (32.2) (R) (T) (Z)]^{1/2} \quad \text{pies/seg.} \quad (8.76)$$

donde: k = razón de capacidades caloríficas, C_p / C_v .

R = Constante del gas = 1545/Peso molecular

T = temperatura absoluta promedio del gas, °R.

Z = Factor de compresibilidad del gas a temperatura T.

La práctica general de diseño evita usar velocidades de gas cerca o sobre la velocidad sónica.

Número de Mach

La razón de la velocidad del gas en cualquier punto a la velocidad del sonido en el gas es conocida como el número de Mach

$$M' = u' / V_s \quad (8.77)$$

u' = velocidad del gas en cualquier punto

Es práctica usual, usar velocidades periféricas, u , del impulsor como un criterio para establecer la aproximación a este número. Usualmente en el diseño se usan valores de M' entre 0,5 a 0,75. la eficiencia disminuye a valores de M' cercanos a 1,0.

Velocidad específica

A un punto dado, la velocidad específica esta dada por:

$$N_s = \frac{(N)\sqrt{V_1}}{(H_a)^{0.75}} \quad (8.78)$$

donde: V_1 = Caudal a condiciones de succión, CFM

N_s = Velocidad específica, RPM

H_a = Columna total desarrollada (adiabática o politrópica)

N = Velocidad de rotación actual del impulsor, revoluciones /minuto

Los compresores centrífugos usualmente tienen velocidades específicas de 1500 - 3000 RPM en el punto de más alta eficiencia

Ejemplo 8.6 Selección aproximada de un compresor

Se requiere un compresor para elevar la presión de 4600 CFM de aire desde presión atmosférica hasta 100 psig. La temperatura ambiente en el verano es de 95 °F. temperatura de bulbo seco para dos meses , y menor para el resto del tiempo de operación. El aire usualmente tiene una humedad relativa de 65 por ciento, pero durante el periodo de "humedad" puede ser 100 por ciento mientras la temperatura sea 95 °F. La elevación está al nivel del mar, el barómetro indica 17,7 psia. La continuidad de suministro de aire es muy crítica.

Solución

Selección aproximada para estudios preliminares (antes del requerimiento formal a los proveedores)

Base: 100 % de humedad relativa @ 95 °F. debido al servicio crítico, (para otras aplicaciones una H.R. de 80 por ciento puede ser satisfactoria.)

1. Volumen de succión

El volumen de 4600 CFM (14,7) es seco y debe ser incrementado por el vapor de agua el cual acompañará en la succión al compresor.

$$V_w = V_d \left(\frac{P_1}{P_1 - P'_v} \right) \quad (8.79)$$

donde: P_1 = Presión total del sistema, psia

V_w = Volumen de gas conteniendo vapor condensable (agua), pies³/min.

V_d = Volumen de gas seco (sin mezclar), CFM

$P'_v = (P_v) (RH)$, psia

P_v = Presión de vapor del vapor de agua en el gas saturado a la temperatura

especificada, usar tablas de vapor, psia.

RH = humedad relativa, fracción

$P_v = 0,8153$ psia @ 95 °F.

$P'_v = (0,8153) (1,00) = 0,8153$ (para 100 % de RH)

$$V_w = \left[(4600) \left(\frac{14,7}{14,7} \right) \left(\frac{460 + 95}{460 + 32} \right) \right] \left(\frac{14,7}{14,7 - 0,8153} \right)$$

= 5499 CFM a 14,7 psia y 95 °F.

2. Razón de compresión

$$R_c = \frac{14,7 + 100}{14,7} = 7,8$$

Esta es muy grande para un solo impulsor, e indica que debe usarse un íter enfriador entre cascos para enfriar el gas hasta una temperatura razonable.

Asumiendo una pérdida de presión entre cascos de 3 por ciento debido al inter enfriamiento. La razón de compresión actual para cada uno de los dos cascos será:

$$R_c = \sqrt{\frac{7,8}{0,97}} = 2,81$$

$$\circ \text{ la total: } R_c = \frac{7,8}{0,97} = 8,04$$

3. Peso molecular promedio

$$\text{Porcentaje de vapor de agua} = \frac{(0,815)(100)}{14,7} = 5,55 \% \text{ (volumen)}$$

$$\begin{array}{rcl} (0,055)(18) & = & 1,0 \\ (0,9445)(28,9) & = & 27,3 \\ \hline \text{Peso molec. prom.} & = & 28,3 \end{array}$$

4. Columna politrópica. De la Ec. 8.40

$$(n - 1) / n = (k - 1) / [(k) (\eta_p)]$$

$$k = 1,40 \text{ para el aire}$$

$$\eta_p = 0,73 \text{ (eficiencia hidráulica o politrópica)}$$

$$\text{Reemplazando valores se tiene } n = 1,64$$

De la Ec.

$$H_p = \frac{1545}{PM} T_1 \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right], \text{ pies}$$

$$H_p = \frac{1545}{28,3} \times 555 \times \left(\frac{1,64}{1,64-1} \right) \left[(2,84)^{(1,64-1)/1,64} - 1 \right]$$

$$= 39040 \text{ pies por casco (2 cascos)}$$

5. presión de descarga del primer casco al íter enfriador:

$$= (14,7) (2,84) = 41,7 \text{ psia}$$

Presión de entrada al segundo casco:

Asumiendo las pérdidas de 3 % (1 % debido a las entradas y salidas, y 2 % debido a las pérdidas en el ínter enfriador y tuberías).

Presión de succión al segundo casco:

$$= (0,97) (41,7) = 40,5 \text{ psia}$$

6. Razón de compresión a través del segundo casco:

$$= 114,7 / 40,5 = 2,83$$

7. Columna politrópica requerida del segundo casco

$$H_p = 39040 \text{ pies}$$

Se ha despreciado el efecto de la remoción de la mezcla sobre el peso molecular, y se asume valores de “k” y “n” constantes, así mismo, se asume que el gas es enfriado hasta 95 °F. así entra al segundo casco

8. Volumen de succión al segundo casco

Asumiendo que el ínter enfriador baja la temperatura del aire hasta 100 °F

$$\text{Volumen} = \left[(4600) \left(\frac{14,7}{40,5} \right) \left(\frac{460 + 100}{460 + 32} \right) \right] \left(\frac{40,5}{40,5 - 0,9492} \right)$$

$$V = 1945 \text{ cfm saturado @ } 100 \text{ °F. y } 40,5 \text{ psia}$$

$$H_p = 39391 \text{ pies, cuando la temperatura de succión es } 100 \text{ °F}$$

9. Selección del casco

Tabla 8.8 Resumen de datos de compresores típicos de múltiple etapa

Serie	No. Máx. Etapas por casco	Eficiencia total %	CFM entrada	Columna de nominal por etapa	Velocidad nominal , RPM	P máx. del casco	
						Hierro	Acero
A	7	78	18000 - 40000	9000	4700	125	Según
B	3	75	20000 - 28000	9000	5000	60	No disp.
C	7	78	12000 - 22000	9000	6200	125	250
D	7	77	3500 - 12000	8500	8100	250	400
E	8	73	1500 - 4500	8000	9800	250	500
F	8	73	1000 - 3500	8000	9800	No disp.	1200

En el diseño actual los fabricantes usan datos de capacidades de impulsores para seleccionar adecuadamente la secuencia de los impulsores requerida para desarrollar la columna en cada casco del impulsor. Cada impulsor tiene su eficiencia a la velocidad dada (usualmente 70 - 75 por ciento).

De la Tabla 8.8 para un volumen de entrada de 5499 CFM. El casco serie. D es apropiado para este caso. Resumiendo el casco serie. D:

No. De etapas por casco máx. = 7

Eficiencia nominal total, % = 77

Rango de volumen de entrada = 3500 a 12000

Columna nominal por etapa, pies = 8500

Velocidad nominal, RPM = 8100

Máx. presión de trabajo del casco = 250 psi para hierro fundido

Número de impulsores requeridos por casco antes del inter enfriamiento

$$= 40000/8500 = 4,7. \text{ Usar 5 impulsores en el casco}$$

Esto requiere una ligera disminución en la velocidad, o seleccionar impulsores especiales (a la velocidad dada) para conseguir la adecuada capacidad y columna.

Velocidad aproximada no corregida

$$= \text{RPM nominal} (\text{columna requerida} / \text{columna total})^{1/2}$$

10. Velocidad aproximada no corregida

$$= (8100) \sqrt{\frac{40000}{(5)(8500)}} = 7860 \text{ RPM (Esta es aceptable)}$$

Devolviendo el aire después del inter enfriador al sexto impulsor en el mismo casco (el casco se diseña de esta manera), o ingresar al primer impulsor de un segundo casco, existen las siguientes condiciones:

De la Tabla 8.8, el segundo casco puede ser la serie E., basado en el volumen de entrada. Resumiendo el casco serie E:

No. De etapas por casco máx. = 8

Eficiencia nominal total, % = 73

Rango de volumen de entrada = 1500 a 4500

Columna nominal por etapa, pies = 8000

Velocidad nominal, RPM = 9800

Máx. presión de trabajo del casco = 250 psi

Número de impulsores requeridos por casco antes del interenfriamiento

$$= 40500/8500 = 5,06$$

Usar 5 impulsores, los fabricantes pueden usualmente suministrar impulsores de capacidad suficiente para dar un incremento sobre 1,2 % en los cinco impulsores

11. Velocidad aproximada no corregida

$$= (8000) \sqrt{\frac{40500}{(5)(8000)}} = 8050 \text{ RPM}$$

Si el casco estaría operando por debajo del 100 por ciento de velocidad, la experiencia muestra que debe aplicarse un factor de corrección general para:

	<u>Factor</u>
Columna	0,98
Eficiencia	0,99

Las correcciones son necesarias para el primer casco ya que su velocidad es menor que la nominal.

Luego la columna total disponible para el casco 1:

$$= (0,98) \text{ (suma de las columnas de los impulsores individuales)}$$

$$= (0,98) [(5) (8500)] = 41700 \text{ pies}$$

$$\text{Velocidad aproximada del casco 1} = (8100) \sqrt{\frac{40000}{(41700)}} = 7920 \text{ RPM}$$

Esta es satisfactoria

12. Volumen específico a condiciones de succión

Peso molecular en la succión = 28,3

Temperatura = 95 °F.

Presión de succión = 14,7 psia

Volumen específico = 14,3 pies³/lb

13. Flujo de masa

= (5499) / (14,3) = 385 lbs/min, entrando a la succión del primer impulsor del primer casco.

14. Caballaje de freno (BHP)

$$BHP = \frac{(W)(H)}{(33000)(\eta_p)} + \text{Pérdidas mecánicas, HP (dato de los fabricantes)}$$

Casco 1:

$$BHP = \frac{(385)(40000)}{(33000)(0,77)} + 25 \text{ (asumido como un valor razonable)}$$

$$= 630 \text{ HP}$$

Si las pérdidas mecánicas se asumen como 2 %:

$$BHP = (630 - 25) / 0,98 = 618 \text{ HP}$$

Esto como todos los métodos aproximados debe verificarse.

Casco 2:

Flujo de masa = 385 lbs/min

$$BHP = \frac{(385)(40500)}{(33000)(0,73)} + 25 \text{ (asumido como un valor razonable)}$$

$$= 665 \text{ HP}$$

Potencia total = 630 + 665 = 1295 BHP.

15. Temperatura de descarga

Para el Casco 1: con 95 °F, de temperatura de succión, y $R_c = 2,84$

$$\text{Temperatura de salida} = T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n}$$

$$T_2 = (555) (2,84)^{(1,64-1)/1,64} = 834 \text{ °R} = 374 \text{ °F}$$

Para el Casco 2: con 100 °F, de temperatura de succión, y $R_c = 2,83$

$$\text{Temperatura de salida} = T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n}$$

$$T_2 = (560) (2,83)^{(1,64-1)/1,64} = 840 \text{ °R} = 380 \text{ °F}$$

Si el casco se enfría internamente, se puede usar el valor “ k ” para calcular el incremento de temperatura.

8.4.8 Leyes de afinidad

Las leyes de afinidad expresan las relaciones entre la columna, capacidad (caudal), velocidad y tamaño de sopladores y compresores centrífugos. En general, estas relaciones pueden aplicarse a condiciones de volumen de entrada para buenos diseños preliminares, pero a los diseños finales, se aplican estas leyes al volumen actual de descarga del impulsor.

A. Velocidad

1. La capacidad varia con la velocidad

$$V_2 = V_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right) \quad (8.80)$$

Donde el sub-1 represente la primera y el sub-2 la segunda condición de operación

V = Capacidad, pies³/min.

N = Velocidad de rotación del impulsor, RPM

2. La columna adiabática varía con el cuadrado de la velocidad:

$$H_2 = H_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (8.81)$$

3. La potencia varía con el cubo de la velocidad:

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 \quad (8.82)$$

A. Diámetro del impulsor (Similares)

Para dos impulsores geoméricamente similares, algunos tipos de impulsores con la misma velocidad específica y operando a la misma velocidad de rotación

1. La columna varía con el cuadrado del diámetro del impulsor :

$$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2, \text{ pies} \quad (8.83)$$

2. La capacidad en CFM varía con el cubo del diámetro del impulsor :

$$V_2 = V_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (8.84)$$

3. La potencia (BHP) varía con la quinta potencia del diámetro del impulsor :

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \quad (8.85)$$

C. Cuando se cambia el diámetro del impulsor

Cuando el diámetro del impulsor es *reducido* (o aumentado), pero manteniendo constante la velocidad:

1. La columna varía con el cuadrado del diámetro del impulsor :

$$H_2 = H_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2, \text{ pies} \quad (8.86)$$

2. La capacidad en CFM varía proporcionalmente a la razón de diámetros del impulsor

$$V_2 = V_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right) \quad (8.87)$$

3. La potencia (BHP) varía con el cubo del diámetro del impulsor :

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (8.88)$$

Estas relaciones no son muy exactas para impulsores grandes. La eficiencia permanece aproximadamente constante durante los cambios.

D. Efecto de la temperatura

Para volumen de entrada constante, manteniendo la velocidad y eficiencia, sin estrangulamiento, pero variando la presión de descarga para reflejar el efecto de la temperatura, se tiene:

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \quad (8.89)$$

Ejemplo 8.7 Cambio de las características a velocidad constante

Se ha diseñado un compresor de aire a velocidad constante para las siguientes condiciones:

$$P_1 = 14,7 \text{ psia (entrada)}$$

$$T_1 = 90 \text{ °F (entrada)}$$

$$V_1 = 12000 \text{ CFM (entrada a la temperatura y presión actual)}$$

$$P_2 = 38 \text{ psia (descarga)}$$

$$\eta_a = 70 \%$$

$$\text{Humedad relativa} = \text{seco} = 0 \%$$

Después de operar a esencialmente las condiciones de diseño durante un año, el proceso ha sido cambiado para tener una disminución de la temperatura de entrada a 50 °F. Cual deben ser las nuevas condiciones de operación:

1. presión de descarga
2. *BHP*

El volumen de succión permanece igual a 12000 CFM.

Solución

1. Razón de compresión:

$$R_c = \frac{38}{14,7} = 2,58$$

2. Columna adiabática para la operación inicial

$$\begin{aligned} H_a &= \frac{53,5}{SG} (T_1) \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] Z_1 \\ &= \frac{53,3}{1,0} (460 + 90) \left(\frac{1,396}{1,396 - 1} \right) \left[(2,58)^{(0,396)/1,396} - 1 \right] (1) \\ &= 32000 \text{ pies (adiabático)} \end{aligned}$$

3. *BHP* para la operación inicial

$$BHP = \frac{(W)(H)}{(33000)\eta_p}$$

De la Fig. 8.11 por interpolación cuando $\eta_a = 0,7$ se tiene $\eta_p = 0,735$

$$\text{De la Ec. } (n - 1) / n = (k - 1) / [(k) (\eta_p)]$$

$$n = 1,628$$

de la Ec. $H_p = \frac{53,5}{SG} (T_1) \left(\frac{n}{n-1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] Z_1$, se calcula la columna:

politrópica $H_p = 34000$ pies

Volumen específico = 13,85 pies³ / lb. A condiciones de succión

$$\text{Lbs./min.} = \frac{12000}{13,85} = 867$$

Potencia de gas:

$$HP_g = \frac{(867)(34000)}{(33000)(0,735)} = 1215$$

$$\begin{aligned} BHP &= HP_g / 0,99 \\ &= 1215 / 0,99 \\ &= 1230 \end{aligned}$$

Alternativamente por cálculos para el proceso adiabático:

$$\begin{aligned} BHP &= \frac{P_1 V_1 (k / k - 1) [(P_2 / P_1)^{(k-1)/k} - 1]}{229 \eta_a} \\ BHP &= \frac{14,7(12000)(1,396 / 1,396 - 1) [(2,58)^{(1,396-1)/1,396} - 1]}{229(0,70)} \\ &= 1201 \end{aligned}$$

4. Presión de descarga para las nuevas condiciones

La velocidad permanece constante, y la columna es la misma

$$\begin{aligned} 32000 &= \frac{53,1}{1,0} (460 + 50) \left(\frac{1,396}{1,396 - 1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(0,396)/1,396} - 1 \right] \\ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{0,284} - 1 &= 0,335 \\ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{0,284} &= 1,335 \\ \left(\frac{P_2}{P_1} \right) &= (1,335)^{\frac{1}{0,284}} = 2,74 \end{aligned}$$

Presión de descarga:

$P_2 = (2,74) (14,7) = 40,3$ psia con 50 °F de temperatura de succión

5. Caballaje de freno a 50 °F., Asumiendo eficiencia politrópica constante

Volumen específico = 12,7 pies³/ lb @ 50 °F.

$$\text{Lbs./ min.} = \frac{12000}{12,7} = 946$$

De la Fig. 8.11 por interpolación cuando $\eta_a = 0,7$ se tiene $\eta_p = 0,735$

Usando el mismo procedimiento dado en el paso 3 se calcula la columna politrópica

$$H_p = 34000 \text{ pies}$$

$$HP_g = \frac{(946) (34000)}{33000 (0,735)} = 1326$$

$$BHP = 1326 / 0,99 = 1339$$

Para comparación , usamos la Ec. (8.89)

$$BHP = 1230 \left(\frac{550}{510} \right) = 1328$$

Esto se compara con 1339 BHP de las relaciones de potencia de gas. Estos valores deben ser iguales, y la diferencia posiblemente se debe al cálculo de “n” y la columna politrópica. Usando el BHP calculado con la eficiencia adiabática η_a :

$$BHP = 1201 \left(\frac{550}{510} \right) = 1295$$

Para las nuevas condiciones a 50 °F. de succión.

Ejemplo 8.8 Cambio de las características variando la velocidad

El diseño original para un compresor centrífugo fue:

Gas: gas de proceso, mezcla de cloro

Condición: seco

$$P_1 = 10,98 \text{ psia entrada}$$

$$T_1 = 100 \text{ °F, entrada}$$

$$V_1 = 9600 \text{ CFM, de entrada}$$

$$P_2 = 20,7 \text{ psia, descarga}$$

$$N_1 = 7840 \text{ rpm}$$

$$BHP_1 = 466 \text{ Hp}$$

$$k = 1,33$$

$$\text{Peso molecular del gas} = 69,8$$

$$\text{Gravedad específica de entrada} = 2,4$$

Las condiciones del proceso cambian y la temperatura del gas disminuye a 80 °F.

Cuál debe ser la nueva velocidad para mantener una presión de descarga constante a un volumen de entrada de 8000 CFM.

Solución

1. Razón de compresión

$$R_c = 20,7 / 10,98 = 1,888$$

2. Columna adiabática

$$H_a = \frac{53,3}{2,4} (460 + 100) \left(\frac{1,33}{1,33 - 1} \right) \left[(1,888)^{\frac{1,33 - 1}{1,33}} - 1 \right]$$

$$= 8560 \text{ pies}$$

3. Nueva presión de descarga

Asumiendo una columna constante para el impulsor a 80 °F

$$8560 = \frac{53,3}{2,4} (460 + 80) \left(\frac{1,33}{1,33 - 1} \right) \left[(P_2 / P_1)^{0,248} - 1 \right]$$

$$(P_2 / P_1)^{0,248} - 1 = 0,1775$$

$$(P_2 / P_1)^{0,248} = 1,1775$$

$$(P_2 / P_1) = (1,1775)^{\frac{1}{0,248}} = 1,932$$

$P_2 = (1,932) (10,98) = 21,1 \text{ psia}$ con 80 °F de temperatura de entrada y velocidad de 7840 RPM

4. Caballaje de freno

$$BHP = 466 \left(\frac{560}{540} \right) = 483 \text{ pies para } 80 \text{ °F. de temperatura de entrada y velocidad}$$

de 7840 RPM

5. Para establecer el nuevo BHP y las curvas de operación:

Probar con 7000 RPM y relacionarla a 7840 RPM y 80 °F.

Volumen a 7000 RPM = 9600 (7000 / 7840) = 8580 CFM

H_a a 7000 RPM = 8560 (7000 / 7840)² = 6800 pies

Nueva presión de descarga

$6800 = (53,3/2,4) (460 + 80) (1,33 / 1,33 - 1)[(P_2/P_1)^{0,248} - 1]$

$(P_2/P_1)^{0,248} - 1 = 1408$

$P_2 = (1,7) (10,98) = 18,68$ psia

BHP a 7000 RPM y 80 °F = 483 (7000 / 7840)³ = 331 HP

7000 RPM es el 89,7 de la velocidad de rotación

Siguiendo el procedimiento para otras velocidades se pueden establecer nuevas curvas de operación

6. Por interpolación de datos de las nuevas curvas se obtiene la velocidad deseada para 80 °F y 8000 CFM a 20,7 psia de descarga

Velocidad aproximada = 7690 RPM

BHP aproximado = 405 HP

8.5 COMPRESOR AXIAL

El compresor axial es usualmente una máquina simple sin enfriamiento, consistiendo de un rotor que gira en el interior de un casco horizontal. El tamaño de estos compresores es mucho mayor que el compresor centrífugo

8.5.1 Características de operación

Las características de operación de los compresores axiales se muestran en la Fig. 8.13 para un compresor con estator fijo capaz de operar a velocidad variable.

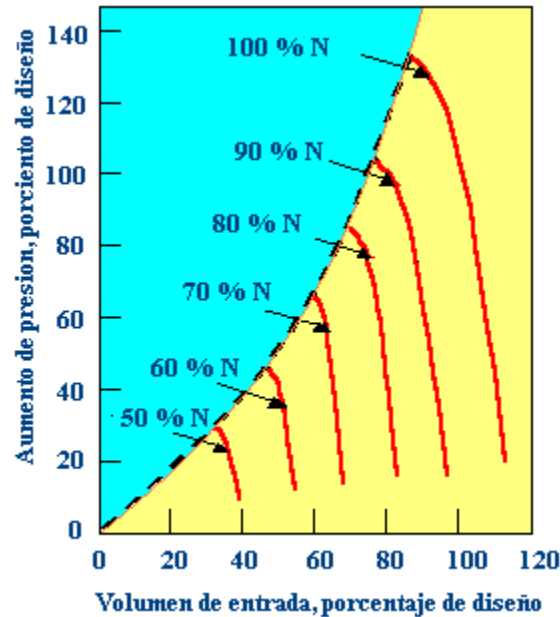


Fig 8.13 Operación de un compresor axial a diferentes velocidades

La operación de un compresor axial consigue aumentar aproximadamente la mitad de la presión a medida que el gas pasa a través de las aspas estacionarias y la otra mitad a través de las aspas rotatorias. La presión estática y la energía cinética aumentan a medida que el gas pasa por la máquina. La analogía entre máquinas axiales y centrífugas es las aspas estacionarias al difusor y el diafragma y aspas rotatorias al impulsor.

Velocidad del gas. Varía entre 300 a 450 pies/seg.

Etapas. Según los métodos cortos un compresor axial requiere el doble de etapas que un compresor centrífugo para el mismo proceso. El número máximo de etapas es aproximadamente 16. el aumento de temperatura es una limitante para el número de etapas.

Volumen. El tamaño es determinado por el volumen de entrada, este es generalmente más pequeño que un compresor centrífugo. El volumen máximo es aproximadamente 500 CFM

Eficiencia. La eficiencia de un compresor axial es alrededor de 8 a 10 por ciento más alta que para un compresor centrífugo.

8.6 SOPLADORES

Son máquinas de desplazamiento positivo con dos impulsores dentro de un casco, los lóbulos de los impulsores giran en direcciones opuestas en forma paralela montados en un eje. La presión de descarga a volumen constante (a velocidad constante) es determinada por la presión del sistema. No tienen válvulas en la succión o la descarga, de tal manera que no son diseñados para una presión específica. Estos pueden ser operados como compresores o bombas de vacío. El gas es atrapado entre los lóbulos y en cada rotación los sopladores dan una cantidad fija de gas medido a condiciones de succión.

Unidades de este tipo pueden manipular capacidades de unos pocos CFM a aproximadamente 50000 CFM. Las presiones en máquinas de simple etapa están limitadas a aproximadamente 15 psig. Con algunos modelos se alcanza hasta 20 psig. El arreglo de múltiple etapa puede alcanzar hasta 30 psig. En servicios de vacío, la presión de succión puede disminuir hasta 8 pulg de Hg (absolutas).

La eficiencia volumétrica varía con la velocidad de operación, siendo baja a bajas velocidades y alta para bajas presiones de descarga. Algunos datos de operación son:

Velocidad, RPM	Ef. Volumétrica	Rango de presión, psig
360	80 - 95	1 a 14
588	70 - 82	1 a 14
720	90 - 97	1 a 14

La velocidad máxima para estas, máquinas está entre 500 a 1200 RPM, dependiendo del diseño y el tamaño de la unidad.

CAPITULO 9

VENTILADORES



Los ventiladores se usan para circular aire dentro de un espacio, para traer aire a él o liberar aire al espacio, o para mover aire a través de ductos en sistemas de ventilación, calefacción o aire acondicionado. Los diferentes tipos de ventiladores incluyen ventiladores de propulsión, ventiladores de ductos y ventiladores centrífugos.

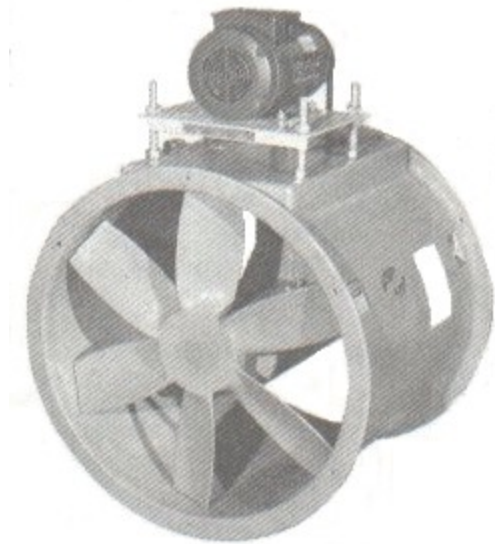


Fig. 9.1 Ventilador de ducto

Los *ventiladores de propulsión* operan virtualmente a una presión estática cero y se componen de dos a seis aspas que se parecen a los propulsores de un avión. Por lo tanto, toman el aire desde un lado y lo descargan del otro lado en una dirección casi axial. Este tipo de ventilador es popular para circular aire en espacios de trabajo o de vivienda para mejorar la comodidad del personal. Cuando están instalados en ventanas u otras zonas abiertas en las paredes de un edificio, introducen aire fresco proveniente de fuera hacia el edificio o liberan aire hacia fuera del edificio. Cuando se instalan en techo o en la parte superior se llaman con frecuencia *ventiladores*.

Los ventiladores de *propela* están disponibles desde tamaños pequeños (pocas pulgadas de diámetro, entregando cientos de cfm) hasta 60 pulg o más en diámetro, entregando más de 50 000 cfm a una presión estática de cero, las velocidades de operación típicamente varían desde aproximadamente 600 rpm hasta 1750 rpm. Estos ventiladores están alimentados por motores eléctricos, tanto en forma directa como a través de bandas.

Los *ventiladores de ducto* tienen una construcción similar a la de los ventiladores de propulsión, excepto que el ventilador está montado dentro de un ducto cilíndrico, como se muestra en la fig. 9.1. El ducto puede ser parte de un sistema de ductos más grande que entrega aire o lo libera desde un área remota. Los ventiladores de ducto pueden operar contra presiones estáticas de hasta 1,50 pulg de H₂O (375 Pa). Los tamaños varían desde muy pequeños, entregando solamente unos pocos cfm, hasta cerca de 36 pulg, entregando más de 20 000 cfm.

Dos ejemplos de ventiladores centrífugos o sopladores centrífugos, junto con rotores, se muestran en las Figs. 9.2 y 9.3. el aire entra al centro del rotor, también llamado impulsor, y es lanzado hacia fuera por las aspas giratorias, por lo tanto agrega energía cinética. El gas a alta velocidad se colecta por la voluta que rodea al rotor, donde la energía cinética se convierte en una presión de gas aumentada para entregarse a través de un sistema de ductos para su uso posterior.

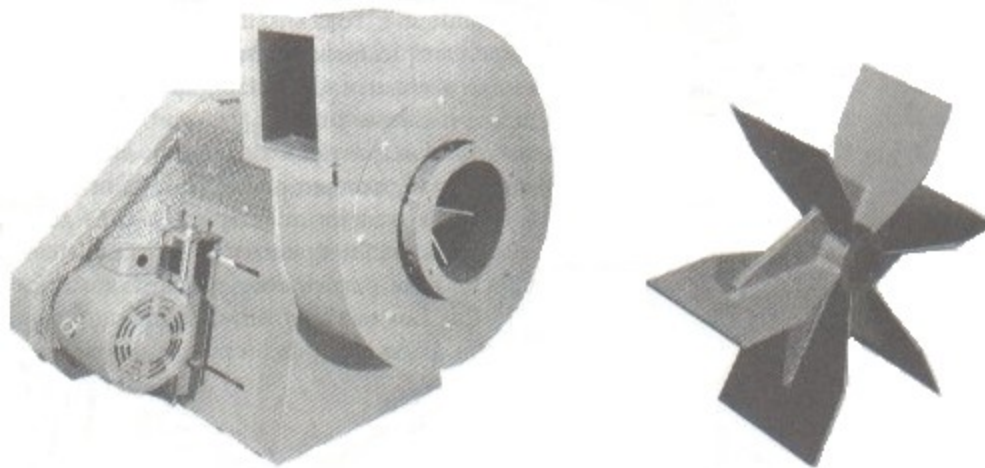


Fig. 9.2 Ventilador centrífugo con rotor de aspas radiales derechas

Para la construcción del rotor existen cuatro diseños básicos, como se muestra en la Fig. 9.4. El *aspa inclinada hacia atrás* se fabrica con frecuencia con simples placas lisas. A medida que el rotor gira, el aire tiende a abandonar en dirección paralela al aspa a lo largo del vector

llamado v_b en la figura. Sin embargo, éste se suma en forma vectorial a la velocidad tangencial de la misma aspa, v_t , que proporciona la velocidad resultante que se muestra como v_R . Las *aspas curvadas hacia delante* proporcionan en general una velocidad resultante de aire más alta, debido a que los dos vectores componentes están casi en la misma dirección. Por esta razón, un rotor con aspas curvadas hacia delante operara a una velocidad más lenta que un ventilador de tamaño similar con aspas inclinadas hacia atrás para el mismo flujo de aire y presión. Sin embargo, el ventilador inclinado hacia atrás típicamente requiere una potencia menor para el mismo servicio. Las *aspas de ventilador inclinadas hacia atrás y de forma superficie sustentadora* operan más silenciosa y eficientemente que las aspas planas inclinadas hacia atrás. Todos estos tipos de ventiladores se utilizan en sistemas de ventilación y en algunos procesos industriales. Los ventiladores de *aspa radial* tienen muchas aplicaciones en la industria para proporcionar grandes volúmenes de aire a presiones moderadas para calentadores, torres de enfriamiento, secadores de material y transporte de material voluminoso.

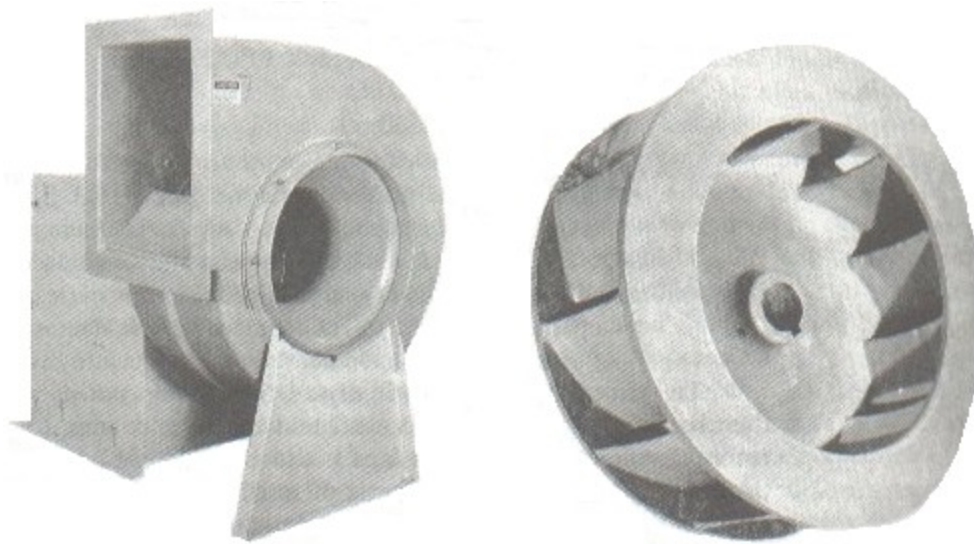


Fig. 9.3 Ventilador centrífugo con rotor de aspas inclinadas hacia atrás

Los sopladores de paleta axial son similares a los ventiladores de ducto, descritos anteriormente, excepto que estos tienen típicamente aspas de forma de superficie de sustentación e incluyen paletas dentro de la cubierta cilíndrica para redirigir el flujo en dirección axial dentro del siguiente ducto. Esto da como resultado una capacidad más alta para desarrollar presiones estáticas para el soplador y la reducción del giro del aire.

Los sopladores de desplazamiento positivo pueden ser reciprocante y rotatorio

La NAFM (“National Association of Fan Manufacturers”) clasifica los ventiladores industriales según la Tabla 9.1, de acuerdo a la presión de descarga.

Clase	Velocidad máxima del impulsor, pies/min	Presión total máxima, pulg. de agua
I	7000 - 10000	3 ³ / ₄
II	7000 - 13000	6 ³ / ₄
III	12000 - 16000	12 ¹ / ₄
IV	12000 - 18500	> 12 ¹ / ₄

*Referido a aire de 0,075 lb/pie³, a 70 °F. y 29,92 “Hg. Barométricas

De todos los tipos de ventiladores, el de mayor uso es el ventilador centrífugo, cuyas características se dan en la Fig. 9.4

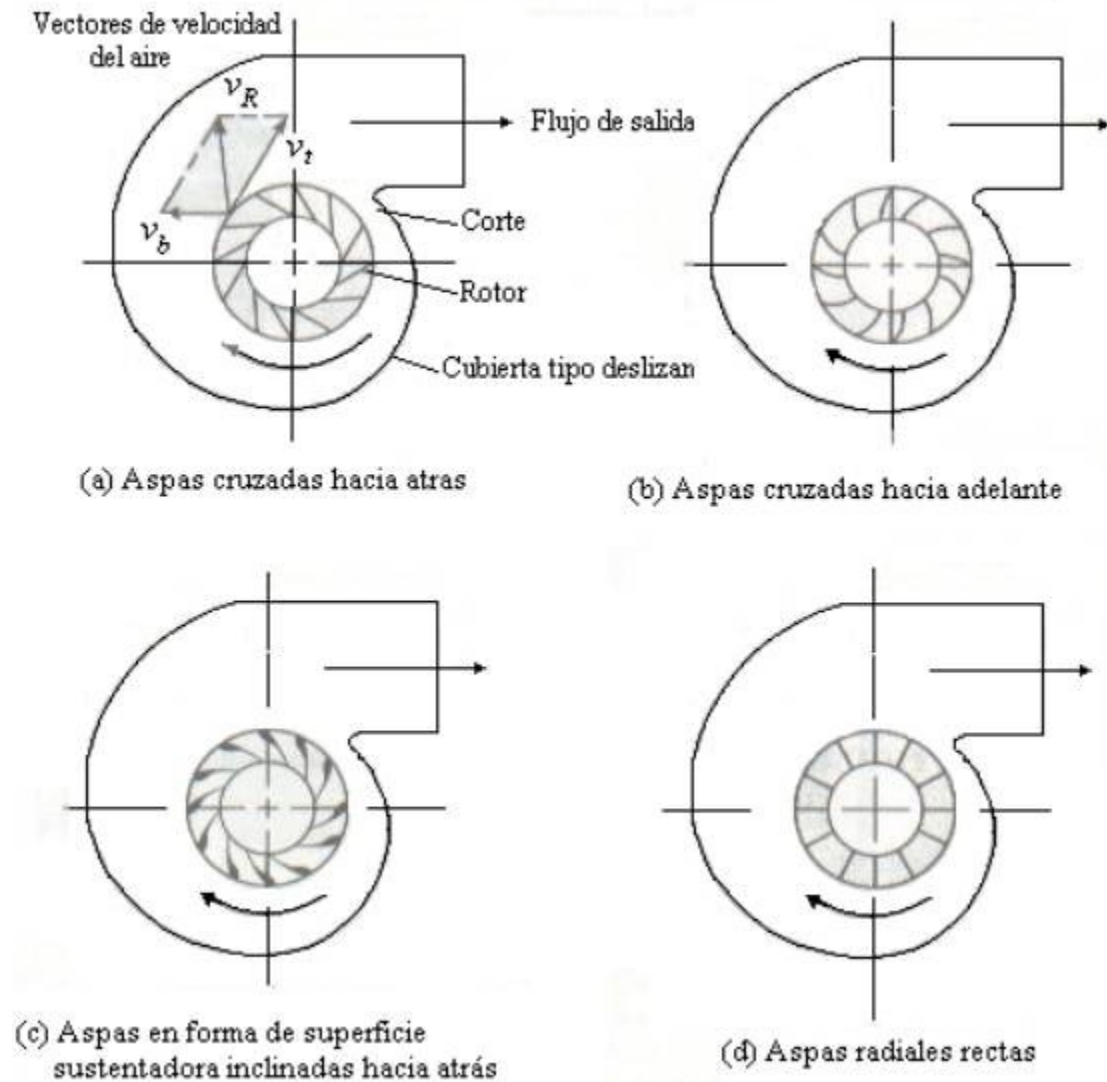


Fig. 9.4 Cuatro tipos de rotores de ventiladores centrífugos

9.1 ESPECIFICACIONES

Para recomendar un adecuado ventilador para el proceso, el Ingeniero de diseño debe ya sea (a) Evaluar las unidades en base a los catálogos de los fabricantes o (b) Proporcionar los datos adecuados para quienes tengan que seleccionar la unidad. La información básica incluye:

A. Gas o Vapor

1. Temperatura, presión y densidad (pies^3/lb) de entrada
2. Presión de descarga, presión absoluta o estática en, pulg. de agua.

3. Naturaleza del gas: corrosión, contenido de partículas, fibras, contenido de mezclas.
4. Capacidad, CFM a 60°F. y 14,7 psia o a otras condiciones *especificadas*.

B. Operación y Control

1. Presión estática normal esperada basada en la resistencia del sistema a
 - a. Punto de operación máximo
 - b. Punto de operación mínimo
 - c. Diagrama del sistema indicando el tipo de resistencias en el lado de la succión y la descarga.
2. Diagrama físico indicando el arreglo del ventilador con respecto a otras partes del sistema.
3. Tipo de control de flujo de aire
 - a. Tuberías de entrada fijas o automáticas
 - b. Descarga
 - c. Combinación
4. Operación continua, intermitente, horas por día.

C. Materiales de construcción recomendados

1. Para todas las partes en contacto con el aire
2. Revestimientos aceptables

D. Nivel de ruido del ventilados; a 10 pies desde el ventilador.

E. Tipo de ventilador preferido o recomendado

1. Centrífugo
 - a. Tipo de aspas del rotor (radiales, encurvadas hacia delante o hacia atrás)

- b. Arreglo
- c. Rotación: Sentido horario o antihorario
- d. Velocidad: RPM
- e. Ubicación de la descarga
- f. Ancho del impulsor (simple, doble)
- g. Entrada (simple, doble); tipo de conexión
- h. Amortiguadores (entrada, salida)
- i. Acceso a abrir el casco: limpiar afuera (tamaño), lavarlo (tamaño)
- j. Tipo de cojinetes, enfriados con agua, enfriamiento con aire
- k. Empaquetaduras: tipo

2. Axial

- a. Arreglo
- b. Rotación
- c. Velocidad: RPM
- d. Ubicación (vertical u horizontal)
- e. Entrada y salida: Estrechamiento especial, entrada en cono, salida en cono, tipo de conexión.
- f. Acceso a la limpieza
- g. Soportes

3. Hélice

- a. Ubicación: vertical, horizontal
- b. Impulsor: tipo y material
- c. Velocidad: RPM

- d. Velocidad máxima del impulsor
- e. Seguridad

F. Mecánica

- a. Caballaje de freno requerido
- b. Motor u otra unidad motriz recomendada, potencia y velocidad
- c. Velocidad del gas en la descarga
- d. Aspas: material y espesor, como se configuran las aspas
- e. Ductos de entrada y salida: material, como operan
- f. Casco y componentes: dar material y espesor
- g. Cojinetes: tipo y como se lubrican
- h. Fajas: numero requerid
- i. Engranajes

9.2 OPERACIÓN

1. **Presión total (P_t):** Presión total de un ventilador es el aumento de presión desde la entrada al ventilador a la salida del ventilador, medida por dos tubos de impacto, uno en el ducto de entrada y otro en el ducto de descarga del ventilador, corregidas por la fricción a la entrada y salida del ventilador respectivamente. Cuando no hay ducto de entrada, la presión total en el lado de la entrada es cero.
2. **Presión de velocidad (P_v):** Presión de velocidad de un ventilador es la presión correspondiente a la velocidad promedio, determinada por el volumen de aire pasando por el área de salida.

$$P_v = \frac{\rho(V_m)^2}{1,203(10^6)}, \text{ pulgadas de agua} \quad (9.1)$$

V_m = velocidad del gas, pies/min

ρ = densidad del gas, lb/pie³

3. **Presión estática (P_s):** Presión estática del ventilador es la presión total (P_t) menos la presión de velocidad (P_v); luego:

$$P_t = P_s + P_v \quad (9.2)$$

P_t = Presión total del sistema, pulgadas de agua

P_s = Presión estática, pulgadas de agua

P_v = Presión de velocidad, pulgadas de agua

4. **Densidad del aire estándar:** es 0,075 lb/pie³
5. **Unidad de presión:** La unida de presión es una columna en pulgadas de agua con una densidad de 62,3 lbs/pie³.
6. **Caudal:** Es el volumen manipulado por un ventilador y es el número de pies³ de aire / minuto expresados *a condiciones de salida* del ventilador.
7. **La potencia desarrollada (AHP):** Es la potencia entregada por el ventilador, se expresa en Hp y esta basada en el volumen y presión total
8. **Potencia suministrada (BHP):** Es la potencia entregada al ventilador se expresa en HP y es la potencia medida que se entrega al ventilador como trabajo de eje.
9. **Eficiencia mecánica (η_m):** La eficiencia mecánica de un ventilador es la razón de potencia desarrollada por el ventilador a la potencia suministrada al ventilador

$$\eta_m = \frac{AHP}{BHP} \quad (9.3)$$

10. **Eficiencia estática (η_s):** La eficiencia estática de un ventilador es la eficiencia mecánica multiplicada por la razón de presión estática a presión total

$$\eta_s = \eta_m \frac{P_s}{P_t} \quad (9.4)$$

11. **Área de salida:** Es el área interior de la salida del ventilador

12. Área de entrada : Es el área interior del collar de entrada.

9.3 LEYES DE VENTILADORES

La operación de un ventilador usualmente se obtiene de las curvas dadas por los fabricantes. Para el cambio de operación de una condición a otra o de un tamaño a otro se pueden usar las denominadas *leyes de ventiladores*.

Las leyes de ventiladores se aplican a sopladores, extractores ("exhausters"), ventiladores centrífugos y de flujo axial. Las relaciones son satisfactorias para cálculos de ingeniería mientras que el aumento de presión no sea mayor a 1 psi. Teóricamente un aumento de presión de 4 pulg. de agua afecta la densidad del aire causando un 1 por ciento de desviación. Mientras se quiera mayor exactitud se usan las relaciones adiabáticas de potencia.

Las leyes son aplicables solamente para ventiladores geoméricamente similares y para el mismo punto de operación en evaluación. Las leyes de ventiladores son:

$$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \left(\frac{N_1}{N_2} \right) \quad (9.5)$$

donde : D = Diámetro del rotor del ventilador, pulgadas

V = Volumen CFM

N = Velocidad de rotación del rotor, RPM

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right) \quad (9.6)$$

P = presión total o presión estática, pulgadas de agua. Cuando cambia la presión estática, la presión total cambia proporcionalmente.

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right) \quad (9.7)$$

BHP = Potencia entregada al ventilador, HP

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{5/2} \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{3/2} \quad (9.8)$$

Ejemplo 9.1 Cambio en la velocidad de un ventilador

Se ha instalado un ventilador manipulando aire a 85 °F, pero tiene insuficiente capacidad. La unidad puede girar hasta 1108 RPM.

La unidad existente:

Diámetro del rotor, $D_1 = 24,5$ pulg

$V_1 = 8708$ CFM

Velocidad de salida = 1400 pies/min.

Presión estática, $P_{s1} = 2$ pulgadas de agua

$N_1 = 957$ RPM

$BHP_1 = 3,78$

El sistema de tuberías y la densidad del aire permanecen iguales después de convertirlo a la nueva velocidad. Determinando las nuevas condiciones de operación, de la Ec. (9.5)

$$V_2 = V_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right) = 8708 \left(\frac{1108}{957} \right) = 10\,070 \text{ CFM}$$

$$P_{s2} = P_{s1} \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 = (2) \left(\frac{1108}{957} \right)^2 = 2,68 \text{ pulg. de agua}$$

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 = (3,78) \left(\frac{1108}{957} \right)^3 = 5,89$$

Ejemplo 9.2 Cambio en la presión de un ventilador

Para el ventilador del Ejemplo 9.1, cuales deberán ser las condiciones si la presión estática debe ser cambiada desde 2 pulgadas hasta 3,5 pulgadas debido a los cambios en el nivel de presión del sistema en el cual se hace la descarga del ventilador?. El sistema de tuberías, la densidad del aire y el tamaño del ventilador permanecen

constantes. Cuales deben ser las nuevas condiciones de operación para este ventilador.

De la Ec. (9.6)

$$V_2 = V_1 \sqrt{\frac{P_2}{P_1}} = 8708 \sqrt{\frac{3,5}{2}} = 11\,510 \text{ CFM}$$

$$N_2 = N_1 \sqrt{\frac{P_2}{P_1}} = 957 \sqrt{\frac{3,5}{2}} = 1\,265 \text{ RPM}$$

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{3/2} = 3,78 \left(\frac{3,5}{2} \right)^{3/2} = 8,84 \text{ HP}$$

Ejemplo 9.3 Cambiar las condiciones de un ventilador diferente (otra serie) para corresponder a uno existente

Usar las condiciones del Ejemplo 9.1 como la unidad de referencia. Determinar las condiciones de un ventilador disponible de 27 pulgadas de diámetro que gira a 858 RPM.

$$V_2 = V_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \left(\frac{N_2}{N_1} \right) = 8708 \left(\frac{27}{24,5} \right)^3 \left(\frac{858}{957} \right) = 10\,370 \text{ CFM}$$

$$P_{s2} = P_{s1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 = (2) \left(\frac{27}{24,5} \right)^2 \left(\frac{858}{957} \right)^2 = 1,95 \text{ pulg. de agua}$$

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 = (3,78) \left(\frac{27}{24,5} \right)^5 \left(\frac{858}{957} \right)^3 = 4,41$$

Notar que esto da condiciones al mismo punto de operación para dos ventiladores, y esta es la única manera en la cual las leyes de ventiladores se aplica a dos unidades diferentes.

Ejemplo 9.4 Cambio de presión a capacidad constante

Usar los datos del ventilador del Ejemplo 9.1. la presión del sistema requiere un cambio a 4 pulgadas de presión estática, pero los CFM deben permanecer iguales. Determinar el tamaño del ventilador, la velocidad y el BHP

Capacidad, $V = 8708 \text{ CFM}$ (constante)

Tamaño del ventilador :

$$D_2 = D_1 \left(\frac{P_{s1}}{P_{s2}} \right)^{1/4} = 24,5 \left(\frac{2}{4} \right)^{1/4} = 20,6 \text{ pulgadas de diámetro del rotor}$$

$$N_2 = N_1 \left(\frac{P_{s2}}{P_{s1}} \right)^{3/4} = 957 \left(\frac{4}{2} \right)^{3/4} = 1610 \text{ RPM}$$

$$\text{BHP} = \text{BHP}_1 \left(\frac{P_{s2}}{P_{s1}} \right) = 3,78 (4/2) = 7,56$$

Notar que probablemente un diámetro de 20,6 pulgadas no se encuentra en los tamaños estándar dados por los fabricantes. Por lo que se debe seleccionar un tamaño estándar cercano a las 20,6 pulgadas y luego recalcular los valores para el tamaño seleccionado hasta alcanzar la condición deseada.. esto puede ser acompañado por un cambio en la velocidad. La mayoría de los fabricantes tienen un diámetro estándar de 20 pulgadas, siendo el siguiente 22,25 pulgadas.

Ejemplo 9.5 Efecto del cambio de temperatura de entrada del aire

El ventilador del Ejemplo 9.1 ha estado operando a 85 °F, de tal manera que el efecto de la densidad del aire de entrada no es significativamente diferente de los 70 °F. la operación ahora requiere que el aire para el proceso sea calentado hasta 175 °F. Cual será el efecto sobre la operación del ventilador.

$$V_1 = 8708 \text{ CFM (constante)}$$

$$N_1 = 957 \text{ RPM (constante)}$$

Densidad del aire a 175 °F

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = 0,075 \left(\frac{460 + 70}{460 + 175} \right) = 0,0627 \text{ lb/pie}^3$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right) = 2 \left(\frac{0,0627}{0,075} \right) = 1,62 \text{ pulgadas de agua}$$

$$\text{BHP}_2 = \text{BHP}_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right) = 3,78 \left(\frac{0,0627}{0,075} \right) = 3,16 \text{ HP}$$

Notar que esta disminución de la densidad del aire requiere menor potencia y que el ventilador puede producir solamente 1,62 pulgadas de presión estática comparada a las 2 pulgadas con aire estándar. La resistencia del sistema debe ser ajustada para acomodar esta disminución en la presión estática, de otro modo se verá las curvas características del ventilador para determinar el flujo con el cual se alcanza la presión estática de 1,62.

9.4 VELOCIDAD PERIFÉRICA

La velocidad periférica del rotor o del impulsor de un ventilador se expresa por:

$$V_p = \pi D'' (N) \quad (9.9)$$

donde: V_p = Velocidad periférica, pies/min

D'' = Diámetro del rotor, pies

N = Velocidad de rotación RPM

9.5 POTENCIA

1. Potencia del ventilador basada en la presión total: HP entregado por el ventilador

$$(HP)_t = \frac{V_1 P_t}{6357 \eta_m} \quad (9.10)$$

2. Potencia del ventilador basada en la presión estática de descarga

$$(HP)_s = \frac{V_1 P_s}{6357 \eta_s} \quad (9.11)$$

3. Caballaje de aire (salida)

$$(HP)_a = \frac{V_1 P_t}{6357} \quad (9.12)$$

4. Caballaje de freno o potencia de eje (BHP) basado en motor a corriente directa

$$BHP = \frac{(I)(e)(\eta_{mot})}{746} \quad (9.13)$$

5. Caballaje de freno o potencia de eje (BHP) basado en motor a corriente alterna (trifásico)

$$BHP = \frac{\sqrt{3}(I)(e)(\eta_{mot})(FP)}{746} \quad (9.14)$$

donde: P_t = Presión total del ventilador, pulgadas de agua

P_s = Presión estática del ventilador, pulgadas de agua

η_m = Eficiencia total (mecánica) del ventilador, fracción

η_s = Eficiencia estática del ventilador, fracción

V_1 = Caudal de entrada, pies³/minuto

BHP = Caballaje de freno, HP

I = Intensidad de corriente, amperios

E = Voltaje de la corriente, voltios

η_{mot} = Eficiencia del motor, fracción

FP = factor de potencia, fracción

9.6 EFICIENCIA

$$\text{Eficiencia mecánica (total), } \eta_m = \frac{(HP)_a}{BHP} = \frac{V_1 P_t}{6357(BHP)} \quad (9.15)$$

$$\text{Eficiencia estática, } \eta_s = \eta_m \frac{P_s}{P_t} = \frac{V_1 P_s}{6357(BHP)} \quad (9.16)$$

9.7 AUMENTO DE TEMPERATURA

El aumento de temperatura cuando el gas pasa a través del ventilador es:

$$\Delta T = \frac{T_1[(P_{s2} / P_1)^{(k-1)/k} - 1]}{\eta_s} - (P_v / P_1)^{(k-1)/k} + 1 \quad (9.17)$$

donde: ΔT = Aumento de temperatura, °F

T_1 = Temperatura de entrada del gas, °R

P_{s2} = Presión estática de salida del gas, pulgadas absolutas de agua; u otras unidades absolutas

P_1 = Presión atmosférica o presión de entrada del ventilador (si no es la atmosférica), pulgadas absolutas de agua; u otras unidades absolutas

P_v = Presión de velocidad de salida, pulgadas absolutas de agua; u otras unidades absolutas

k = Razón de capacidades caloríficas, C_p/C_v

η_s = Eficiencia estática, fracción

9.8 RUIDO DEL VENTILADOR

En muchas instalaciones el ruido de la operación de un ventilador es importante. Esto es particularmente cierto en aplicaciones de calentamiento y acondicionamiento de aire, y es un punto a considerar en aplicaciones industriales.

El ruido del ventilador es función de la velocidad del ventilador, velocidad del aire, y del sistema en el cual está operando. Entonces puede haber una combinación de baja velocidad del ventilador y alta velocidad del aire o viceversa. El ruido es proporcional a la presión desarrollada, y no es afectada por el tipo de impulsor. El más alto nivel de ruido será para frecuencias sobre 100 ciclos por segundo.

9.9 SISTEMAS DE VENTILACIÓN

Un ventilador en operación es siempre parte de un sistema. Este sistema puede ser simple como el caso de un extractor (exhauster) de aire hacia la atmósfera, o puede ser complicado consistente en una serie de ductos, accesorios equipos, etc. Para seleccionar el ventilador se debe analizar el sistema. La selección se basa en la presión estática del sistema para un volumen dado del gas para el sistema. Como los ventiladores operan a relativamente presiones bajas, el efecto de incertidumbre o error en el cálculo de las resistencias puede tener un

gran efecto sobre la potencia y características operacionales. Es buena práctica adicionar entre 10 a 20 por ciento a la presión estática calculada como un factor de seguridad. Algún control debe instalarse en la entrada y salida del ventilador.

Tabla 9.2 Velocidades de salida para ventiladores

Presión estática, pulg. de agua	Velocidad de salida, pies/min
$\frac{1}{4}$	700 - 1000
$\frac{3}{8}$	800 - 1100
$\frac{1}{2}$	900 - 1200
$\frac{5}{8}$	975 - 1300
$\frac{3}{4}$	800 - 1400
$\frac{7}{8}$	900 - 1500
1	850 - 1600
$1 \frac{1}{4}$	900 - 1750
$1 \frac{1}{2}$	1150 - 1900
$1 \frac{3}{4}$	1350 - 2050
2	1400 - 2200
$2 \frac{1}{2}$	1500 - 2500
3	1700 - 2500
4	1900 - 2500
5	2100 - 2600
6	2300 - 2600

Como una guía general para el sistema promedio, si el requerimiento actual de presión es conocido para una capacidad de flujo, el sistema puede calcularse asumiendo que la presión varía con el cuadrado del volumen. La curva es parabólica pasando por el origen de una gráfica presión-volumen.

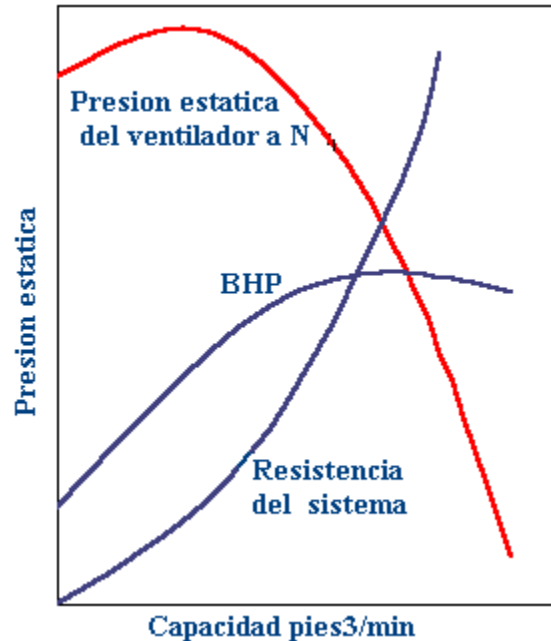


Fig. 9.5 Presión del ventilador y resistencia del sistema

9.10 COMPONENTES DE LAS RESISTENCIAS DEL SISTEMA

Las pérdidas totales de presión o resistencias es la suma de las resistencias de las partes individuales, tales como ductos, ensanchamientos, reducciones, filtros, etc.

La pérdida total del sistema se calcula sobre la base de la suma de la pérdida de presión por fricción y el cambio de velocidad o pérdida dinámica de presión. En un punto cualquiera del sistema:

$$P_t = P_s + P_v \quad (9.18)$$

Presión de velocidad:

$$P_v = (V_m / 4005)^2, \text{ para aire, ver la Tabla 9.3, } \rho = 0,075 \text{ lb/pie}^3$$

Ver Ec. (9.1) para otros gases

$$V_m = \text{Velocidad media de flujo, pies/min} = (\text{pies}^3/\text{min}) / A_d$$

A_d = Area de sección transversal del ducto, pies²

Tabla 9.3 Presión de velocidad para aire estándar, $\rho = 0,075 \text{ lb/pie}^3$

Velocidad en el ducto, pies/min	Presión de velocidad, pulg. de agua
800	0,040
1000	0,063
1200	0,090
1400	0,122
1600	0,160
1800	0,202
2000	0,250
2200	0,302
2400	0,360
2600	0,422
2800	0,489
3000	0,560
3200	0,638
3400	0,721
3600	0,808
3800	0,900
4000	0,998
4200	1,100
4400	1,21
4600	1,32
4800	1,44
5000	1,56
5200	1,69
5400	1,82
5600	1,95
5800	2,10
6000	2,24

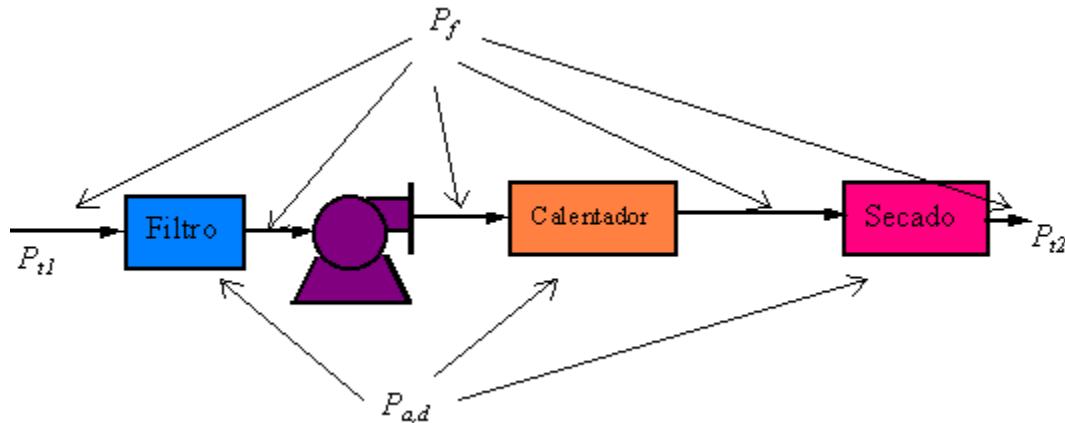
Pérdida total de presión del sistema = suma de todas las pérdidas por fricción en el ducto en el lado de la succión y la descarga del ventilador + suma de las pérdidas por aceleración y desaceleración en el lado de la succión y la descarga + (columna de velocidad en la salida del sistema - columna de velocidad en la entrada al sistema) + (presión estática en la descarga del sistema - presión estática en el lado de la succión)

Matemáticamente se puede representar por:

$$\Delta P_T = \Sigma P_{fs} + \Sigma P_{fd} + \Sigma P_{fa,d} + (P_{v2} - P_{v1}) + (P_{s2} - P_{s1}), \text{ pulg de agua} \quad (9.19)$$

$$\Delta P_T = \Sigma P_{fs} + \Sigma P_{fd} + \Sigma P_{fa,d} + (P_{t2} - P_{t1}), \quad \text{pulg de agua} \quad (9.20)$$

Asumiendo que se tiene el siguiente sistema:



9.10.1 Resistencias en el ducto

Se han establecido datos para la manipulación de aire. Las Figs 7.1 y 7.2 dan las pérdidas de presión por fricción en ductos. Estas Figuras, se basan en aire estándar de 0,075 lb/pie³ de densidad, fluyendo a 70 °F y 14,7 psia a través de ductos limpios de hierro galvanizado, teniendo aproximadamente 40 uniones por cada 100 pies. No hay ningún factor de seguridad en estas gráficas, las cuales se basan en:

$$h_f = f \frac{l v_f^2}{D_i (2g)} \quad (9.21)$$

donde:

h_f = Pérdida de columna debido a la fricción, en pies de fluido

l = Longitud del ducto, pies

D_i = Diámetro interior del ducto, pies

V_f = Velocidad del fluido, pies por segundo

g = Aceleración de la gravedad, 32,17 pies/seg²

f = Factor de fricción, depende del número de Reynolds y la rugosidad relativa del

ducto.

Para bajas presiones encontradas en ventilación y otras aplicaciones de ventiladores, la fricción en ductos puede corregirse para cambios en la densidad del aire o el gas sin traer grandes errores.

$$h_o = h_{fs} \left(\frac{\rho_o}{\rho_{fs}} \right) \quad (9.22)$$

donde: en unidades consistentes)

h_o = Fricción o pérdida de columna bajo condiciones de operación actual, pies de

fluido, o pulgadas de fluido.

h_{fs} = Fricción o pérdida de columna bajo condiciones de aire estándar, pies de

fluido, o pulgadas de fluido.

ρ_o = Densidad bajo condiciones de operación actual, lb/pie³

ρ_{fs} = Densidad bajo condiciones de aire estándar, lb/pie³

Ejemplo 9.1 Fricción en ductos

Encontrar las pérdidas por fricción para 6000 pies³/min (CFM) a través de 100 pies de ducto de 16 pulg. de diámetro.

Seleccionar en la Fig. 7.1, 6000 CFM en la escala izquierda y trazar una horizontal hacia la derecha hasta cruzar la diagonal correspondiente a 16 pulg. la otra diagonal intersectada muestra la velocidad en el ducto, la cual es 4300 pies/min. Luego trazar desde esta intersección una línea vertical para encontrar la fricción por 100 pies de ducto, la cual es 1,35 pulgadas de agua.

Nota: Las Figuras 7.1 y 7.2 se aplican a ductos de hierro galvanizado. Para otro tipo de tuberías usar los factores de corrección dados en la Tabla 9.4

Tabla 9.4 Factores de corrección para fricción en ductos de diferentes materiales

Tipo de tubería	Velocidad:	Factor de
-----------------	------------	-----------

	pies/min	corrección
Acero galvanizado	1000 – 3000	1,43
Concreto	1000 – 2000	1,40
Revestimiento de acero	1000 – 2000	1,90
Tubería lisa	1000 – 2000	0,90

9.10.2 Presión Estática, de velocidad y total

Para un sistema existente se puede medir la presión estática (o total) y calcular la presión de velocidad en la entrada y en la salida.

Para un proyecto nuevo se especifican tanto la presión estática (o total) y calcular la presión de velocidad en la entrada y en la salida para usarlas en la Ec. 9.19 o 9.20

9.10.3 Pérdida de presión por aceleración o desaceleración

Generalmente está pérdida de presión se debe a los equipos instalados a lo largo del sistema de ventilación. En este caso se debe calcular la pérdida de presión para cada equipo de acuerdo a las ecuaciones específicas para el cálculo de caída de presión a través de ellos.

9.10.4 Resumen de cálculos en sistemas de ventilación

1. Hacer la distribución del sistema mostrando las conexiones, longitud de ducto, diámetro del ducto, caudal manipulado, velocidad de circulación del gas, temperatura de succión, equipos, etc. Se pueden usar las tablas para velocidades recomendadas a través de ductos y calcular el diámetro adecuado de ducto.
2. Medir o especificar las presiones estáticas (o totales) en la salida y la descarga
3. Calcular las pérdidas por fricción en el ducto
4. Calcular las pérdidas de presión en los equipos si es que los hubiese
5. Calcular la resistencia total del sistema
6. Seleccionar un tipo de ventilador para la operación deseada. Si el punto de operación del ventilador no coincide con el punto de operación del sistema, hacer uso de las leyes de ventiladores para desplazar el punto de operación del ventilador y hacerlo coincidir con el sistema

Tabla 9.5 Velocidades recomendadas y máximas en ductos para uso industrial

Servicio			Velocidades recomendadas, pies/min	Velocidades máximas, pies/min
Entrada de aire externo			500	1200
Filtros			350	350
Enfriamiento			600	700
Lavadores de aire			500	500
Conexiones de succión			1000	1400
Salida de ventiladores			1600 - 2400	1700 - 2800
Ductos			1200 - 1800	1300 - 2200

9.10.5 Datos de los fabricantes

Las tablas dadas por los fabricantes son convenientes para seleccionar cualquier tipo de ventilador. La Tabla 9.6 es una parte de estas tablas. Usualmente los valores de CFM pueden encontrarse cerca de lo requerido para ser aceptables. La interpolación directa en las tablas para el volumen, la velocidad (RPM) y el caballaje de freno (BHP) es aceptable para rangos cercanos, de otro modo puede usarse la ley de ventiladores.

Las tablas de operación están basadas en aire seco estándar a 70 °F a nivel del mar (presión barométrica de 29,92 pulgadas de mercurio) con una densidad de 0,075 lbs/pie³. Cuando los ventiladores son requeridos para manipular gases a otras condiciones de entrada, deben hacerse correcciones para la temperatura, altitud y densidad del aire o el gas.

La resistencia del sistema debe calcularse de la manera usual y a las condiciones de operación actual del ventilador. Las correcciones son luego aplicadas para convertir esta condición a “estándar” para usarlo en la lectura de estas tablas.

Tabla 9.6 Tamaños estándar de ventiladores

[illegible]

3040	1600	125 1	1,12	*131 4	*1,2 7	1371	1,41	--	--	--	--
3420	1800	130 4	1,29	136 4	1,46	*141 8	*1,6 2	*147 0	*1,7 8	1573	2,11
3800	2000	136 8	1,50	141 9	1,66	1473	1,84	152 0	2,01	*161 6	*2,3 8
4180	2200	143 4	1,74	148 5	1,91	1534	2,11	157 8	2,28	1667	2,66
4560	2400	150 6	2,02	155 2	2,20	1600	2,40	164 0	2,58	1744	2,98
4940	2600	158 3	2,35	162 5	2,54	1666	2,73	170 5	2,92	1786	3,33
5320	2800	166 1	2,71	170 0	2,90	1741	3,11	178 0	3,30	1854	3,74
5700	3000	174 2	3,11	177 9	3,31	1816	3,53	185 4	3,74	1923	4,20
6080	3200	182 2	3,56	185 7	3,77	1893	4,02	192 9	4,24	1996	4,70
6460	3400	189 3	3,99	193 9	4,28	1974	4,54	200 5	4,78	2070	5,26
6840	3600	198 8	4,60	202 0	4,84	2054	5,11	208 5	5,35	2149	5,86
7220	3800	207 2	5,19	210 1	5,44	2136	5,73	216 6	5,99	2226	6,53
7600	4000	216 0	5,85	218 8	6,11	2218	6,40	224 9	6,68	2307	7,24

CFM	Velo c. salid a	3 ½ " Estática		4" Estática		4 ½ " Estática		5" Estática	
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP
2660	1400	--	--	--	--	--	--	--	--
3040	1600	--	--	--	--	--	--	--	--
3420	1800	--	--	--	--	--	--	--	--
3800	2000	171 0	2,74	--	--	--	--	--	--
4180	2200	*175 5	*3,05	184 5	3,46	1927	3,87	--	--
4560	2400	180 8	3,39	*189 4	*3,8 3	*197 0	*4,2 7	204 6	4,71
4940	2600	186 5	3,76	194 5	4,22	2020	4,69	*209 3	*5,1 4
5320	2800	193 0	4,19	199 9	4,64	2074	5,13	214 2	5,62
5700	3000	199 5	4,66	205 9	5,11	2131	5,63	219 9	6,13
6080	3200	206 4	5,18	212 4	5,64	2194	6,18	225 7	6,70

6460	3400	214	5,76	219	6,23	2261	6,79	232	7,33
		0		8				0	
6840	3600	221	6,39	227	6,89	2330	7,47	238	8,01
		4		0				7	
7220	3800	229	7,07	234	7,60	2401	8,20	245	8,76
		0		4				6	
7600	4000	236	7,81	242	8,38	2477	8,97	252	9,54
		4		0				9	

* Puntos de máxima eficiencia

Tablas basadas en aire estándar de 0,075 lb/pie³ (70 °F a nivel del mar)

ANCHO SIMPLE - SIMPLE SUCCIÓN

Diámetro exterior de salida = 15 ½ " x 18 ½ "

Diámetro del impulsor = 18 ¼ "

Velocidad = 4,78 x (RPM), pies/min.

$$\text{BHP máximo} = 0,591 \left(\frac{\text{RPM}}{1000} \right)$$

Densidad = 0,075 lb/pie³

N máxima = 3020 RPM

Temp. Máxima = 200 °F para aire libre de partículas abrasivas

9.10.6 Operación a condiciones diferentes de la estándar

1. Densidad actual del gas (o aire) bajo condiciones de operación

Para aire:

$$\rho = 1,3285 \frac{P}{T}, \text{ lb/pie}^3 \quad (9.23)$$

P = Presión actual, pulg de Hg

T = Temperatura actual °R

Para gases diferentes al aire, se debe calcular la densidad aplicando las ecuaciones correspondientes.

2. Presión estática equivalente

$$\text{Presión estática equivalente} = (\text{presión estática requerida}) \frac{0,075}{P_{\text{actual}}} \quad (9.24)$$

3. De las tablas de los fabricantes para aire o gas. Al caudal requerido (CFM) a las condiciones de operación de entrada y la presión estática calculada en el punto (2), leer la velocidad (RPM) y el BHP. Si es necesario se debe interpolar.
4. La RPM es el valor correcto para las condiciones actuales de operación
5. El BHP debe ser corregido debido a la densidad

$$\text{BHP actual} = (\text{BHP de la tabla}) \frac{P_{\text{actual}}}{0,075}$$

6. La operación correcta a las condiciones actuales de operación será:

CFM a las condiciones de entrada

Presión estática a las condiciones de entrada, pulgadas de agua

Temperatura a las condiciones de entrada

RPM leído de las tablas de los fabricantes

BHP corregido según el paso (5)

Ejemplo 9.6 Selección de un ventilador

Un sistema requiere 6060 CFM de aire a 400 °F contra una presión estática de 2,04. La instalación está a una elevación de 1400 pies.

Determinar: Que tipo de ventilador deberá usarse.

Se usara un ventilador con aspas encorvadas hacia atrás debido a que no se conoce lo siguiente: (1) La precisión con la que se ha determinado las características del sistema de 2,04 pulgadas de agua

para 6060 CFM, (2) El tipo de control de proceso que debe usarse, y (3) la posible variación del sistema.

Un impulsor con aspas encorvadas hacia atrás puede operar con las condiciones no conocidas anteriormente. Este tipo tiene:

1. Altas eficiencias. Estas aspas ofrecen flexibilidad para proporcionar altas eficiencias en un amplio rango. Y tiene su máxima eficiencia cerca de su máxima potencia. Estos dan flexibilidad por sobre y por debajo del punto de diseño.
2. Ofrecen un amplio rango de presión estática con pequeños cambios en la capacidad.

Determinar: Pueden los 6060 CFM a 400 °F. y contra una presión estática de 1 ½ pulgadas ser usadas para seleccionar un ventilador de las tablas de los fabricantes?

Las tablas de los fabricantes son preparadas de acuerdo a los estándares industriales dado por: "Air Moving and Conditioning Association". Estas tablas se basan en aire estándar.

Condiciones de operación diferentes a estas deben ser corregidas antes de ir a las tablas.

Como este es un sistema de aire, usando la Ec. 9.23

1. Densidad actual del aire a las condiciones de operación

$$\rho = 1,3285 \frac{28}{460 + 400} = 0,0433 \text{ lb/pe}^3$$

$$\text{Razón de densidades del aire} = \left(\frac{0,0433}{0,075} \right) = 0,584$$

2. Presión estática equivalente a las condiciones de operación

$$= 2,04 \left(\frac{0,075}{0,0433} \right) = 3,53 \text{ pulgadas de agua}$$

3. Seleccionando un ventilador de las tablas de los fabricantes, Tabla 9.6 a 3,53 pulgadas y 6060 CFM. Desde que un ventilador de velocidad constante entregará el mismo volumen contra 2,04 pulgadas a la densidad de 0,0433 que el dado a 3,53 pulgadas a condiciones estándar. Notar que esta tabla limita la selección a 200 °F de

temperatura de operación. Usualmente el fabricante tendrá el mismo tipo de ventilador disponible en el siguiente tipo para operación a alta temperatura. Algunas veces el límite se debe solamente al tipo de cojinetes y su modo de enfriamiento. Para este ejemplo asumimos que una unidad aceptable está disponible según las tablas dadas.

Para *estimados* prácticos puede omitirse una interpolación ya que los valores de la tabla están cercanos a los actuales.

$$\text{CFM} = 6080$$

$$\text{Velocidad} = 2064 \text{ RPM a } 3,5 \text{ pulgadas}$$

BHP = 5,18 para aire estándar (es ligeramente alto para las condiciones actuales)

4. Velocidad actual = 2064 RPM (ligeramente alta para 3,53 pulgadas)

5. Caballaje de freno actual del ventilador (potencia entregada al ventilador)

$$\text{BHP} = 5,18 (0,0433/0,075) = 3,0$$

6. Operación 1400 pies de elevación y 400 °F. la temperatura de entrada del aire debe ser: (aproximadamente, esta puede ser mejorada aplicando las leyes de ventiladores para datos reales de las tablas.)

$$\text{CFM} = 6080$$

$$\text{Velocidad} = 2064 \text{ RPM } (\pm)$$

$$\text{BHP} = 3,0$$

7. BHp máximo sin sobrecarga (de las tablas de operación)

$$= 0,591 \left(\frac{2064}{1000} \right)^3 = 5,2$$

8. Motor

Si se usa motor eléctrico, este debe tener una potencia de salida de 5 HP para cubrir las pérdidas y no tener sobrecarga. Los 0,2 HP de sobrecarga bajo condiciones pico no justifica un motor de 7,5 HP. Como se espera una operación entre 3,0 y 5,0 HP el motor puede usualmente sobrecargar 10 por ciento sin ninguna dificultad.

Pregunta: Podría usarse otro ventilador para esta operación?

Se podría examinar el siguiente tamaño más grande de ventilador. Otros fabricantes podrían posiblemente dar un tamaño diferente que pueda ser más eficiente. La selección final debe basarse en el análisis de diferentes tipos de ventiladores de varios fabricantes.

Pregunta: Cual es la velocidad del extremo de este ventilador?

Diámetro del impulsor = 18,25 pulgadas

Velocidad del extremo = $(18,25/12) (\pi) (2064) = 9880$ pies / min.

O de las tablas de los fabricantes:

Velocidad del extremo = $4,78 (2064) = 9880$ pies/min

Este ventilador está en la Clase II de acuerdo a la Tabla 9.6, pero puede ser de Clase I en algunos otros diseños.

Pregunta:Cuál es la velocidad de salida de este ventilador?

Cuál es el significado de esta velocidad?

De las Tablas de los fabricantes, la velocidad de salida es 3200 pies/min.

Cuando es importante una operación sin oscilaciones, la velocidad de salida debe estar en el rango de 1200 a 2100 pies/min. La velocidad de salida baja corresponde a baja presión de velocidad de salida, y esto influye directamente sobre el consumo de potencia. La velocidad podría mantenerse en un mínimo, particularmente cuando la presión estática es baja. Sin embargo debe considerarse que velocidades muy bajas (menos de 100 pies/min) no son deseables.

Ejemplo 9.7 Selección de un ventilador usando Gas de Proceso

Se usa un ventilador para manipular 49500 CFM (a condiciones de succión) de un gas de proceso a una condición de succión de 120 °F y 13,5 psia y debe descargarse a 2,5 pulgadas de agua. La densidad del gas a las condiciones de succión es 0,085 lb/pie³.

Como las tablas de los fabricantes se basan en aire estándar 0,075 lb/pie³, esta diferencia de densidad debe ser considerada. De acuerdo a las leyes de ventiladores, si la velocidad (RPM) y la capacidad (CFM)

son constantes, la presión y la potencia varían directamente con la razón de densidades:

$$1 \text{ Presión estática equivalente} = 2,5 \left(\frac{0,075}{0,085} \right) = 2,21 \text{ pulgadas de agua.}$$

2. De las tablas de los fabricantes (no ilustrada) seleccionamos un ventilador de las siguientes características:

Diámetro del impulsor = 60 pulgadas

$$\text{BHP máxima} = 187,6 \left(\frac{\text{RPM}}{1000} \right)^3$$

$$\text{Area de salida} = 20,70 \text{ pulgadas}^2$$

$$\text{CFM} = 49680$$

$$\text{Velocidad de salida} = 2400 \text{ pies/min.}$$

$$\text{Presión estática} = 2,25 \text{ pulgadas de agua.}$$

$$\text{BHP} = 26,1$$

$$\text{RPM} = 521$$

Como la capacidad del ventilador esta ligeramente sobre los requerimientos (0,3 por ciento más), no es necesario hacer las correcciones de velocidad y BHP por interpolación. Sin embargo, si se desea hacer correcciones como en los ejemplos anteriores, se tiene:

$$3. \text{ RPM correcta} = 521 \text{ (sin interpolación)}$$

$$4. \text{ CFM actual} = 49680$$

$$5. \text{ BHP actual} = (26,1) \left(\frac{0,085}{0,075} \right) = 26,9 \text{ (para el gas)}$$

$$6. \text{ BHP máximo} = 187,6 \left(\frac{521}{1000} \right)^3 = 26,4 \text{ (para el aire)}$$

$$\text{BHP máximo} = 26,4 \left(\frac{0,085}{0,075} \right) = 29,9 \text{ (para el gas)}$$

Esto indica que el ventilador seleccionado está operando cerca al punto máximo

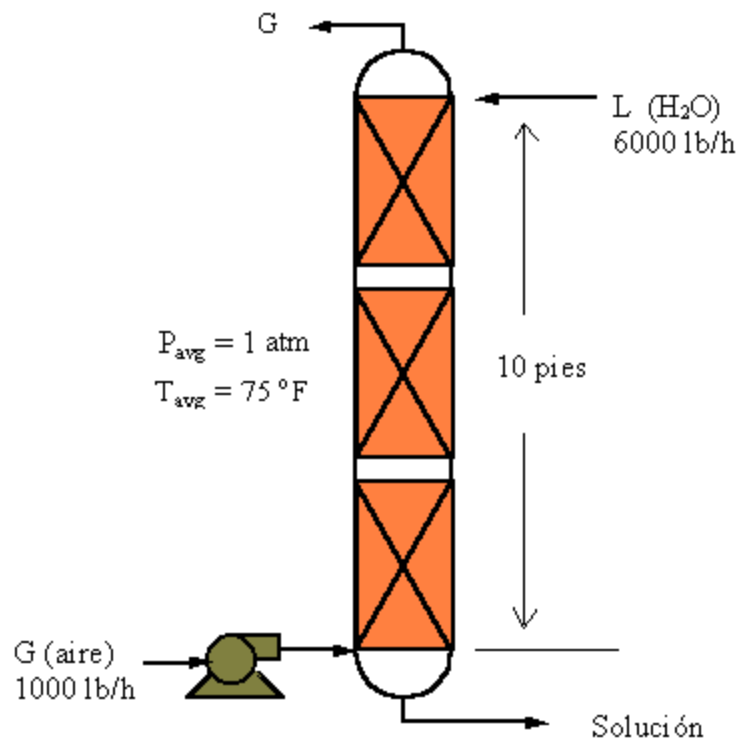
Ejemplo 9.8 Pérdida de presión (resistencia) en equipos

Se debe emplear una máquina para forzar 1000 lbs/hr de aire a través de una torre rellena de 12 pulgadas de diámetro interior. El aire debe ponerse en contacto con 6000 lbs/hr de agua que fluye en contracorriente en la torre. La torre está rellena con monturas Berl de 1 pulgada con una altura de relleno de 10 pies. La presión promedio en la torre es 1 atmósfera y la temperatura promedio 75 °F. se puede usar a la entrada de la torre, en la combinación de máquina a motor una eficiencia de 50 por ciento.

Qué tipo de máquina se debe usar para el manejo del aire?

Cuál es el consumo anual de energía en kW-hr/año si la unidad debe operar 8000 horas/año.

Solución



1. Se estima la caída de presión a través del relleno, la cual será la única resistencia que debe vencer la máquina.

$$\frac{\Delta P}{Z} = \gamma (10)^{\Phi L / \rho_L} \frac{G^2}{\rho_G}, \text{psia}$$

Para Monturas Berl de 1 pulgada:

$$\gamma = 16 \times 10^{-8}$$

$$\Phi = 3 \times 10^{-3}$$

L = velocidad másica del agua:

$$L = \frac{6000}{(\pi/4)(1)^2} = \frac{6000}{0,785} = 7650 \text{ lb/hr.pie}^2$$

$$G = \left(\frac{1000}{0,785} \right) = 1275 \text{ lb/hr.pie}^2$$

$$\rho_L = 62,4 \text{ lb/pie}^3$$

$$\rho_G = \frac{PM}{RT} = \frac{14,7 \times 144 \times 29}{1545 \times 535} = 0,0742 \text{ lb/pie}^3$$

$$\frac{\Delta P}{Z} = 16 \times 10^{-8} (10)^{\frac{3 \times 10^{-3} \times 7650}{62,4}} \frac{1275^2}{0,0742} = 8,2 \text{ lb/pie}^2 - \text{pie de relleno}$$

$$Z = 10$$

$$\Delta P = 82 \text{ lb/pie}^2 = 0,5694 \text{ lb/pulg}^2 = 15,9 \text{ pulgadas de agua}$$

Como la resistencia que se debe vencer es menor a 1 psi, se debe usar un: **VENTILADOR CENTRIFUGO**

$$2. \quad \text{BHP} = \frac{Q \times H}{6356 \times \eta_M}$$

$$Q = 1000 v_A \text{ pies}^3/\text{hr}$$

$v_A = 13,5 \text{ pies}^3/\text{lb}$ (volumen específico a 1 atm y 75 °F B.S. Carta psicrometrica)

$$Q = 1000 \times 13,5 = 13,500 \text{ pies}^3/\text{hr} = 225 \text{ CFM}$$

$$\text{BHP} = \frac{225 \times 15,9}{6356 \times 0,50} = 1,12 \text{ HP}$$

$$\text{Consumo} = 1,12 \times 0,746 \times 8000 = 6684 \text{ kW-hr/año}$$

CAPITULO 10

TUBERÍA Y ACCESORIOS

10.1 CONDUCTOS Y TUBERÍAS COMERCIALMENTE DISPONIBLES

Los diámetros internos y externos de conductos y tubos estándar disponibles comercialmente, pueden ser bastante diferentes del tamaño nominal dado. En esta sección describiremos varios tipos de conductos y tubos utilizados ampliamente. En los [apéndices](#) se dan los datos correspondientes al diámetro exterior, diámetro interior, grueso de pared y área de flujo para algunos de tales tipos. Los tamaños nominales para los conductos comercialmente disponibles todavía están en unidades de pulgadas, a pesar de que la adopción del SI es una tendencia internacional. Puesto que el tamaño nominal se utiliza solamente para el diseño de ciertos conductos o tuberías, en el presente libro se utilizará el tamaño estándar convencional, sin embargo, como se puede apreciar en el [apéndice H](#), las dimensiones están dadas en milímetros (mm) para los diámetros interior y exterior y para el grueso de las paredes. El área de flujo está dada en metros cuadrados (m²)

para ayudarle a mantener la consistencia de unidades en los cálculos. Los datos también se dan en el Sistema Británico de Unidades.

10.1.1 Conducto de acero

Las líneas de conductos para propósitos generales, a menudo, están construidas de acero. Los tamaños estándar de los conductos de acero están diseñados de acuerdo con el tamaño nominal y el número de calibre. Los números de calibre están relacionados con la presión de operación permisible y con la tensión permitida del acero en el conducto. El intervalo de números de calibre va de 10 a 160, y los números más grandes indican un grosor mayor en las paredes del conducto. Como todos los calibres de conductos de un tamaño nominal dado tienen el mismo diámetro externo, los calibres más grandes tienen un diámetro interno más pequeño. La serie más completa de conductos de acero disponibles son los calibres 40 y 80. en el [apéndice H](#) se dan los datos correspondientes a estos dos calibres tanto en SI como en las del Sistema Británico de Unidades.

Remítase a la Norma ANSI/ASME 31.1-1992, *Power Piping* (Conductos de Potencia), en donde se da un método para calcular el mínimo grueso de pared aceptable para conductos.

10.1.2 Tubos de acero

Los tubos estándar de acero se utilizan en sistemas hidráulicos, condensadores, intercambiadores de calor, sistemas de combustible de motores y en sistemas industriales de procesamiento de fluidos. Los tamaños están diseñados según el diámetro externo y el grueso de las paredes. En el [apéndice I](#) se presentan los tamaños estándar desde 1/8 de pulgada hasta 2 pulgadas, para varios gruesos de pared. Existen disponibles otros gruesos de pared.

10.1.3 Tubos de cobre

Las líneas de plomería doméstica, para refrigeración y de aire comprimido, con frecuencia utilizan tuberías de cobre manufacturadas como del [tipo K](#) o del tipo L. El tipo K tiene un mayor grosor de pared y es recomendable para instalaciones subterráneas. El tipo L es adecuado para tuberías domésticas de propósito general. El tamaño nominal de los tubos de cobre es de 1/8 de pulgada, menos el diámetro exterior real del tubo. En el [apéndice J](#) se presentan los datos correspondientes al grueso de pared, diámetro interior y área de flujo, para tubos del tipo K.

10.1.4 Ductos de hierro dúctil

A menudo, las líneas de conducto de agua, gas y drenaje se hacen con hierro dúctil debido a su resistencia, ductilidad y relativa facilidad de manejo. Ha sustituido al hierro forjado en muchas aplicaciones. Junto con los tubos, se proporcionan conectores estándar para la instalación adecuada de la tubería, ya sea subterránea o no. Varias clases de conductos de hierro dúctil están disponibles para su uso en sistemas que manejan un intervalo de presiones. En el [apéndice K](#) se presentan las dimensiones del conducto clase 150, para operar a 150 lb/pulg² (1,03 Mpa) en tamaños nominales que van de 3 a 24 pulgadas. Los diámetros reales interno y externo son mayores que los tamaños nominales.

10.1.5 Otros tipos de conductos y tuberías

Los conductos de latón se utilizan con fluidos corrosivos, al igual que el acero inoxidable. Otros materiales utilizados son el aluminio, el plomo, el estaño, arcilla vitrificada, concreto y muchos tipos de plástico, como el polietileno, el nailon y el cloruro de polivinilo (PVC).

10.2 ÁREAS DE CÍRCULOS DE TAMAÑO ESTÁNDAR

Cuando los problemas del presente libro identifican un tamaño y tipo particular de conducto o tubería, busque en la tabla del apéndice correspondiente los diámetros y áreas de flujo necesarios. Cuando se dan los diámetros reales, usted puede calcular el área con la fórmula $A = \pi D^2/4$.

10.3 DISEÑO MECÁNICO DE SISTEMAS DE TUBERÍA

10.3.1 Espesor de la pared: Número de cédula

El espesor de la pared se selecciona para resistir la presión interna con una extensión para la corrosión. Las tuberías de proceso pueden normalmente considerarse como cilindros; solamente tuberías a alta presión tales como líneas de vapor son clasificadas como cilindros de gran espesor y deben darse consideraciones especiales.

La British Standard BS 3351 da la siguiente fórmula para el espesor de tuberías:

$$t = \frac{Pd}{20\sigma_d + P} \quad (10.1)$$

donde: t = espesor, mm

P = presión interna, bar

d = diámetro exterior (od), mm

σ_d = tensión (esfuerzo) de diseño a la temperatura de trabajo, N/mm²

Según las Normas Americanas, el espesor se calcula de:

$$t = \frac{\Delta P \times D_m}{2\sigma} \quad (10.2)$$

donde: t = espesor, pulgadas

ΔP = diferencia de presiones interna y externa, psi

D_m = diámetro medio, pulgadas

σ = tensión, psi

Además de la Ec. (10.2) se puede evaluar una presión P_s de trabajo segura si la tensión es reemplazada por una tensión segura del material σ_s

$$P_s = \frac{2\sigma_s \times t}{D_m}, \text{ psi} \quad (10.3)$$

Las tuberías son a menudo especificadas por el número de cédula (basada en la fórmula del espesor del cilindro). El número de cedulase define por:

$$\text{Número de cédula} = 1000 P_s / \sigma_s \quad (10.4)$$

donde: P_s = presión de trabajo segura, psig (N/mm²)

σ_s = tensión de trabajo segura, psi (N/mm²)

Para temperaturas sobre los 250 °F (120 °C), la tensión de trabajo recomendada es 9000 psi para tuberías remachadas y 6000 psi para tuberías soldadas en los extremos. Si se conoce el número de cédula, se puede estimar la presión de trabajo segura a partir de la Ec. (10.4).

En la actualidad se usan diez números de cédula y son los mismos para las normas Inglesa y Americana, estos son 10, 20, 30, 40, 60, 80,

100, 120, 140, y 160. el número de cédula 40 es recomendado para propósitos generales.

Ejemplo 10.1

Estimar la presión de trabajo segura para una tubería de 4 pulgadas (100 mm) de diámetro, número de cédula 40, de acero al carbono, soldada en sus extremos, trabajando a 100 °C. La tensión de trabajo segura para tubería soldada en los extremos sobre 120 °F es 6000 lb/pulg² (41,4 N/mm²)

Solución

$$P_s = \frac{(\text{No. cédula}) \times \sigma_s}{1000} = \frac{40 \times 6000}{1000} = 240 \text{ lb/pulg}^2 = 1656 \text{ kN/m}^2$$

10.3.2 Diámetro Nominal

Los tamaños de tubería se basan en un diámetro aproximado el cual es reportado como tamaño nominal de tubería. Aún cuando el espesor de la pared varía dependiendo del número de cédula, el diámetro exterior de cualquier tubería que tiene el mismo diámetro nominal es constante e independiente del número de cédula. Esto permite el uso de abrazaderas y otros accesorios estándar para diferentes números de cédula.

10.3.3 Soportes y otros auxiliares de tubería

Sobre grandes tramos entre construcciones y equipo, las tuberías son usualmente colocadas sobre soportes así mismo se usan abrazaderas para sostener las tuberías o hacer las uniones, válvulas, medidores de flujo, trampas de vapor y otros dispositivos. Estos dispositivos llevan la tubería de proceso y servicios y son colocados de tal manera que permitan fácil acceso a los equipos.

Se han dado varios diseños de soportes. Detalles de soportes típicos se pueden encontrar en Perry y Green (1980) y Holmes (1973).