

16
2ej.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ZARAGOZA

"SELECCION Y OPERACION DE COMPRESORES INDUSTRIALES"

T E S I S

QUÉ PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A

J. ALFREDO ROJAS GARCIA

MEXICO, D.F.

1986



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

	Pág.
I.- Introducción y objetivos -----	6
II.- Clasificación y descripción de compresores -----	10
2.1 Clasificación de compresores -----	10
2.2.1 Compresor reciprocante -----	11
2.2.2 Compresores rotatorios -----	23
2.2.3 Compresor centrífugo -----	29
2.2.4 Compresor de flujo axial -----	43
III.- Modelos de compresión -----	50
3.1 Modelos de compresión -----	50
3.1.1 Compresión isotérmica reversible -----	51
3.1.2 Compresión isoentrópica -----	55
3.1.3 Compresión politrópica -----	59
3.2 Desviaciones del comportamiento ideal de los gases en el proceso de compresión -----	61
IV.- Operación de compresores -----	64
4.1 Compresores centrífugos -----	64
4.1.1 Compresión en un equipo centrífugo -----	64
4.1.2 Curvas características -----	65
4.1.3 Control del funcionamiento -----	68
4.1.4 Zona de pulsaciones -----	70



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

	Pág.
4.1.5 Instrumentación de compresores centrífugos -----	70
4.1.6 Leyes de similitud -----	73
4.2 Compresores recíprocos -----	78
4.2.1 Compresión en un equipo de desplazamiento positivo -----	78
4.2.2 Capacidad del compresor -----	83
4.2.3 Control del funcionamiento -----	86
4.2.4 Etapas de compresión -----	107
4.2.5 Condiciones de presión interetapa -----	111
V. Métodos de cálculo de compresores -----	115
5.1 Método P-H/eficiencias -----	116
5.2 Método corto -----	121
5.3 Método N -----	126
5.4 Método "Molliere" -----	134
5.5 Método del Factor X -----	138
5.6 Método del Factor Lo -----	143
5.7 Método P-H/Lo -----	145
5.8 Método de Hartwick -----	152
5.9 Método BHP/MMCFD -----	154
5.10 Método para compresores de flujo axial -----	154
VI.- Comparación de métodos de cálculo de compresores -----	163

	Pág.
8.3.2 Expansión del vapor en una turbina -----	249
8.3.3 Turbinas de una etapa -----	251
8.3.4 Turbinas de múltiples etapas -----	252
8.3.5 Consumo de vapor para turbinas de una etapa -----	252
8.3.6 Consumo de vapor para turbinas de múlti- ples etapas -----	257
IX.- Uso de Estándares para compresores -----	265
9.1 Importancia del uso de estándares de diseño ---	265
9.2 Estándares industriales para compresores de gases -----	267
9.3 Compresores reciprocantes -----	270
9.4 Compresores centrífugos -----	277
X.- Problemas en la operación de compresores -----	285
10.1 Problemas de operación -----	285
10.1.1 Presión a la succión -----	289
10.1.2 Temperatura de succión -----	293
10.1.3 Peso molecular -----	297
10.1.4 Factor de compresibilidad y razón de calores específicos -----	300
10.2 Funcionamiento del compresor a velocidad cons- tante del impulsor -----	301

	Pág.
10.3 Funcionamiento del compresor a flujo en masa - / constante -----	303
10.4 Funcionamiento del compresor a velocidad varia- ble del impulsor -----	305
XI.- Seguridad y mantenimiento -----	311
11.1 Seguridad y mantenimiento -----	311
11.1.1 Compresor reciprocante accionado con - motor de combustión integrado -----	311
11.1.2 Compresor centrífugo tipo barril -----	319
XII.- Conclusiones -----	324
XIII.- Notación -----	328
XIV.- Lista de tablas y figuras -----	334
XV.- Bibliografía -----	340

I.- Introducción y objetivos

En las plantas de proceso y en particular en plantas químicas y petroquímicas frecuentemente se requiere comprimir uno o varios gases con diferentes fines que van desde la compresión de aire para diversos servicios en la planta hasta la compresión de fluidos de proceso para alcanzar las condiciones de operación requeridas.

Por lo general los compresores de gases son equipos de alta potencia y de grandes dimensiones. Este aunado a su relevancia como equipo de proceso y de servicios nos permite comprender la importancia de una buena selección y un correcto dimensionamiento ya que esto, nos llevará a una operación confiable y en un caso dado puede representar un ahorro significativo de energía y con ello una disminución considerable en los costos de adquisición y operación del equipo.

Para poder hacer una buena selección, que satisfaga cada caso en particular, se debe contar con información suficiente sobre los tipos de compresores que se fabrican, así como de los criterios de selección que han de tomarse.

La selección de estos equipos incluye también el cálculo de su potencia. En este sentido se ha observado que existe una gran diversidad de métodos para el dimensionamiento de compresores. Uno de los aspectos que se pretende demostrar con este estudio es que cualquier método apropiadamente utilizado dará resultados similares y satisfactorios.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Se pretende también que este trabajo sirva para ayudar a detectar oportunamente los problemas que pueden presentarse durante la operación de estos equipos, y aún más, prevenirlos en lo posible. Para esto se ha considerado que es necesario hacer un análisis de la operación de los equipos, de los riesgos que representan y de los aspectos relacionados a su mantenimiento.

Resumiendo, los principales objetivos de este trabajo son los siguientes:

- 1.- Analizar la operación de los distintos tipos de compresores.
- 2.- Analizar los fundamentos teóricos de la compresión de gases.
- 3.- Analizar y comparar los métodos para el dimensionamiento de compresores.
- 4.- Establecer los principales criterios para la selección de compresores.
- 5.- Analizar los principales problemas en la operación de compresores y plantear las medidas adecuadas para su prevención o solución.

Para alcanzar los objetivos señalados este trabajo se ha desarrollado por capítulos.

En el capítulo II se clasifican y describen los compresores de acuerdo a sus características de operación y se describen también las principales partes que los constituyen.

Para comprender el comportamiento de los gases durante el proceso de compresión y así poder diseñar los equipos compresores de tal manera que resulten adecuados y eficientes se han propuesto tres modelos a saber: Compresión isotérmica, compresión isoentrópica y compresión politrópica; los cuales se desarrollan detalladamente en el capítulo III de este trabajo.

En el capítulo IV se analiza la operación de los compresores más usados: los compresores centrífugos y los compresores recíprocos; se analizan ciertas situaciones de operación como el flujo pulsante y las sobrecargas, se explican las formas de control más comúnmente empleadas y se dan algunas instrumentaciones típicas de tales equipos.

Muchas veces es necesario que la compresión del gas se realice por etapas. La justificación de ello se expone en el mismo capítulo IV, además de que se da un procedimiento confiable para determinar las condiciones interetapa.

En el capítulo V se exponen los métodos encontrados en la literatura para el cálculo de compresores y en el capítulo VI se comparan tales métodos en base a sus características de aplicación y con ayuda de un caso de estudio. En el capítulo VIII se dan los principales criterios de selección de compresores, rangos generales de aplicación, aplicaciones típicas de cada compresor en la industria y ventajas de unos sobre otros.

El capítulo VIII está dedicado a los accionadores de compresores, se habla aquí de las turbinas de gas, turbinas de vapor y motores eléctricos. Se describen sus principales características de operación y de aplicación; y en el caso de turbinas de vapor se proporciona un método para el cálculo del consumo de vapor para turbinas de una y de múltiples etapas, en base a considerar que la expansión del vapor que se sucede en estos equipos sigue aproximadamente el modelo isentrópico.

La importancia del uso de estándares de diseño se hace notar en el capítulo IX; se indican asimismo las principales asociaciones relacionadas con la fabricación y uso de compresores y sus publicaciones más importantes. Al final de este capítulo se hace un breve resumen de dos normas nacionales con el objeto de informar al lector sobre los principales aspectos que en ellas se consideran.

En el capítulo X se da un procedimiento útil para analizar y corregir el funcionamiento del compresor cuando se presentan variaciones fijas en las condiciones del gas a la succión. El claro entendimiento de las relaciones que guardan las distintas variables involucradas permitirá al operador tomar las medidas necesarias cuando se presente un cambio de tal naturaleza.

Finalmente en el capítulo XI se hace una revisión de los problemas de seguridad y mantenimiento que suelen presentarse cuando se opera con estos equipos.

II.- Clasificación y descripción de compresores.

2.1 Clasificación de compresores.

Los compresores se clasifican de acuerdo a sus características de operación en dos grandes grupos: dinámicos y de desplazamiento positivo.

Los compresores dinámicos incluyen máquinas centrífugas de flujo radial y de flujo axial. La principal característica de estos compresores es que descargan siempre en forma continua, aunque pueden entregar un gasto variable con diferente carga, para una velocidad constante. Debe aclararse que en el presente trabajo cuando se menciona un compresor centrífugo nos referimos a equipos de flujo radial. Para equipos de flujo axial se utilizarán los términos de compresores axiales o compresores de flujo axial.

Los compresores de desplazamiento positivo existen en dos categorías básicas: reciprocantes y rotatorios.

Los compresores reciprocantes consisten de uno o más cilindros; cada uno con un pistón o émbolo que se mueve alternativamente dentro del cilindro, desplazando un cierto volumen del gas en cada embolada.

Dentro del tipo rotatorio se encuentran los compresores de lóbulos, de tornillo, de paletas deslizables y de anillo líquido, cada uno tiene una carcasa con uno o más elementos giratorios que se engranan uno con otro (como en el caso de los compresores de lóbulos y de



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

tornillo) o que desplazan un volumen fijo en cada rotación. En la figura 2.1 se esquematiza esta clasificación.

2.2.1 Compresor reciprocante.

Un compresor reciprocante básicamente consta de un pistón, un cilindro con válvulas de succión y de descarga y un cigüeñal accionado externamente, figura 2.2 y 2.3. Actualmente este tipo de compresores es menos común que los compresores centrífugos, tiene, sin embargo, aplicación en ciertos servicios, sobre todo cuando se requieren presiones en la descarga superiores a 500 atm. Con los compresores reciprocantes se puede alcanzar hasta 8 000 atm. en la descarga.

Los principios de operación del compresor reciprocante pueden consultarse en el capítulo IV.

Es común clasificar los compresores reciprocantes de acuerdo al tipo de accionador. Se encuentran así las siguientes clases:

- accionados con vapor y conectados directamente
- accionados con motor eléctrico
- accionados con turbina
- accionados con motor de combustión interna

También se clasifican de acuerdo al número de etapas de compresión, en

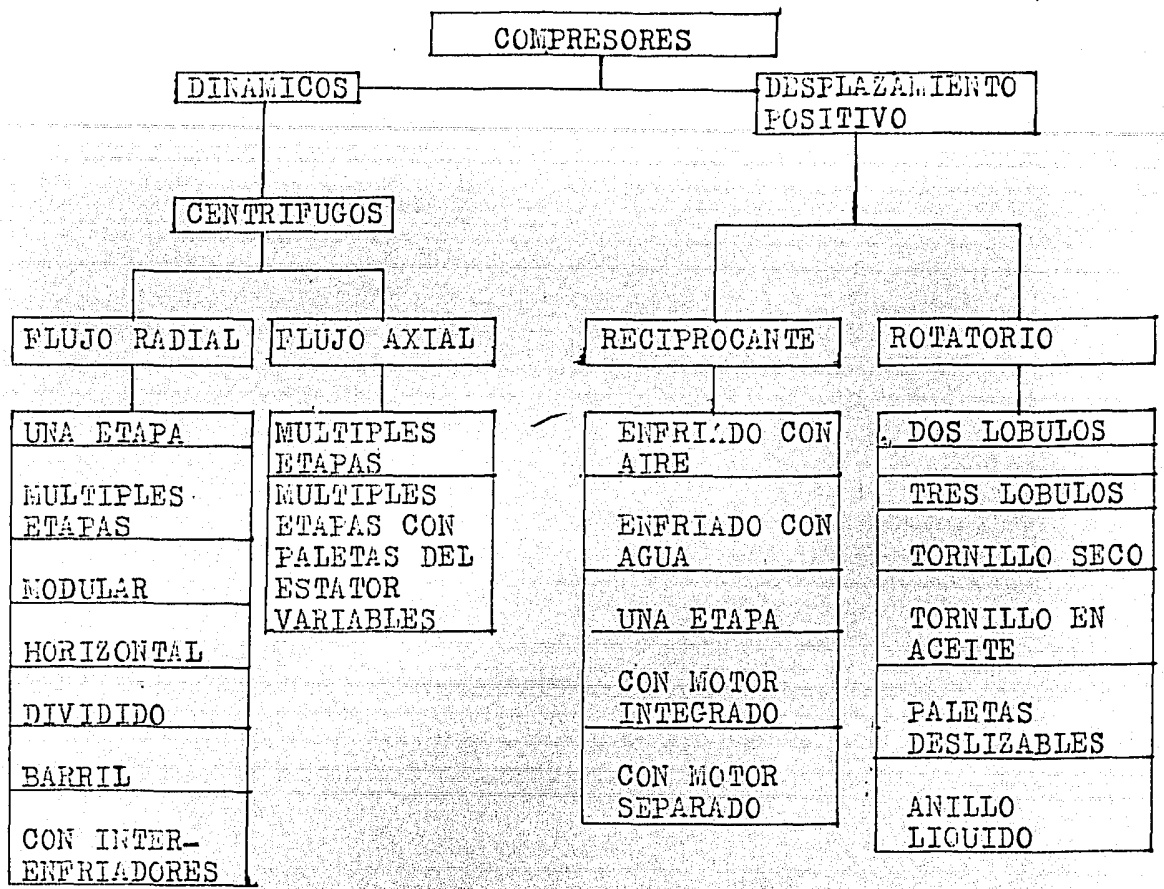


Fig. 21. Clasificación General de Compresores

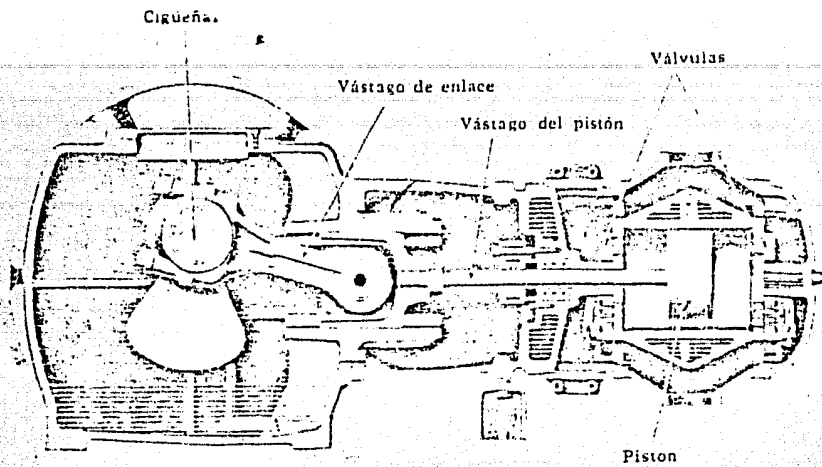


FIGURA 2.2. Vista interior de un compresor recíprocante

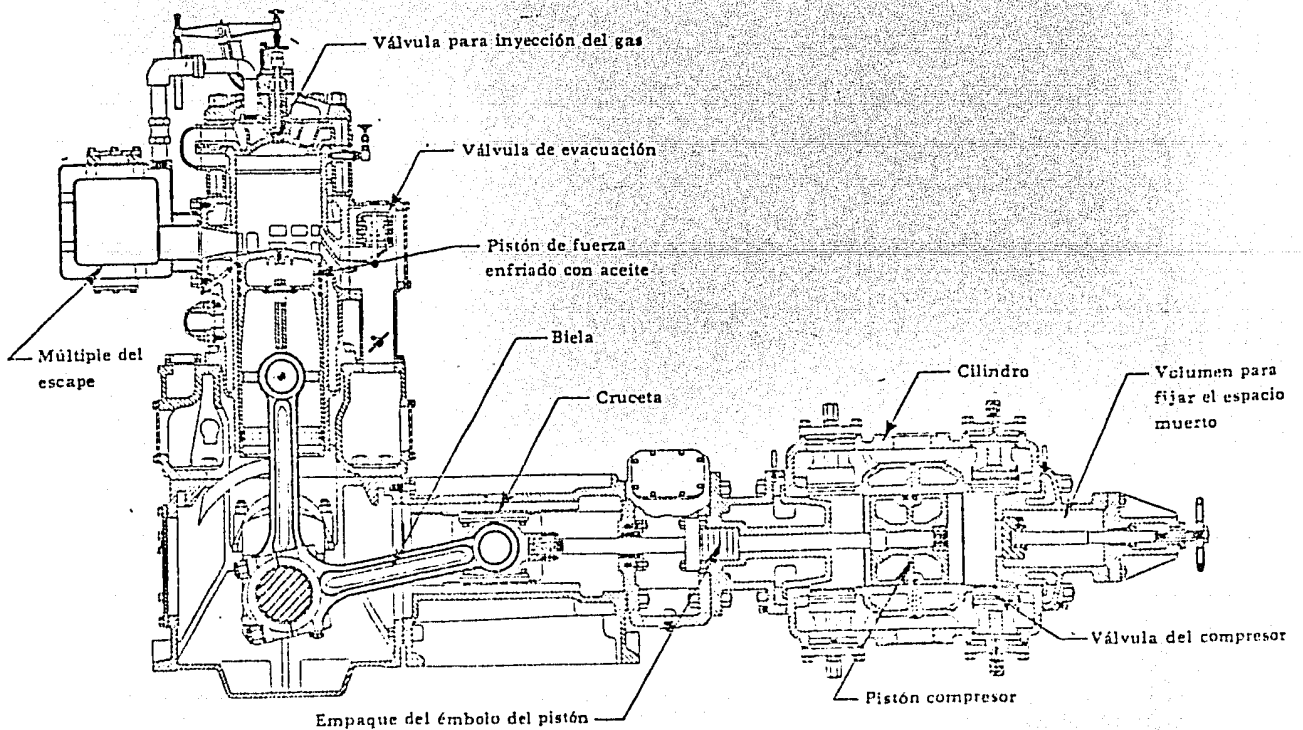


FIGURA 2.3. Compresor tipo ángulo recto accionado con motor de gas.

- compresores de una sola etapa
- compresores de múltiples etapas

También se agrupan según la posición del elemento de compresión

- horizontal
- vertical

o con respecto al medio de enfriamiento

- enfriados con agua
- enfriados con aire

finalmente se clasifican también de acuerdo a la disposición de los cilindros

- ángulo
- duplex
- línea recta
- cilindros opuestos

A continuación se describen estos equipos:

Accionados con vapor.

Este tipo de compresor es el más antiguo. Se emplea vapor en el extremo del cilindro para accionar el pistón. Se usan unidades pequeñas hasta 300 Hp como compresoras de aire de baja presión. Las uni

dades de una sola etapa alcanzan presiones de descarga de 150 a 500 $\bar{1}b/plg^2$. Aún se encuentran grandes compresores de este tipo de 200 a 1500 HP. En general son horizontales con cilindros en paralelo conectados a un cigüeñal común. Descargan a una presión máxima de 5000 $\bar{1}b/plg^2$.

Accionados con motor eléctrico.

Las máquinas pequeñas se pueden accionar mediante bandas de transmisión y las grandes directamente a motores síncronos.

El compresor que se muestra en la figura 2.4 es capaz de ofrecer varios servicios simultáneamente. Todos los cilindros están accionados por un cigüeñal común conectado a un motor síncrono.

Accionado con turbina.

Se usa turbina en lugar de motores eléctricos cuando su costo relativo es menor. En la figura 2.5 se aprecian estos equipos.

Accionados con motor de combustión interna.

Se utiliza en lugar de motores eléctricos, cuando su costo relativo es menor, motores de combustión interna. Cuando el gas disponible en el lugar se encuentra expuesto a interrupciones es conveniente instalar motores de gas-diesel, los cuales pueden trabajar indistintamente con gas combustible o diesel.

Compresores de múltiples etapas.

En este tipo de compresores el gas se comprime en el primer ci

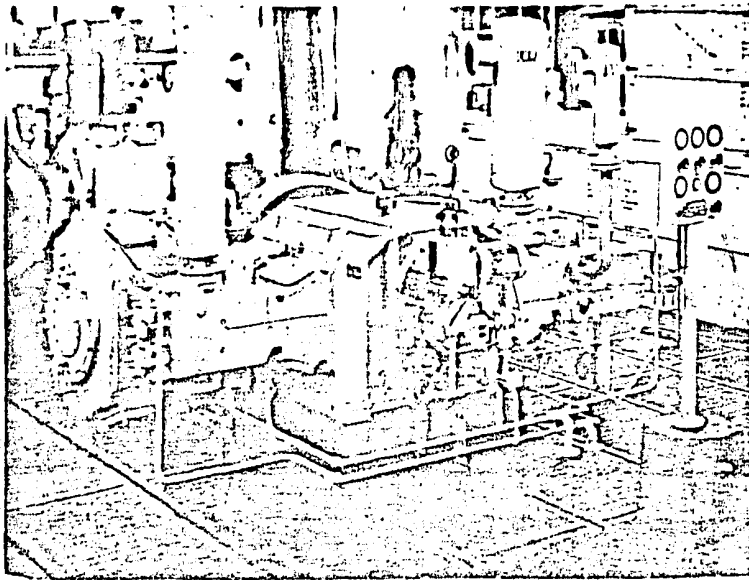


FIGURA 2.4 Compresor reciprocante de múltiples etapas,
accionado con motor síncrono.

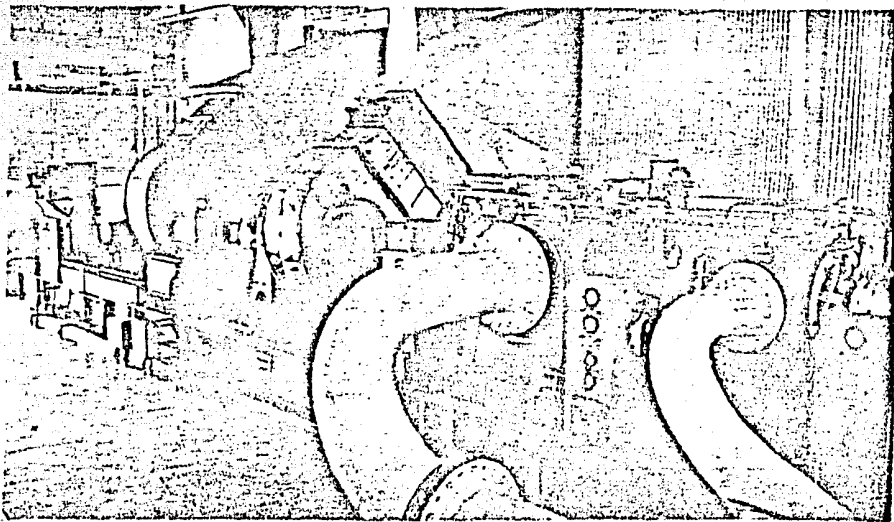


FIGURA 2.5. Compresor reciprocante accionado con turbina.

lindro desde la presión inicial hasta una presión intermedia a partir de la cual el gas se comprime en un cilindro subsecuente en la segunda etapa. Esto continúa hasta que se ha alcanzado la presión final. La figura 2.4 ilustra estos equipos.

Compresores enfriados con agua.

Quando se utilizan compresores reciprocantes de varias etapas es conveniente enfriar el gas entre una etapa y otra. En la figura 2.6 se observa un compresor de dos etapas que está equipado con un intercambiador de tubos y coraza.

Compresores enfriados con aire.

También se utiliza aire como medio de enfriamiento. El equipo de la figura 2.7 es un compresor reciprocante de cinco etapas, enfriado con aire, para todo tipo de gases hasta 350 bars.

Compresores tipo ángulo recto.

En este compresor los cilindros de compresión se encuentran en posición horizontal y son impulsados por cilindros de fuerza colocados verticalmente, formando con los de compresión un ángulo de 90°. Tienen varias ventajas sobre los compresores horizontales simples por su menor espacio requerido y por su menor costo.

Este tipo de compresor presenta un fácil acceso a los cilindros de fuerza, cuyo número está entre 5 y 10. El consumo de potencia por cilindro es de 200 a 300 HP. La velocidad de operación es alrededor de 300 rpm.

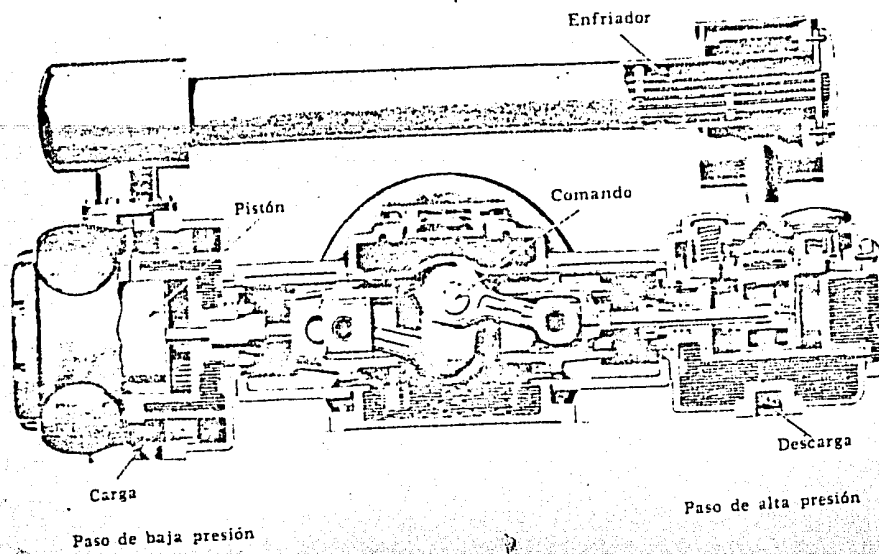


FIGURA 2.6. Compresor recíprocante de dos etapas con un intercambiador de calor de tubos y coraza - entre ellas.

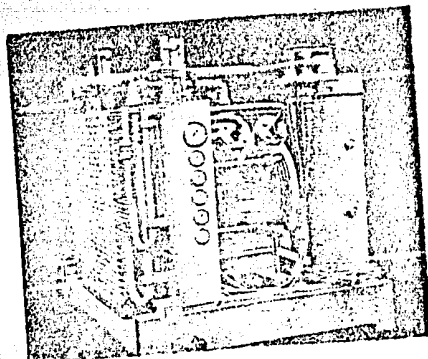


FIGURA 2.7. Compresor recíprocante de 5 etapas enfriado con aire.

Compresor de múltiples etapas, en línea recta.

Se fabrican equipos de dos y tres etapas, hasta 2500 $\overline{\text{lb}}/\text{plg}^2$ y de 40 y 150 Hp.

Compresor de cilindros opuestos.

La figura 2.8 muestra un compresor de cilindros opuestos.

La compañía Sulzer Brothers Limited los clasifica de la siguiente manera:

- a) Compresores reciprocantes con cilindros lubricados y empaques en la varilla del pistón, para presiones de 300 bar en la succión, y de - 800 bar en la descarga.
- b) Compresores reciprocantes sin lubricación en los cilindros, con empaques en la varilla del pistón para presiones en la succión de 50-bar, y en la descarga de 200 bar.

Estos tipos se usan en la industria petroquímica, en sistemas de refrigeración y en refinerías.

- c) Compresores reciprocantes tipo monoblock, para presiones hasta de - 350 bar y volúmenes en la succión de $0.06 \text{ m}^3/\text{s}$. Se usa en la compresión de aire para interruptores eléctricos de alto voltaje, en el enlatado de alimentos, en plantas de llenado de gases, etc.
- d) Compresores reciprocantes con cilindros lubricados por agua, para presiones hasta de 250 bar y volúmenes de succión de $0.07 \text{ m}^3/\text{s}$. Se emplea en la compresión de gases industriales y procesos de lle-

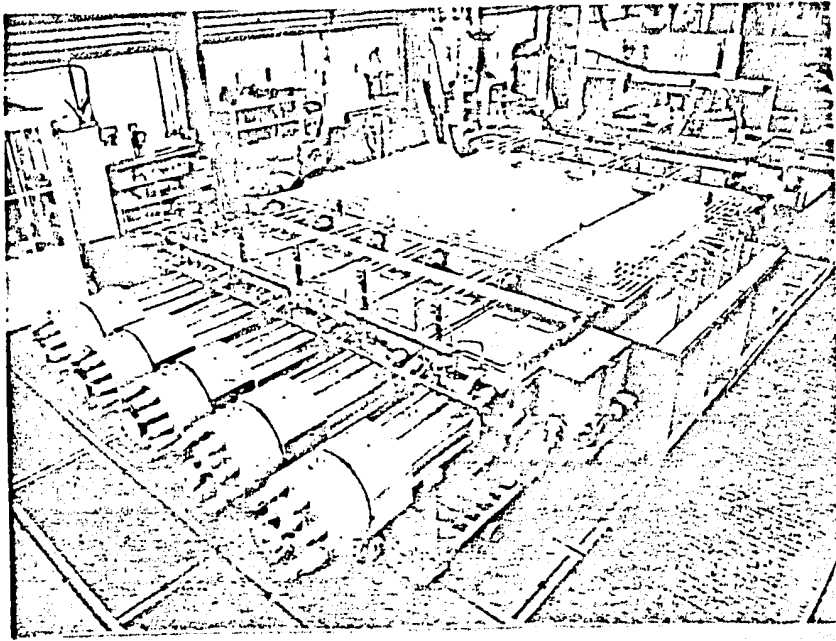


FIGURA 2.8. Compresor recíprocante de cilindros opuestos.

nado de tanques.

e) Compresores reciprocantes para muy altas presiones industriales, - hasta de 3 500 bar, con gastos de succión de 170 t/h, absorbiendo potencias de 23 000 KW, con cilindros horizontales dispuestos por pares opuestos con acción mecánica simple de los pistones, y de 4 a 14 cilindros. Se aplica en las plantas de síntesis de polietilenos.

f) Compresores reciprocantes con presiones de descarga hasta de 8 000 bar, y con volúmenes de succión según requerimientos. Se destinan a la compresión de líquidos y gases a las más altas presiones, en laboratorios y plantas piloto de investigación científica y técnica.

Todos estos tipos de compresores reciprocantes permiten, en general, realizar los procesos de compresión de un fluido sin producir contaminación apreciable del mismo por el aceite lubricante de la máquina.

g) Existen todavía otros compresores reciprocantes con pistón de laberinto que garantiza aún más la no contaminación del fluido por el lubricante, tal como lo exigen ciertos procesos en la industria química, por ejemplo, en la compresión de oxígeno puro. Las presiones de trabajo oscilan entre 1 y 500 bar., aproximadamente, con volúmenes de succión de 0.01 a 3 m³/s. También se usan en las plantas criogénicas, por ejemplo, de licuación de gas natural a -160°C.

2.2.2 Compresores rotatorios.

Se caracterizan por una descarga continua y casi uniforme del gas. Los cuatro tipos de compresores rotatorios son los de paletas - deslizables, de lóbulos, los rotatorios de pistón líquido y los de tornillo.

A continuación se detalla el funcionamiento de los compresores de lóbulos de dos impulsores y de los compresores rotatorios tipo tornillo.

a) Compresor de lóbulos de dos impulsores.

Los elementos básicos de este compresor son un envolvente que contiene un par de rotores o impulsores simétricos que tienen una sección transversal en forma de ocho, figura 2.9.

Los lóbulos giran en direcciones opuestas y mueven el gas desde la entrada a la descarga, y como no se permite el retroceso del gas, éste aumenta de presión y por lo mismo tiene lugar el desplazamiento de fluido a través de la línea de descarga. Uno de los impulsores es accionado directamente mientras que el otro se mueve por medio de engranes.

b) Compresor de tornillo de doble rotor.

Figura 2.10 compresor de tornillo de doble rotor. El gas entra a la cámara de succión del compresor y se divide fluyendo hacia los extremos del cuerpo del mismo. Aquí, el gas entra a las aberturas

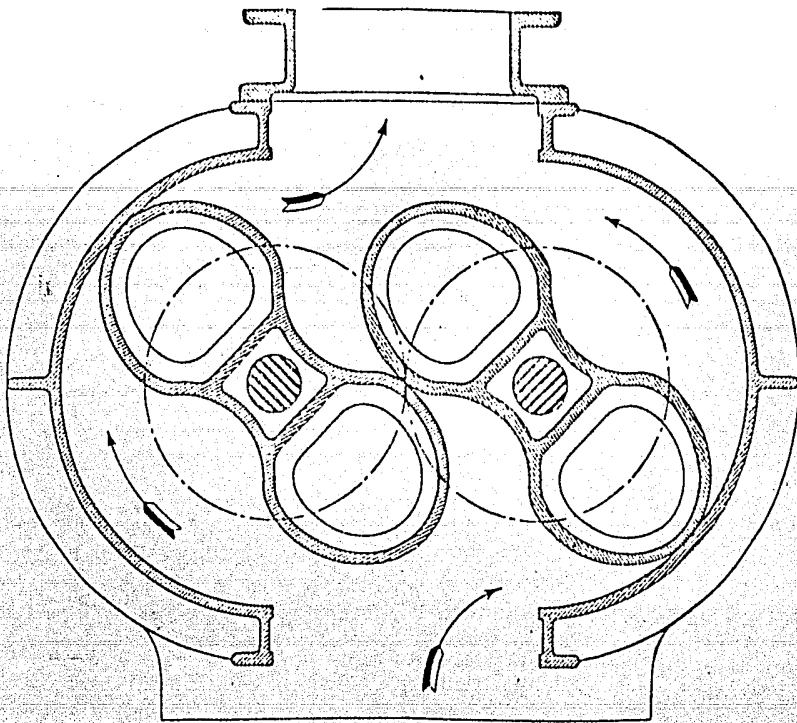


FIGURA 2.9. Compresor rotatorio de lóbulos.

entre los filetes del tornillo del rotor y es desplazado hacia la descarga, en el centro del cuerpo del compresor.

En la figura 2.11 se presenta un modelo diseñado para comprimir aire y otros gases hasta presiones de 20 bars. Está equipado con un regulador que permite adaptar el flujo de salida entre el 10 y el 100% de su capacidad. Se producen unidades capaces de manejar volúmenes de entrada de 500 a 9 400m³/h. Este compresor es del tipo lubricado, el aceite residual es inferior a 5 ppm.

c) Compresor de pistón líquido.

El compresor rotatorio de pistón líquido o compresor de anillo líquido usa un rotor con múltiples paletas alrededor de un cono central que contiene los puertos de entrada y de descarga, las paletas mueven un anillo de líquido cautivo en el interior de una carcasa elíptica.

Una cierta cantidad de líquido es atrapado entre paletas adyacentes y cuando el rotor gira, el frente del líquido se mueve dentro y fuera de este espacio debido a la forma de la carcasa. Esto crea en efecto, un pistón líquido. El puerto en el cono central está fijo. Este compresor no requiere válvulas.

El enfriamiento en compresores de anillo líquido es mejor que a través de las paredes de una carcasa. El líquido de enfriamiento adicional es alimentado a la carcasa y está en contacto directo con el

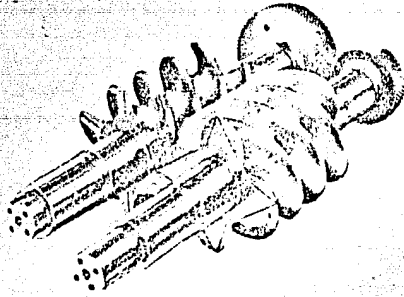


FIGURA 2.10 Rotores helicoidales de un compresor de tornillo.

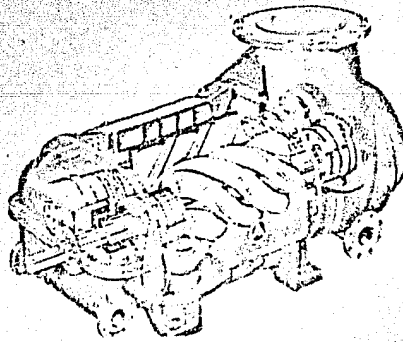


FIGURA 2.11 Compresor de tornillo de doble rotor.
Detalles de la construcción interna de un
compresor de tornillo de doble rotor.

gas que se está comprimiendo.

La mezcla descargada se pasa a través de un separador centrífugo para eliminar las partículas de líquido. La cantidad de líquido que pueda ser pasado a través del compresor no es crítica, puede modificarse para obtener los resultados deseados.

Solo requiere lubricación en las chumaceras que se encuentran localizadas generalmente fuera de la carcasa. El líquido mismo actúa como un lubricante, como sello y como un medio de enfriamiento para la caja de estoperos.

d) Compresor de paletas deslizables.

La figura 2.13 es un compresor de paletas deslizables. En este equipo el rotor está montado excéntricamente. A intervalos regulares alrededor de la superficie curvada del rotor están dispuestas paletas rectangulares que se mueven libremente en una ranura.

Cuando el rotor gira las aletas son lanzadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga para formar un sello con la carcasa fija. La excentricidad del rotor giratorio produce un vacío parcial en el lado de succión del compresor que provoca que el gas entre. En el lado de la descarga del compresor, la excentricidad del rotor giratorio genera un incremento de presión que fuerza al gas dentro de la línea de descarga.

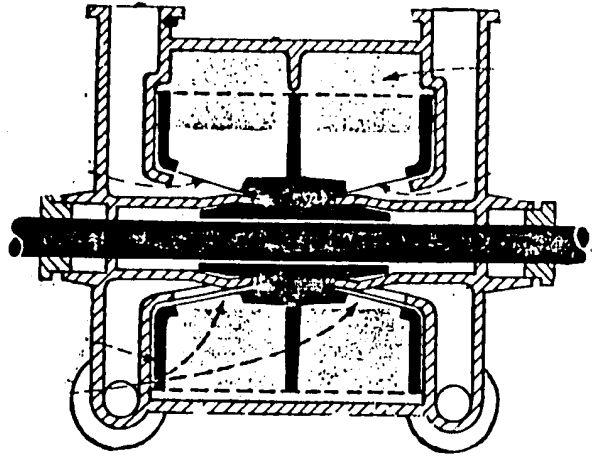
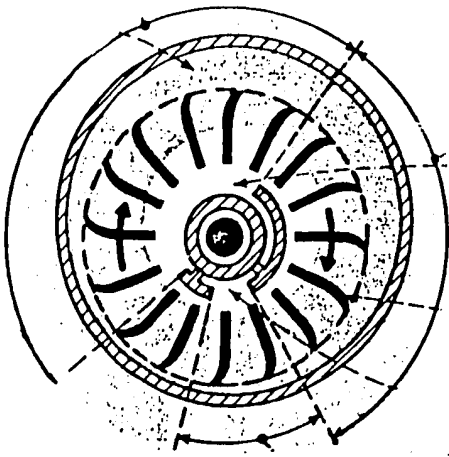


FIGURA 2.12. Los compresores rotatorios de anillo líquido se utilizan ampliamente para manejar gas ácido.

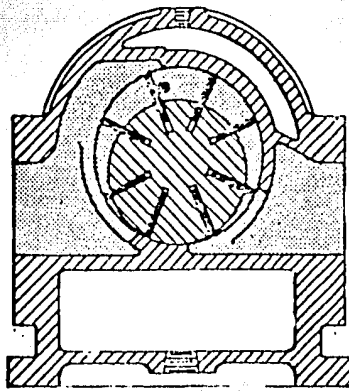


FIGURA 2.13. Compresor de paletas deslizables.

Compresores de flujo continuo

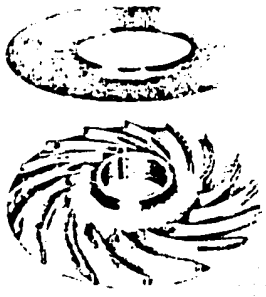
Dentro de este tipo de compresores tenemos los eyectores que no serán abordados en este trabajo, y los compresores dinámicos, de los cuales hablaremos de los compresores centrífugos y de flujo axial.

2.2.3 Compresor centrífugo.

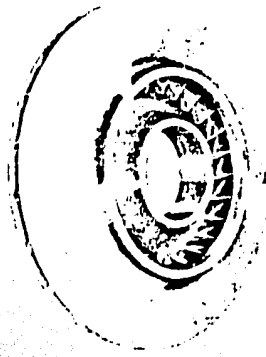
El compresor centrífugo tiene uno o varios impulsores con paletas radiales o inclinadas hacia atrás. Véase figura 2.14.

El gas es forzado por medio del rápido movimiento rotatorio de las paletas a pasar desde el ojo del impulsor hacia afuera. La velocidad generada se convierte en presión en el impulsor y en difusores estacionarios que se encuentran enseguida, rodeando al impulsor, figura 2.15. En la figura 2.16 se muestra la sección longitudinal de un compresor centrífugo de una sola etapa con paletas radiales; tiene un difusor radial y un colector que termina en un difusor en voluta.

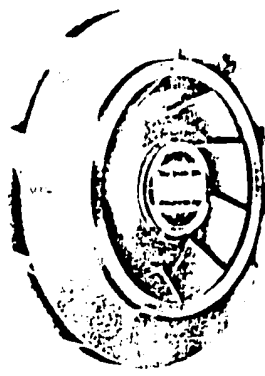
En un compresor centrífugo de varias etapas el gas deja el difusor y entra a un diafragma que contiene aletas, las cuales dirigen el gas hacia el ojo del siguiente impulsor. El número de impulsores dependen de muchos factores pero en general no son más de diez. En la figura 2.17 se muestran las partes internas de un compresor de este tipo.



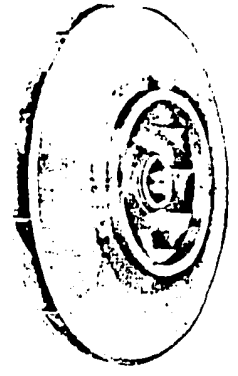
(a) Tallada



(b) Maquinada



(c) Soldada



(d) Vacuada

FIGURA 2.14. Impulsores para compresores centrífugos.

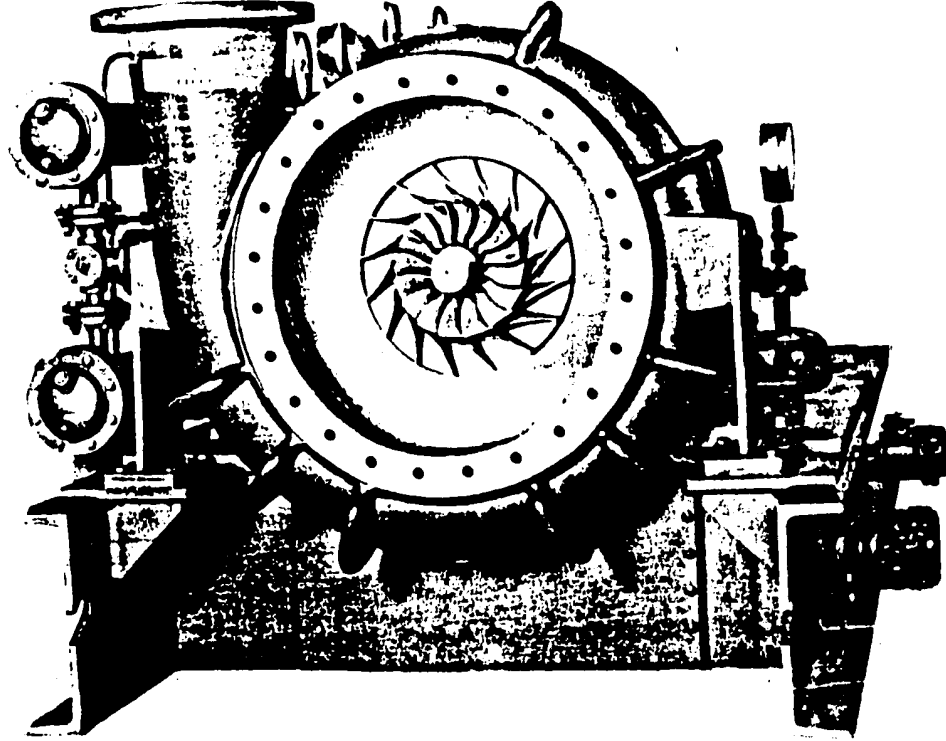


FIGURA 2.15. Compresor centrífugo con impulsor con paletas inclinadas hacia atrás y carcasa en espiral.

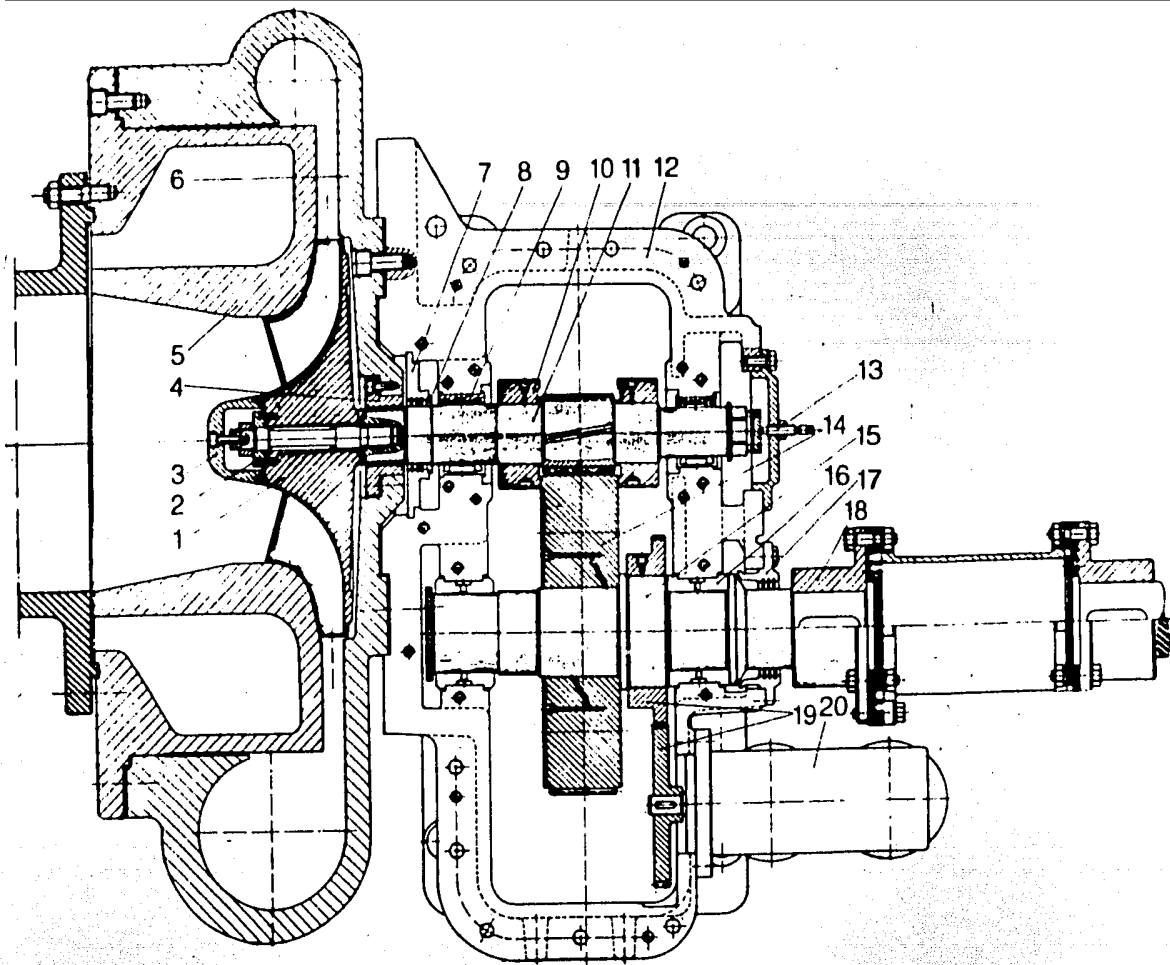


FIGURA 2.16. Partes internas de un compresor centrífugo de una etapa.

- 1.- Impulsor
- 2.- Perno del impulsor
- 3.- Casquete del impulsor
- 4.- Forro metálico de laberinto
- 5.- Succión
- 6.- Difusor y carcasa en espiral
- 7.- Sello de aceite
- 8.- Anillo de suspensión
- 9.- Chumacera basculante
- 10.- Collarín de empuje
- 11.- Eje del piñón diferencial
- 12.- Parte inferior de la caja de engranes
- 13.- Monitor de prueba para la posición axial del eje

- 14.- Engranaje principal
- 15.- Eje del engranaje principal
- 16.- Chumacera axial-radial
- 17.- Sello de aceite
- 18.- Acoplamiento
- 19.- Juego de engranes para accionar la bomba
- 20.- Bomba de aceite

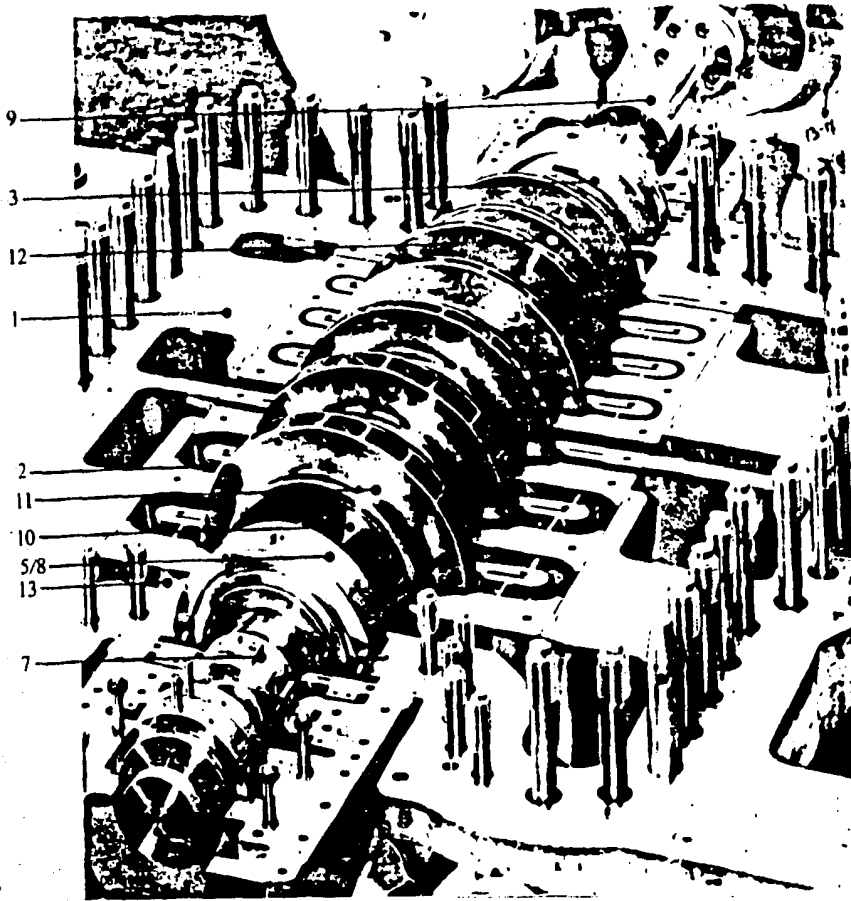


FIGURA 2.17. Partes de un compresor centrífugo de múltiples etapas,

- 1.- Carcasa de hierro fundido, dividida horizontalmente por un plano axial, la cual se somete a prueba hidrostática 1,5 veces el valor de la máxima presión posible en servicio,
- 2.- Difusores constituidos por ductos conformados por diafragmas y carcasa. En algunos casos pueden ser de álabes fijos a la carcasa.
- 3.- Rotor sólido, robusto, de gran estabilidad rotatoria, con susceptibilidad mínima a las velocidades críticas y al desbalanceo. El pistón amortiguador axial va integrado en la flecha.
- 4.- Sistema de fijación de impulsores por clavijas radiales.
- 5.- Sellos de laberinto en la rotor, que evitan la distorsión del rotor en caso de sobrecalentamiento local debido a la fricción.

- 6.- La flecha es de acero forjado y endurecido, con blindaje metálico en las partes expuestas a corrosión. En ciertos casos se emplean aceros especiales.
- 7.- Los cojinetes son de bronce y tienen lubricación forzada, tanto los de paso como las chumaceras, siendo de fácil inspección. Los cojinetes deben permitir el giro de la masa rodante en ambos sentidos.
- 8.- Los sellos pueden ser de anillos flotantes de laberinto o mecánicos. En algunos casos los sellos están constituidos por una película líquida sin manguitos en la flecha, lo que permite un centrado perfecto de la flecha reduciendo al mínimo el claro de entrehierro. El desgaste es mínimo.
- 9.- Acloplamiento rígido para evitar problemas de bloqueo del par que se puede tener con transmisión por engranes. Se transmiten así empujes axiales que reducen la acción sobre los cojinetes y mejoran el rendimiento mecánico.
- 10.- Acanalado circunferencial de la flecha a la entrada de los impulsores para facilitar la succión en cada etapa.
- 11.- Los impulsores son del tipo cerrado con álabes tridimensionales curvado hacia atrás.
- 12.- Los impulsores de las últimas etapas tienen ductos de paso más estrechos. Los álabes están soldados a las coronas y cubos forjados.
- 13.- Corona directriz de entrada, que suele ser opcional. Esta corona constituye un modo de control del flujo.

Se dan a continuación algunos ejemplos de estos equipos.

Los compresores centrífugos tipo barril están diseñados especialmente para manejar gases ligeros o gases a altas presiones.

El cuerpo del compresor está dividido verticalmente y está provisto con una cubierta interna hermética y con una tapa que se fija al cuerpo mediante pernos, lo que facilita su instalación y mantenimiento.

Lubricación. La bomba principal de aceite se acciona directamente por el eje central mediante engranes. Una bomba auxiliar está disponible para arranque y paros del equipo. Los componentes principales de un sistema estándar de lubricación son:

- bomba principal de aceite
- bomba de engranes como bomba auxiliar
- válvulas de relevo de presión para proteger las bombas de aceite
- enfriador de aceite, por medio de agua
- filtro de aceite con indicador de presión diferencial para detectar el grado de contaminación
- interruptor de presión para activar la bomba auxiliar de aceite y para el equipo si la presión del aceite cae por debajo de un cierto nivel.

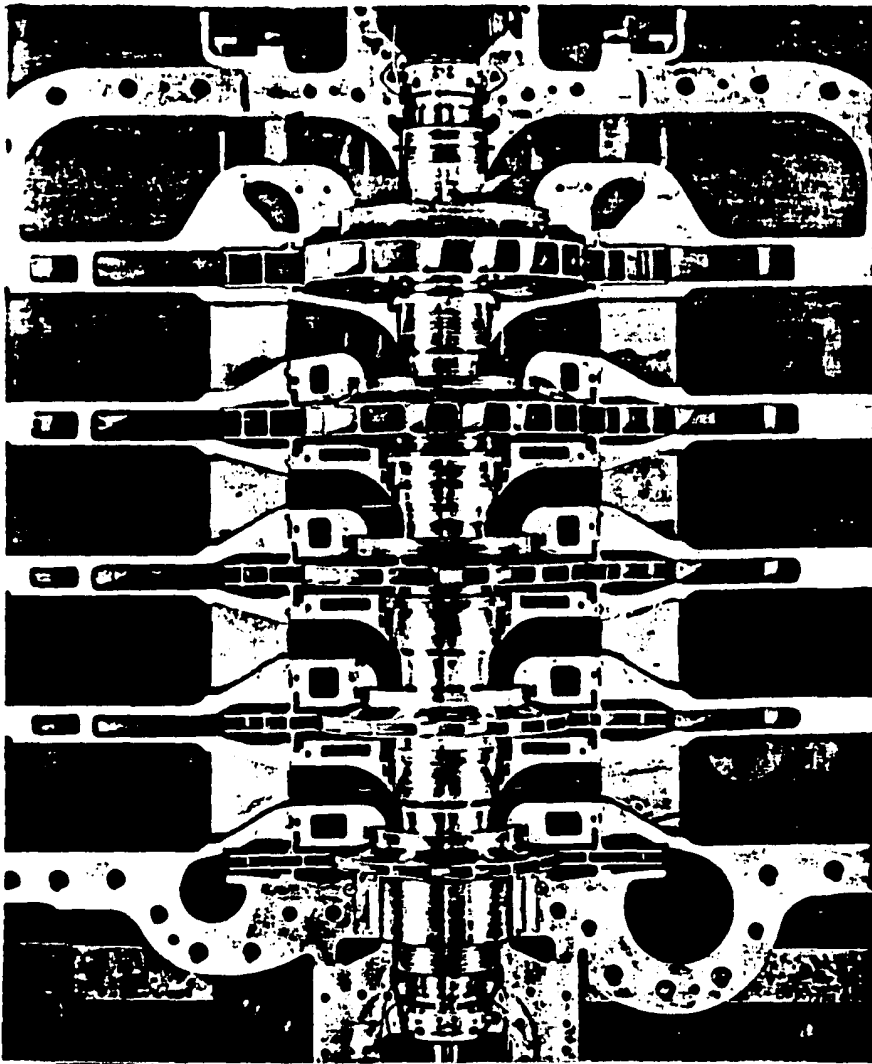


FIGURA 2.18. Compresor centrífugo de múltiples etapas durante su construcción en taller.

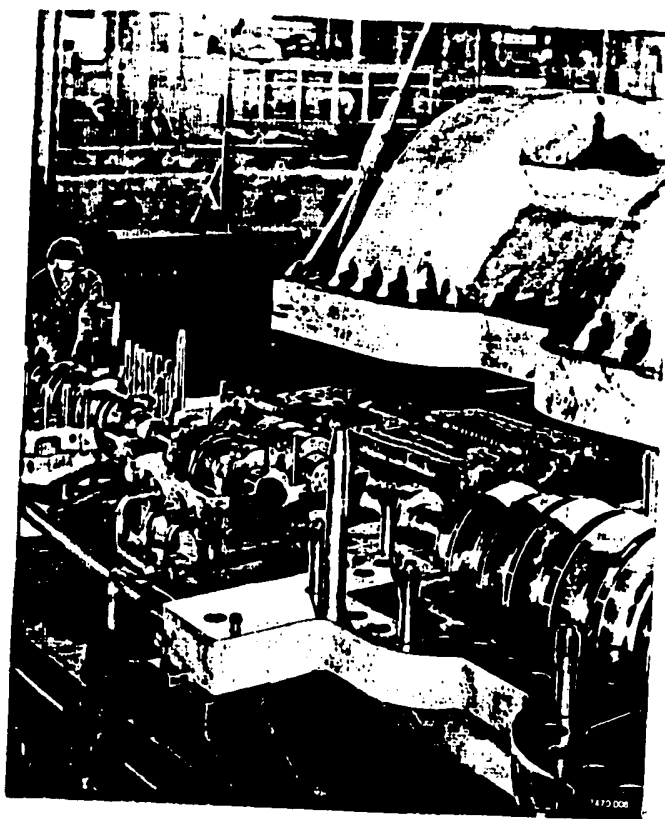


FIGURA 2.19. Compresor centrífugo durante su construcción en taller, donde se ven claramente impulsores y difusores.

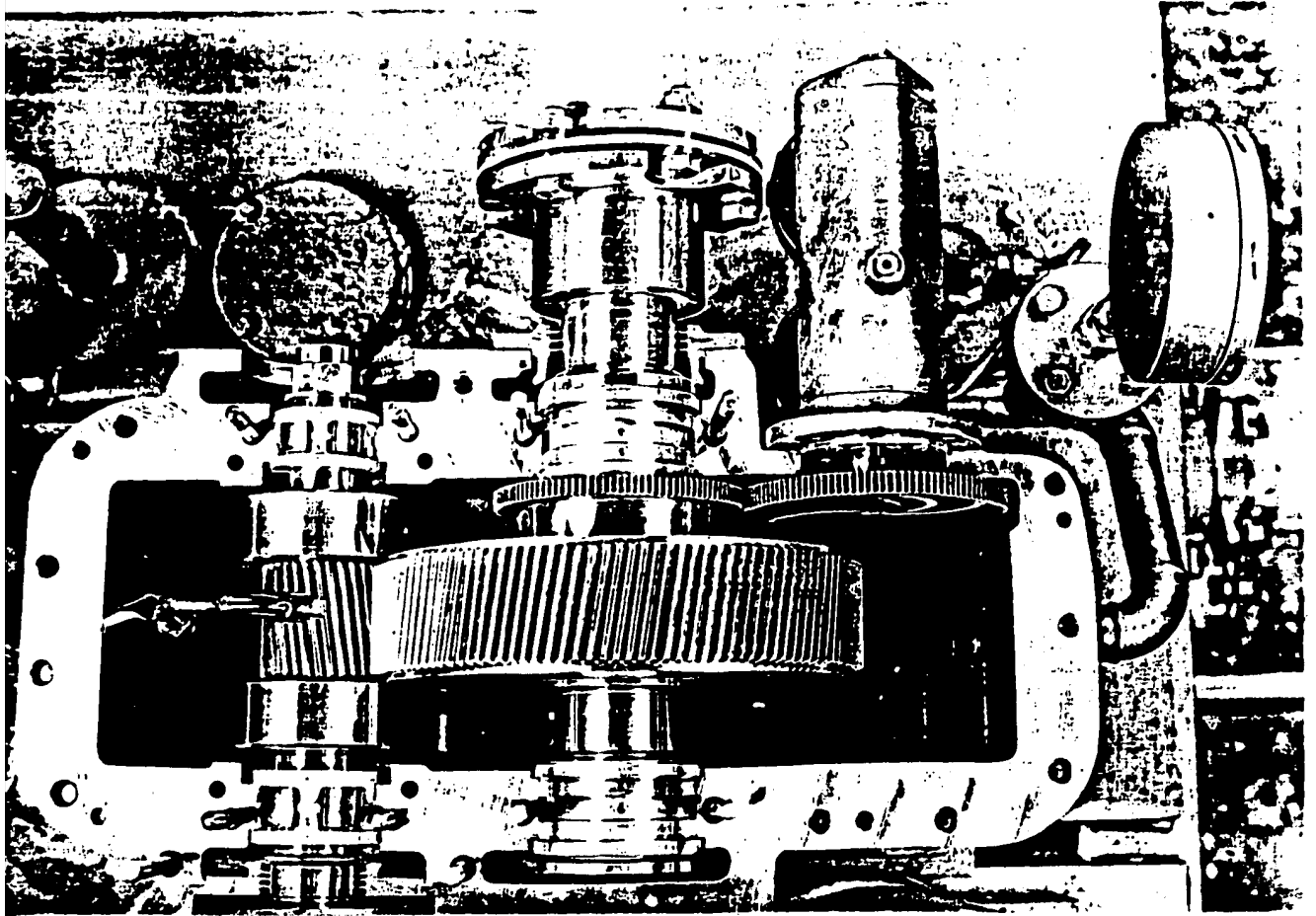


FIGURA 2.20. Caja de transmisión. El engrane helicoidal principal (central) acciona a la izquierda el engrane del impulsor y a la derecha la bomba principal de aceite.

FIGURA 2.21. Lecho de pruebas de un impulsor.

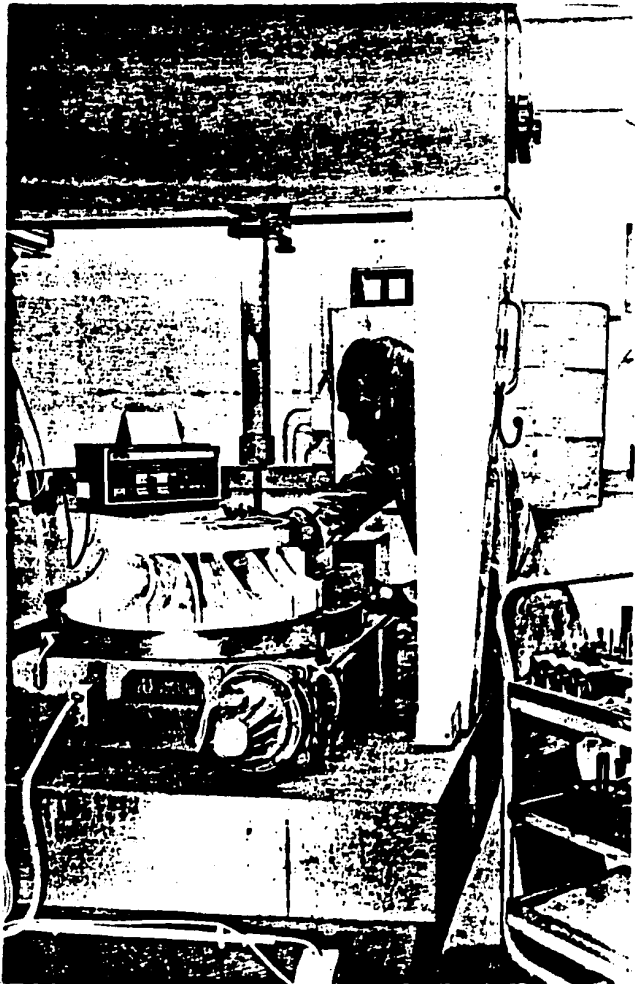
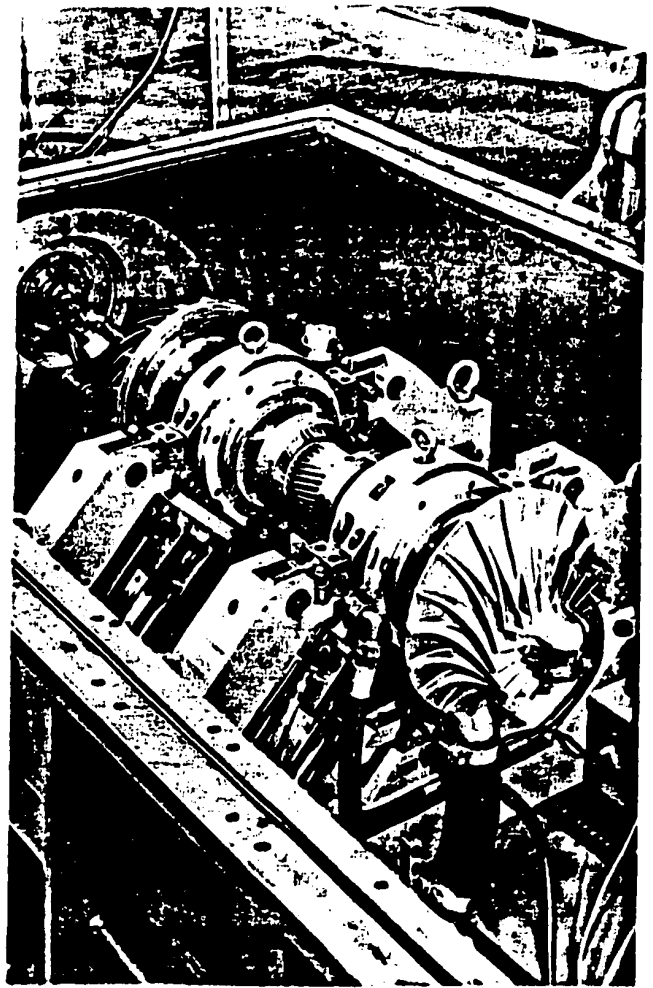


FIGURA 2.22. Revisión de las dimensiones de un impulsor.

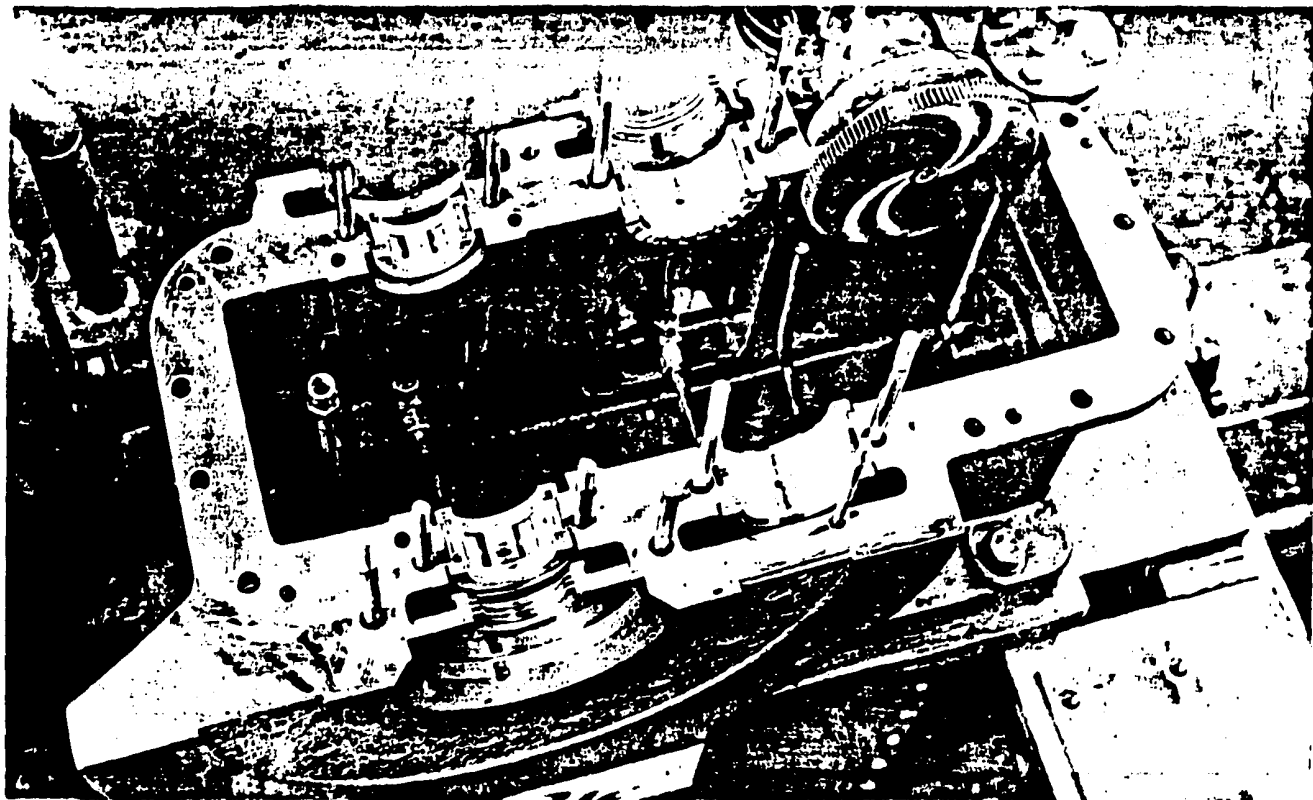


FIGURA 2.23. Chumaceras. Los rotores de alta velocidad giran sobre chumaceras de cinco cojinetes. Estas chumaceras le dan estabilidad al rotor y eliminan casi todos los problemas de vibración.

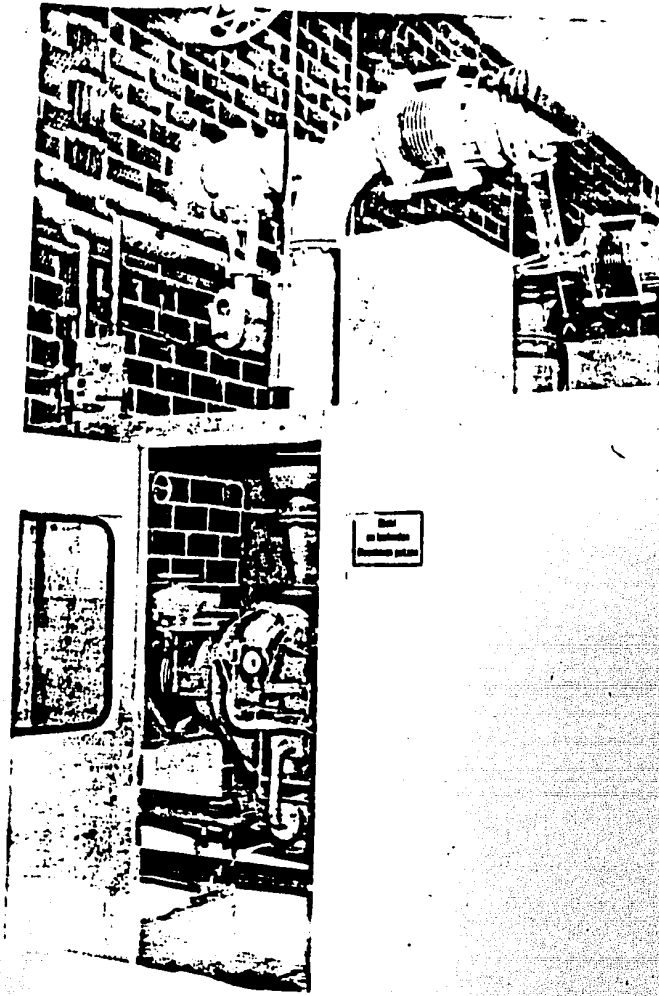


FIGURA 2.24. Compresor centrífugo en una cubierta absorbadora de ruido.

Instrumentación. Los principales instrumentos de un compresor centrífugo son los siguientes:

- indicadores de P y T en la descarga
- indicadores locales de la temperatura en el tanque de aceite
- indicadores locales de nivel en el tanque de aceite
- alarma por bajo nivel en el tanque de aceite
- indicador local de presión diferencial en los filtros de aceite
- indicadores locales de P y T en la caja de engranes
- indicador local de temperatura en las chumaceras
- alarma de alta temperatura de aceite
- probador del nivel de vibración del rotor
- controlador de la carga límite

Figura 2.24. Reducción de ruido. La reducción de ruido se puede lograr por varias alternativas:

- envolviendo el sistema completo, incluyendo el accionador, en una cubierta absorbadora de ruido
- envolver el compresor y la caja de engranes con una cubierta absorbadora de ruido
- instalar un silenciador en la línea de succión
- instalar un silenciador en la línea de descarga.

2.2.4 Compresor de flujo axial.

En la figura 2.25 se muestra un compresor de flujo axial. Este compresor se utiliza cuando se manejan grandes cantidades de gas.

Cada etapa consiste de dos filas de paletas, una de las cuales es fija y la otra móvil. Cuando el rotor gira las paletas del rotor proporcionan velocidad y presión al gas; entonces la velocidad del gas se convierte en presión en las paletas del estator. Con frecuencia estas máquinas están diseñadas para que la mitad de la presión alcanzada se genere en las paletas del rotor y la mitad en las del estator. El gas fluye predominantemente en dirección axial.

El compresor axial es alrededor del 10% más eficiente que el compresor centrífugo diseñado para la misma carga. Aunque el costo inicial es aproximadamente el mismo, se obtiene un ahorro en la operación debido a que se puede usar un motor más pequeño para accionarlo.

Los compresores axiales se usaron primero para manejar aire y como sopladores de hornos de fundición. Actualmente se utilizan extensamente en la industria química.

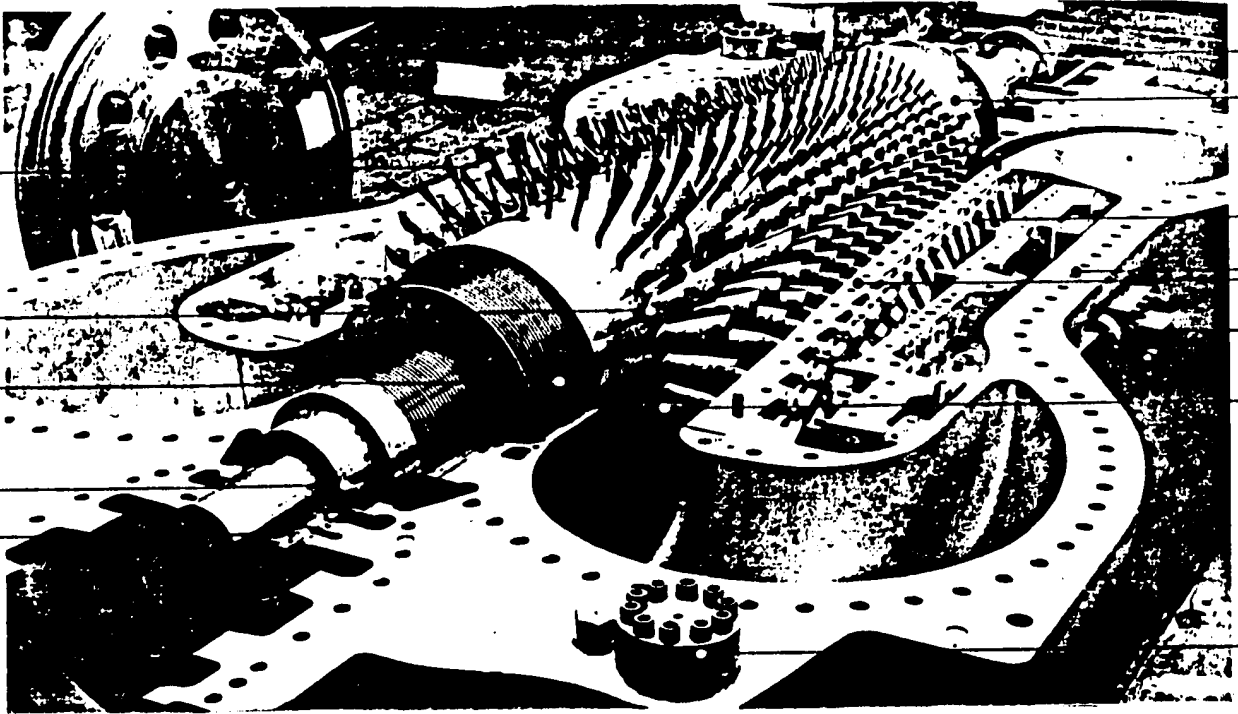


FIGURA 2.25. Partes de un compresor de flujo axial.

- 1.- Carcasa doble, de robusta construcción, portadora de los álabes fijos - cuyo paso puede modificarse.
- 2.- Soportes especiales de la carcasa que permite balancer cargas y eliminar fuerza de fricción.
- 3.- Alabes de perfil aerodinámico con 50% de reacción en los tipos estándar, que deben ofrecer las ventajas siguientes:
 - alto flujo másico para una determinada velocidad de giro.
 - característica carga-gasto con mucha pendiente, favorable para la regulación de flujo másico.
 - amplios límites de operación, permitiendo trabajar a carga parcial y sobrecargas, ajustando los álabes fijos.
 - altos rendimientos
 - los amplios claros radiales y axiales garantizan la operación de la máquina y evitan problemas de sobrecargas de flujo.

- 4.- Alabes del estator ajustables, para garantizar buen rendimiento a cargas parcial y sobrecargas.
- 5.- El mecanismo de ajuste de los álabes del estator debe estar sopor tado sobre baleros sellados y actuando por un cilindro de ajuste. No habiendo aceite lubricante que aplicar no hay peligro de conta minación del fluido que se comprime.
- 6.- Los álabes del rotor están fijos en las ranuras, en posición firme y precisa.
- 7.- Tambor del rotor de acero forjado, de una pieza y perfectamente equilibrado. Los pistones de amortiguamiento axial en los extremos del rotor en el montaje son fundamentales.
- 8.- Sellos de laberinto para el rotor, que evitan distorsiones en el mismo caso de contacto local.
- 9.- Los cojinetes de apoyo pueden ser de segmentos múltiples o de otro tipo adecuado.
- 10.- Sellos de la flecha, que pueden ser de laberinto, flotantes, mecánicos, etc.
- 11.- Sistema de acoplamiento del árbol motor que puede ser rígido o por medio de engranes.
- 12.- Servomotor hidráulico de alta presión para el mecanismo de ajuste.



FIGURA 2.26. El compresor axial más grande del mundo.
Potencia: 88MW. Planta de licuefacción
de gas natural de PRICO.

FIGURA 2.27. Compresores axiales en una planta de ácido nítrico. Capacidad - 69 000 m³/h. Potencia 8200 KW.

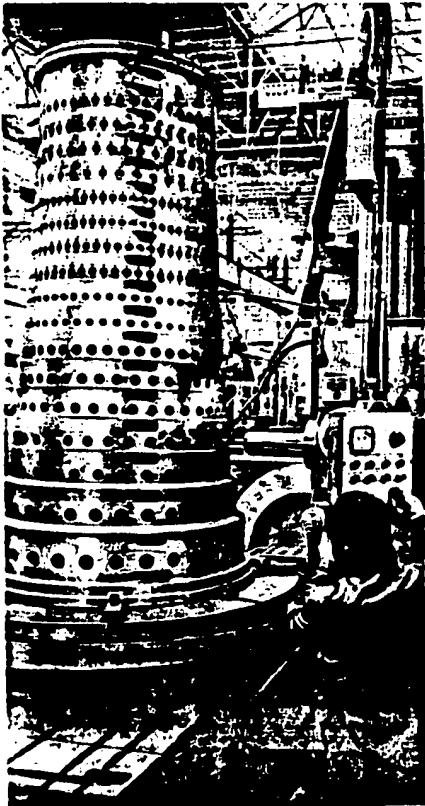
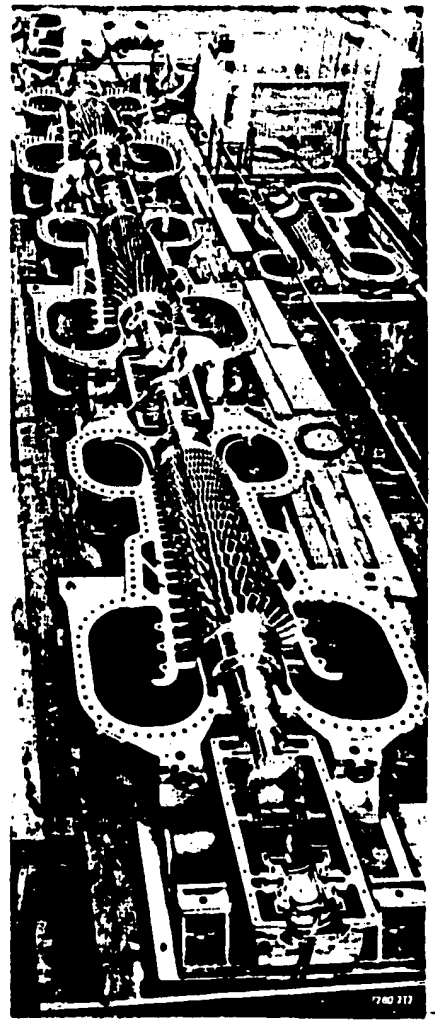


FIGURA 2.28. Maquinado de un portador de paletas para un compresor axial.

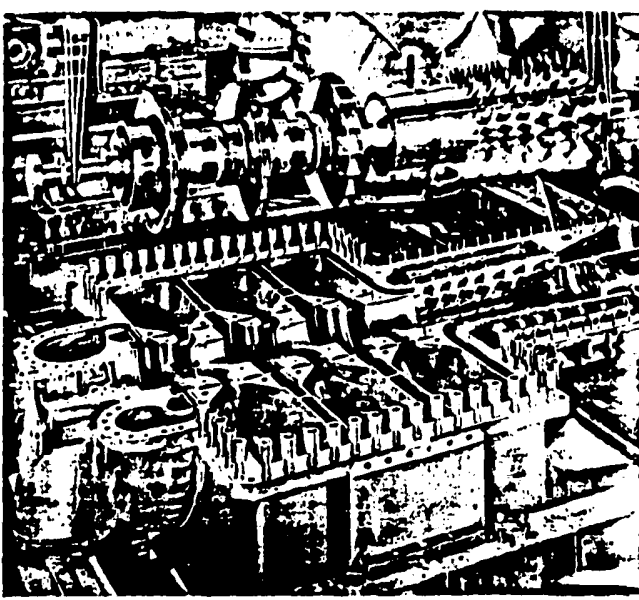
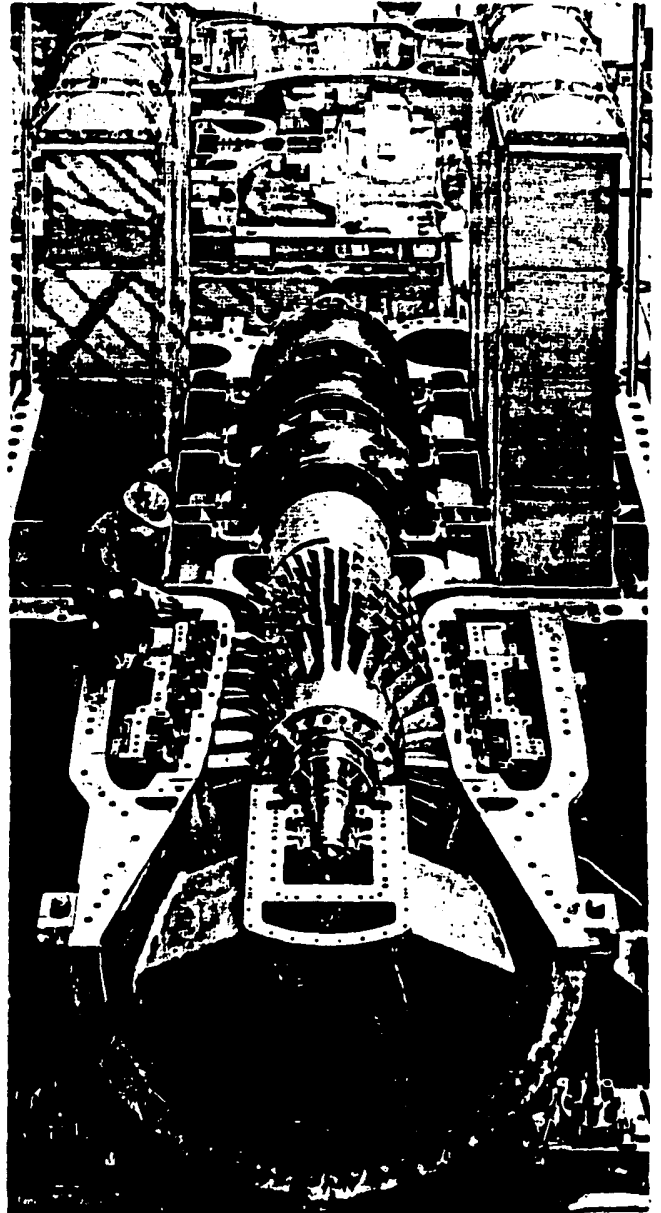


FIGURA 2.29. Compresor axial-centrífugo. Combinación de 6 etapas - axiales y 3 centrífugas en - un envolvente con 3 pares - de enfriadores integrados.



III.- Modelos de Compresión.

3.1 Modelos de compresión.

En los equipos de compresión las energías cinética y potencial no varían considerablemente por lo que los términos correspondientes en la ecuación del Balance de Energía pueden despreciarse. Si suponemos además que no existen fricciones entre el fluido y las partes del equipo, dicha ecuación se simplifica en

$$-W = \int_i^f V dp \quad (3.1)$$

Para ventiladores y algunos sopladores el volumen puede considerarse constante y el trabajo será igual a

$$-W = (P_f - P_i) V \quad (3.2)$$

Estas dos ecuaciones son válidas únicamente para procesos de flujo reversibles. Irreversibilidades tales como los efectos de fricción incrementan el trabajo que deba desarrollarse.

La ecuación de trabajo de compresión, ecuación 3.1, puede relacionarse directamente con algunas funciones termodinámicas de la energía al restringir ciertas diferenciales exactas de estas funciones a condiciones isotérmicas e isoentrópicas. Las diferenciales a las que nos referimos son:

$$dG = -s dt + V dp \quad (3.3)$$



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

$$dH = Tds + V dp \quad (3.4)$$

Para utilizar la ecuación 3.1 debe realizarse la integración, por lo que es necesario conocer el camino termodinámico que sigue el fluido en el aparato desde la succión hasta la descarga. El proceso de compresión puede llevarse a cabo en situaciones diversas por lo que se han desarrollado tres modelos diferentes, que son:

- a) Compresión isotérmica reversible
- b) Compresión isoentrópica
- c) Compresión politrópica

Los dos primeros tienen bases teóricas. La compresión politrópica es un modelo empírico, basado en el modelo isoentrópico.

3.1.1 Compresión isotérmica reversible.

La compresión isotérmica tiene lugar cuando la temperatura se mantiene constante conforme la presión aumenta. Esto requiere la remoción continua del calor generado en la compresión.

Al no haber cambio de temperatura

$$- sdT = 0$$

por lo que la ecuación 3.3 resulta

$$dG = Vdp \quad (3.5)$$

relacionando las ecuaciones 3.4 y 3.5

$$dG = dH - Tds \quad (3.6)$$

por lo tanto

$$- W = \int_i^f Vdp = \Delta G$$

o bien

$$- W = \Delta H - T \Delta S$$

De lo anterior se observa que el trabajo reversible de compresión, en el caso del modelo isotérmico, puede calcularse de dos maneras:

a) Si se conoce la relación entre la presión y el volumen, el trabajo se obtiene al efectuar la integración de la ecuación 3.1 desde la condición inicial hasta la final.

b) Si se conocen los valores de la entalpía y la entropía, el trabajo puede calcularse como

$$- W = \Delta H - T \Delta S = \Delta G \quad (3.7)$$

En el caso de gases ideales la relación entre la presión y el volumen está dada por

$$V = n R T / P$$

sustituyendo en la ecuación 3.1

$$- W = \int_i^f n R T \frac{dP}{P}$$

para el caso isotérmico $n R T = \text{constante}$, y

$$- W = n R T \ln \frac{P_f}{P_i} \quad (3.8)$$

para una unidad de masa del gas

$$- \underline{W} = \frac{RT}{M} \ln \frac{P_f}{P_i} \quad (3.9)$$

Es bien conocido que para un gas ideal en condiciones isotérmicas la relación P/ρ es constante. A las condiciones de entrada y salida del compresor se cumple que

$$\frac{P_i}{\rho_i} = \frac{P_f}{\rho_f} \quad (3.10)$$

donde ρ es la densidad del gas, $[\rho] = \text{ML}^{-3}$

$$\rho = MP/RT$$

sustituyendo en la ecuación 3.9, el trabajo por unidad de masa resulta

$$- \underline{W} = \frac{P}{\rho} \ln \frac{P_f}{P_i} \quad (3.11)$$

y considerando las condiciones en la succión del equipo

$$- \underline{W} = \frac{P_i}{\rho_i} \ln \frac{P_f}{P_i}$$

La potencia teórica se obtiene multiplicando el trabajo requerido por el gasto. Para el gasto en unidades de masa, de la ecuación-3.9, resulta

$$P_T = w_i \frac{RT_i}{M} \ln \frac{P_f}{P_i}$$

o bien

$$P_T = w RT_i \ln \frac{P_f}{P_i}$$

para un gas ideal $RT_i = P_i v_i$, de aquí que la potencia se puede expresar como

$$P_T = w v_i P_i \ln \frac{P_f}{P_i}$$

ó

$$P_T = Q_i P_i \ln \frac{P_f}{P_i} \quad (3.12)$$

donde Q_i es el gasto en volumen

$$Q_i = w_i v_i$$

3.1.2 Compresión isoentrópica.

También se le conoce como compresión adiabática, se obtiene cuando no se añade ni se remueve calor durante el proceso de compresión.

Recordando la ecuación 3.4

$$dH = TdS + Vdp$$

cuando no hay cambio de entropía en el proceso ($TdS = 0$), y

$$VdP = dH \quad (3.13)$$

sustituyendo este resultado en la ecuación 3.1 el trabajo de compresión isoentrópico puede calcularse como

$$- W = \int_i^f VdP = \Delta H \quad (3.14)$$

similarmente el caso isotérmico, el trabajo de compresión isoentrópico puede calcularse de dos maneras.

a) Si se conoce la relación entre la presión y el volumen, como la integral de la ecuación 3.1

b) Aplicando la ecuación 3.14, es decir, como la diferencia de las entalpías final e inicial del gas durante el proceso.

En el caso de comportamiento ideal del gas, la ecuación 3.1 -
puede expresarse como

$$- W = \int_i^f nRT \frac{dp}{p}$$

haciendo uso de la ecuación 3.13 para una unidad de masa del gas

$$v dp = dH \quad (3.15)$$

y el trabajo correspondiente

$$- dW = v dp = dH \quad (3.16)$$

siendo v = volumen específico, L^3/M

para un gas ideal $v = RT/P$, sustituyendo en la ecuación 3.16 tenemos

$$- dW = RT \frac{dp}{p} = dH \quad (3.17)$$

además, si no hay cambio de fase

$$dH = C_p dT \quad (3.18)$$

donde C_p es la capacidad calorífica a presión constante, sustituyendo
la ecuación 3.18 en 3.17 y reordenando

$$R \frac{dp}{p} = C_p \frac{dT}{T}$$

considerando una capacidad calorífica media entre las condiciones inicial y final como

$$C_{pm} = (C_{p_i} + C_{p_f})/2$$

e integrando, obtenemos

$$R \ln \frac{P_f}{P_i} = C_{pm} \ln \frac{T_f}{T_i}$$

resolviendo para la temperatura de descarga T_f

$$T_f = T_i \left[\frac{P_f}{P_i} \right]^{R/C_{pm}} \quad (3.19)$$

para un gas ideal

$$C_{pm} = C_{vm} + R$$

o bien

$$R = C_{pm} - C_{vm} \quad (3.20)$$

sustituyendo

$$T_f = T_i \left[\frac{P_f}{P_i} \right]^{\frac{C_{pm} - C_{vm}}{C_{pm}}}$$

si definimos k como el cociente de los calores específicos o coeficiente isoentrópico = C_{pm}/C_{vm}

$$T_f = T_i \left[\frac{P_f}{P_i} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.21)$$

de las ecuaciones 3.17 y 3.18

$$-\underline{W} = \int_i^f C_{pd}T = C_{pm} (T_f - T_i) \quad (3.22)$$

sustituyendo 3.21 en la ecuación 3.22

$$-\underline{W} = C_{pm} T_i \left[\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.23)$$

de la ecuación 3.20 y de la definición del coeficiente isoentrópico k , el C_{pm} es

$$C_{pm} = \frac{k}{k-1} R \quad (3.24)$$

finalmente el trabajo de compresión isoentrópico resulta

$$-\underline{W} = \frac{k}{k-1} R T_i \left[\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3.25)$$

o bien

$$- \frac{W}{T} = \frac{k}{k-1} P_i v_i \left(\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.26)$$

Aunque el coeficiente isoentrópico k debe obtenerse a la temperatura promedio entre la entrada y la salida del compresor, en muchos casos la variación del valor del cociente de los calores específicos es muy pequeña por lo que resulta satisfactorio suponerlo constante y calcularlo a las condiciones de succión. En casos muy rigurosos se puede seguir un procedimiento iterativo suponiendo una temperatura final.

La potencia del compresor se obtiene multiplicando el trabajo por el gasto en masa w

$$P_T = \frac{k}{k-1} RT_i \left(\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) w \quad (3.27)$$

recordemos que $P_i v_i = RT_i$ y $Q_i = v_i w_i$

de aquí que la potencia la podemos evaluar como

$$P_T = \frac{k}{k-1} P_i Q_i \left(\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.28)$$

3.1.3 Compresión politrópica.

Aún cuando los modelos anteriores son muy útiles en el cálculo

de compresores en realidad nunca es económicamente posible llevar a la práctica una operación totalmente isotérmica o isoentrópica (adiabática). El modelo de compresión politrópico es resultado de un esfuerzo para apegarse a las condiciones verdaderas de operación.

Este modelo se derivó tomando como base el modelo isoentrópico y sustituyendo el coeficiente isoentrópico por otro coeficiente empírico.

La compresión politrópica sigue la ecuación

$$Pv^n = \text{constante} \quad (3.29)$$

El exponente n es el coeficiente politrópico, el cual depende de las propiedades del gas, de la cantidad de enfriamiento suministrado al cuerpo del compresor y de las pérdidas de energía debidas a la fricción.

De acuerdo con la ecuación 3.29, para las condiciones de entrada y de salida se cumple que

$$P_i v_i^n = P_f v_f^n \quad (3.30)$$

El valor de n se puede determinar experimentalmente, midiendo la presión y el volumen específico en dos puntos del camino que sigue el proceso de compresión, por ejemplo en la succión y en la descarga.-

Resolviendo la ecuación 3.30 para el coeficiente politrópico

$$n = \frac{\ln P_f/P_i}{\ln v_i/v_f} \quad (3.31)$$

Cuando $n = k = C_p/C_v$ la compresión es isoentrópica, por ello - las ecuaciones son análogas a este modelo.

La expresión para el cálculo del trabajo politrópico es

$$-W = \frac{n}{n-1} RT_i \left(\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (3.32)$$

y

$$P_T = \frac{n}{n-1} P_i Q_i \left(\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (3.33)$$

la temperatura de descarga se evalúa como

$$T_f = T_i \left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.34)$$

3.2 Desviaciones del comportamiento ideal de los gases en el proceso de compresión.

Las ecuaciones que hasta aquí se han desarrollado describen - tres diferentes modelos de compresión, pero todas en base al comportamiento de gases ideales, sin embargo, la ecuación del gas ideal $PV = nRT$ sólo es válida a bajas presiones y a temperaturas elevadas.

Para poder aplicar dicha ecuación y que contemple el comportamiento de gases reales es necesario aplicar un factor de corrección, conocido como el factor de compresibilidad z , tal que $z = PV/nRT$.

Para determinar este factor resulta muy práctico hacer uso del principio de estados correspondientes, que ha correlacionado los factores de compresibilidad para todos los gases dentro de las necesidades de exactitud de la ingeniería.

Este principio establece que si se expresan las propiedades de los gases en términos de las variables reducidas (temperatura reducida, $T_r = T/T_c$; presión reducida, $P_r = P/P_c$; y volumen reducido, $V_r = V/V_c$) - todos los gases obedecen aproximadamente la misma ecuación de estado.

El principio de estados correspondientes es muy útil para calcular aproximadamente las propiedades de los gases a presiones hasta de 1500 atmósferas, empleando las gráficas de coeficiente de compresibilidad z contra alguna variable reducida.

En el caso de mezclas de gases se puede emplear el método pseudocrítico, es decir, se calcula la temperatura crítica media y la presión crítica media de la mezcla como

$$T_{cm} = \sum \bar{X}_i T_{ci} \quad (3.35)$$

$$P_{cm} = \sum \bar{X}_i P_{ci} \quad (3.36)$$

Para poder aplicar dicha ecuación y que contemple el comportamiento de gases reales es necesario aplicar un factor de corrección, conocido como el factor de compresibilidad z , tal que $z = PV/nRT$.

Para determinar este factor resulta muy práctico hacer uso del principio de estados correspondientes, que ha correlacionado los factores de compresibilidad para todos los gases dentro de las necesidades de exactitud de la ingeniería.

Este principio establece que si se expresan las propiedades de los gases en términos de las variables reducidas (temperatura reducida, $T_r = T/T_c$; presión reducida, $P_r = P/P_c$; y volumen reducido, $V_r = V/V_c$) - todos los gases obedecen aproximadamente la misma ecuación de estado.

El principio de estados correspondientes es muy útil para calcular aproximadamente las propiedades de los gases a presiones hasta de 1500 atmósferas, empleando las gráficas de coeficiente de compresibilidad z contra alguna variable reducida.

En el caso de mezclas de gases se puede emplear el método pseudocrítico, es decir, se calcula la temperatura crítica media y la presión crítica media de la mezcla como

$$T_{cm} = \sum \bar{X}_i T_{ci} \quad (3.35)$$

$$P_{cm} = \sum \bar{X}_i P_{ci} \quad (3.36)$$

donde \bar{x}_i = fracción molar del componente i

T_{cm}, P_{cm} = Temperatura y presión crítica media de la mezcla.

T_{ci}, P_{ci} = Temperatura y presión crítica del componente i.

Se obtienen entonces las variables reducidas medias para la mezcla gaseosa como:

$$T_{rm} = T/T_{cm} \quad (3.37)$$

$$P_{rm} = P/P_{cm} \quad (3.38)$$

Con estas variables reducidas se puede hacer uso de las gráficas mencionadas anteriormente para encontrar el factor de compresibilidad medio de la mezcla.

Algunos investigadores han propuesto corregir las ecuaciones del trabajo isoentrópico, multiplicándolas por el promedio aritmético de los factores de compresibilidad a las condiciones de succión y de descarga del compresor, es decir

$$- \underline{W} = \Delta H \left(\frac{Z_i + Z_f}{2} \right) \quad (3.39)$$

y

$$- \underline{W} = \left(\frac{Z_i + Z_2}{2} \right) \left(\frac{k}{k-1} \right) RT \left(\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (4.30)$$

ó simplemente multiplicándolas por el factor de compresibilidad a las condiciones de entrada, z_i

IV.- Operación de Compresores.

4.1.1 Compresión en un equipo centrífugo.

Al igual que los compresores recíprocos, los compresores centrífugos tienen las mismas características fundamentales de operación. La operación de un compresor centrífugo se puede representar en forma esquemática en un diagrama Presión Volumen como el de la figura 4.1. Primero entra a la máquina una cierta cantidad de gas a presión constante P_i , por lo tanto el volumen del gas aumenta de V_o a V_i , al mismo tiempo que la velocidad del impulsor aumenta hasta alcanzar la operación a estado estacionario. La compresión del gas comienza desde que éste ha entrado en contacto con el impulsor en movimiento, ya que éste le transmite su energía de velocidad la cual se transforma en presión en las paletas del impulsor y en los difusores que se encuentran a su alrededor. Después de un corto tiempo se alcanzan las condiciones de régimen permanente que en el diagrama se indican como presión final P_f y volumen final V_f . El equipo descarga a estas condiciones mientras se mantengan invariables las condiciones en la succión.

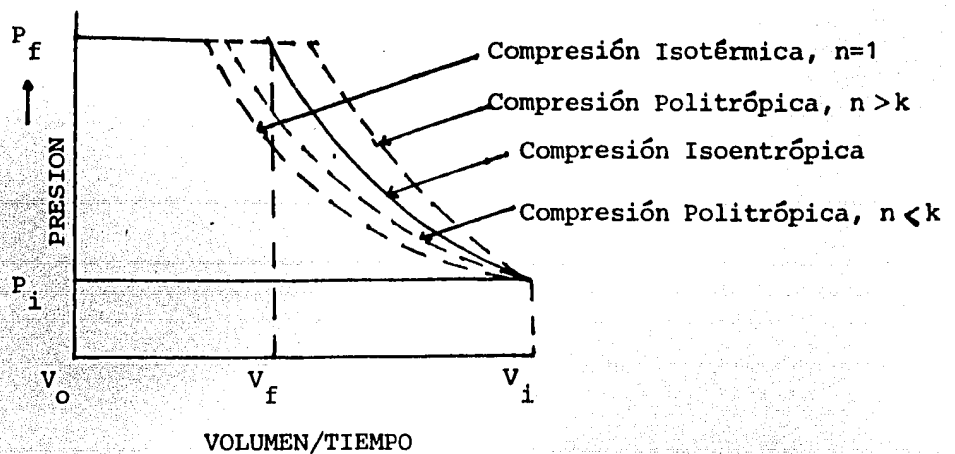


FIGURA 4.1. Compresión en un equipo centrífugo



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

4.1.2 Curvas características.

En la figura 4.2 se muestra las curvas características que representan el funcionamiento de un compresor centrífugo cuando la unidad es accionada con turbina de vapor.

La operación de una turbina de vapor y la de un compresor centrífugo es muy similar, por lo que se acoplan excelentemente. Se muestra en la figura 4.2 el efecto de la variación de la velocidad sobre la cabeza y la potencia del compresor.

En el punto límite o punto de pulsación la operación del compresor es inestable. La máquina vibra y se calienta si opera cerca de este punto. Por lo general el punto de pulsación está a un tercio o un medio de la capacidad normal de operación del equipo. Es importante conocer donde está este punto (o región). Durante el arranque la máquina debe pasar a través de esta región, pero no se debe permitir que la operación sea mantenida cerca de ella.

En general los compresores accionados con motor de velocidad constante están equipados con aletas guías en la succión del primer rodete para permitir el control del gasto de succión. Si no se usan aletas guías, debe estar disponible algún otro mecanismo estrangulador. La figura 4.3 presenta la operación a velocidad constante de un compresor centrífugo con aletas guías en la succión.

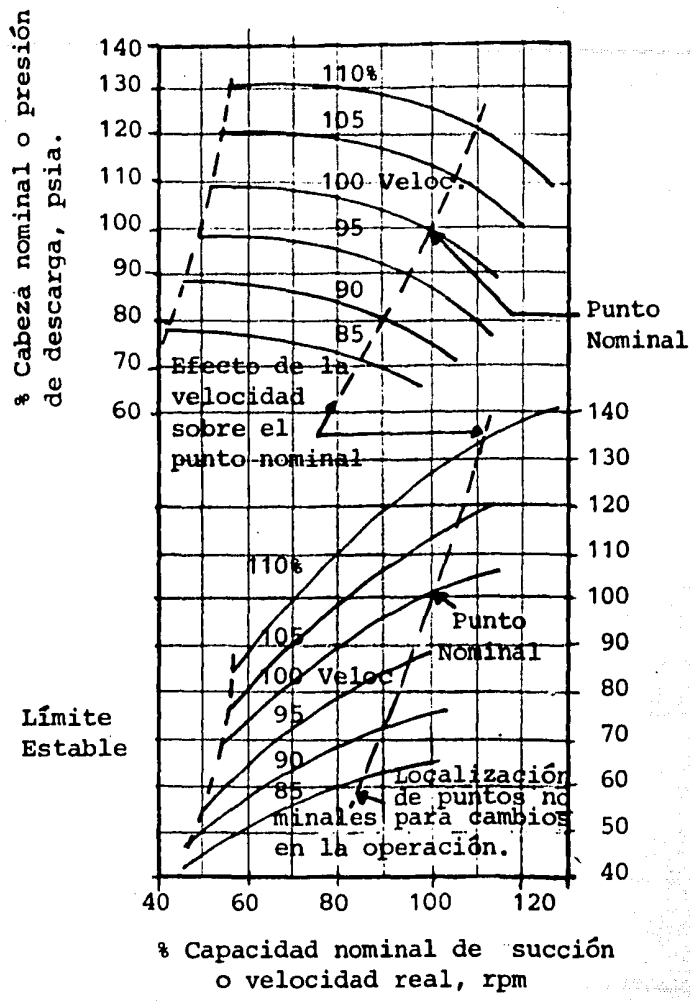


FIGURA 4.2. Curva característica típica, para compresores centrífugos.

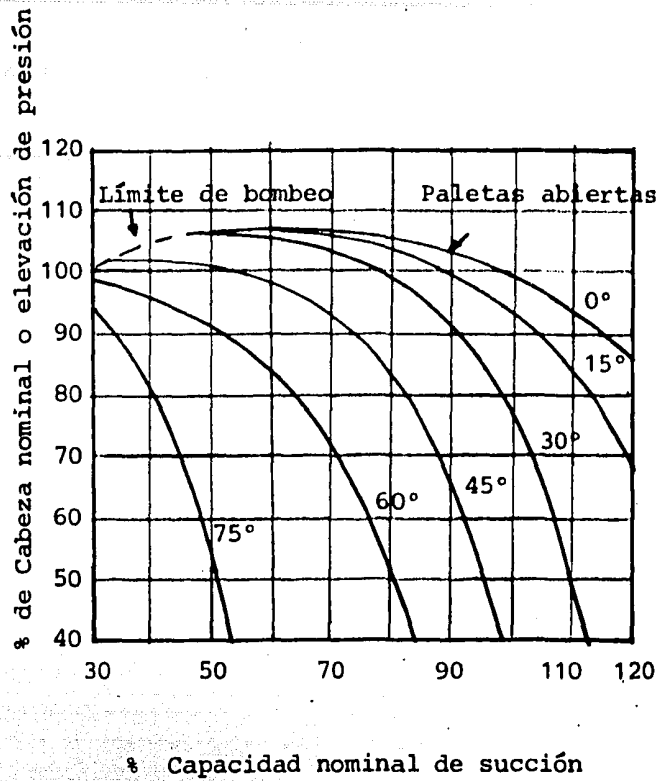


FIGURA 4.3. Operación de un compresor centrífugo con paletas guías en la succión.

El compresor solo puede operar a la largo de su curva de operación; y lo hará precisamente donde corta ésta a la curva del sistema del cual la máquina forma parte. Esto es similar a la representación del sistema de una bomba centrífuga. La disipación de energía por fricciones y otras caídas de presión del sistema y la relación que guarda estas pérdidas con las condiciones de operación determinan el funcionamiento del compresor.

En la figura 4.4 se ha representado la curva para un compresor de velocidad variable operando en un sistema cuya resistencia está compuesta por pérdidas de energía por fricciones en la tubería y en los equipos y por una contrapresión.

La curva del sistema se obtiene calculando unos cuantos puntos para gastos prestablecidos usando métodos confiables para cálculos de caídas de presión en líneas y equipo. Al 100% de velocidad la máquina opera en el punto 1. Si el flujo se reduce al 95% de la capacidad en el punto 1, usando las leyes de similitud (ver sección 4.1.6) obtenemos el punto 5, con X% rpm. El compresor no opera en el punto 5 porque la curva del sistema no pasa a través del punto 5. La curva pasa a través del punto 2, pero este punto es menor que el 95% de capacidad. Por lo tanto, la máquina debe operar en alrededor Y% de la velocidad nominal; el punto 3, para darnos el 95% de la capacidad nominal.

Si mantenemos constante la velocidad de un compresor las curvas de trabajo-capacidad y eficiencia son características únicamente del diseño del impulsor y la carcasa. Estas curvas pueden extrapolarse a otras velocidades y a otras condiciones de operación razonables por las leyes de similitud. La operación del compresor puede sostenerse o establecerse en el punto deseado sobre la curva trabajo-capacidad mediante una combinación de controles.

4.1.3 Control del funcionamiento.

1.- Control por velocidad.

La figura 4.5 muestra el efecto de cambiar la velocidad sobre la curva característica del compresor. La velocidad puede ajustarse para mantener un punto deseado sobre la curva del sistema. Esta es la forma de control más popular.

2.- Estrangulamiento de la succión.

Este es también un camino muy común para cambiar la capacidad, particularmente cuando se usan accionadores de velocidad constante. La velocidad del gas en la succión es reducida por la acción de estrangulamiento, el cual se lleva a cabo a entalpia constante. Hay pérdidas de energía con este tipo de control, sin embargo, es mucho menor que la pérdida asociada con el estrangulamiento del lado de la descarga.

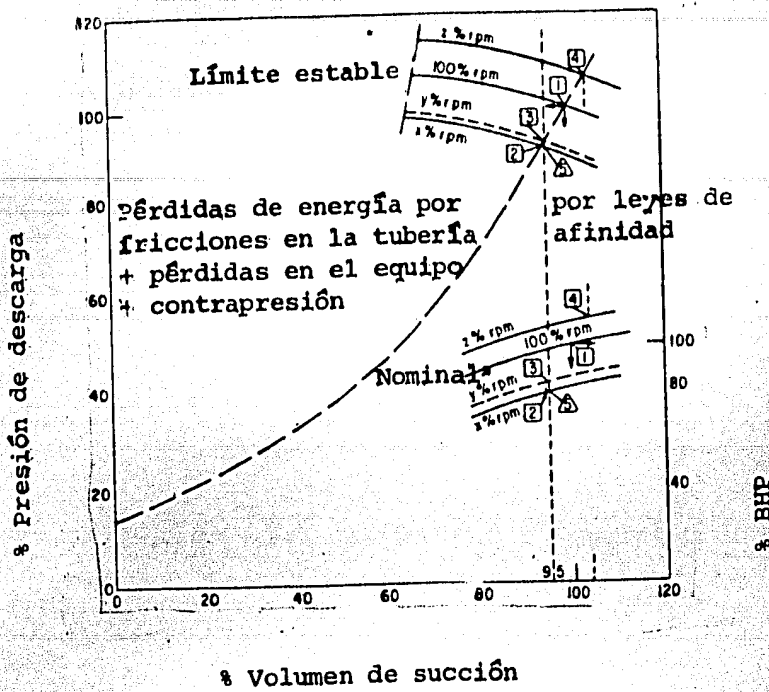
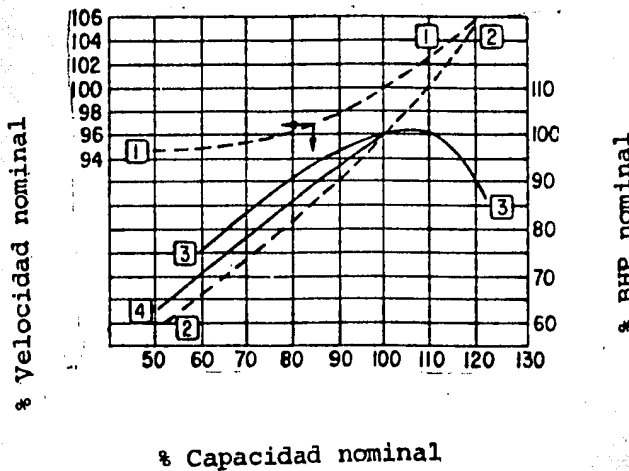


FIGURA 4.4 Operación en un sistema con compresores centrífugos de velocidad variable



- 1-1 Capacidad contra cambios en la velocidad
- 2-2 Cambios en la potencia con cambios en la velocidad 1-1
- 3-3 Cambios potencia usando estrangulación de la succión a velocidad constante
- 4-4 Cambio en la potencia usando estrangulación de la succión a velocidad constante.

FIGURA 4.5. Efectos típicos de control de la capacidad sobre la potencia de compresores centrífugos

3.- Estrangulamiento de la descarga.

El consumo de potencia permanece constante para este tipo de control, así que no se obtiene ningún ahorro por el flujo reducido.

4.1.4 Zona de pulsaciones.

Para cualquier curva característica presión-gasto en volumen se advierte que estas dos variables se modifican en sentido inverso (característica de pendiente negativa); esto es, si el gasto en volumen aumenta la presión de descarga disminuye y recíprocamente. Para cada turbocompresor existen ciertos límites de operación, tanto en presión de descarga como en gasto que suelen señalarse por el trazo de las propias curvas características.

El límite de la presión máxima de descarga y de mínimo gasto se halla señalado por la línea que une a los puntos máximos de las características, que viene a ser la que marca la inversión de la pendiente de dichas curvas.

4.1.5 Instrumentación de compresores centrífugos.

Independientemente de los controles que el compresor requiere para las necesidades del proceso, si las condiciones de flujo inverso se pueden producir, se deberá incorporar un sistema de control para evitar una operación en dicha situación.

A continuación se presentan algunos ejemplos de instrumentación típica de compresores considerando los requerimientos del proceso y la protección de flujo inverso cuando esta se requiere.

a) Compresor de aire para una unidad de craqueo catalítico.

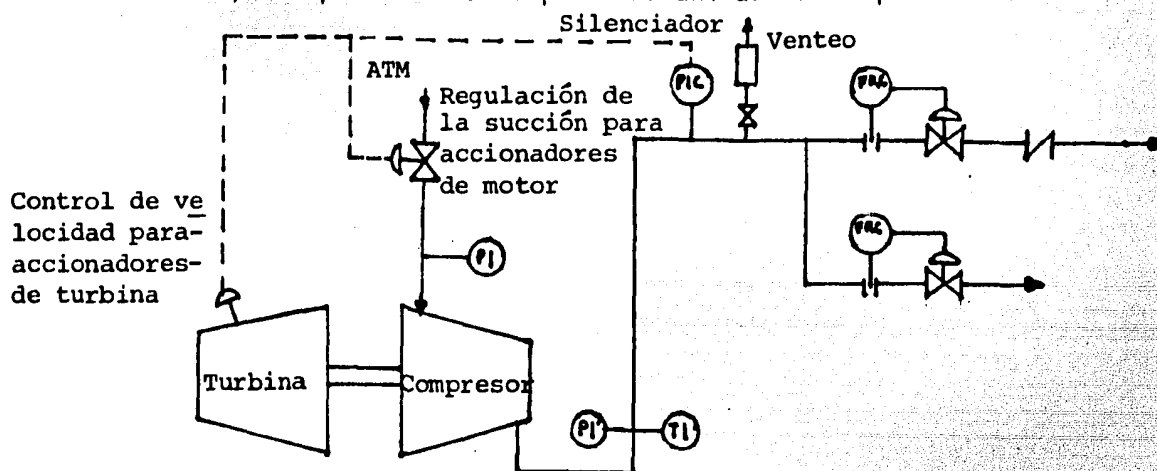


FIGURA 4.6.

- TI : indicador de temperatura
- TIC : controlador indicador de temperatura
- PI : indicador de presión
- PIC : controlador indicador de presión
- FI : indicador de flujo
- FRC : controlador registrador de flujo

El compresor de aire para estas unidades opera contra una presión de descarga relativamente constante establecida por la presión en el sistema de regeneración del catalizador. Si tanto el aire de arrastre como el aire de regeneración es proporcionado por un solo compresor, los requerimientos de aire para cada servicio deben ser controlados por flujo en forma separada, véase la figura 4.6. Si todo el aire

del compresor se usa a un solo nivel de presión la velocidad del compresor o la regulación de la succión puede emplearse como control de flujo, figura 4.6

b) Compresor de recuperación de gas en unidades FCC.

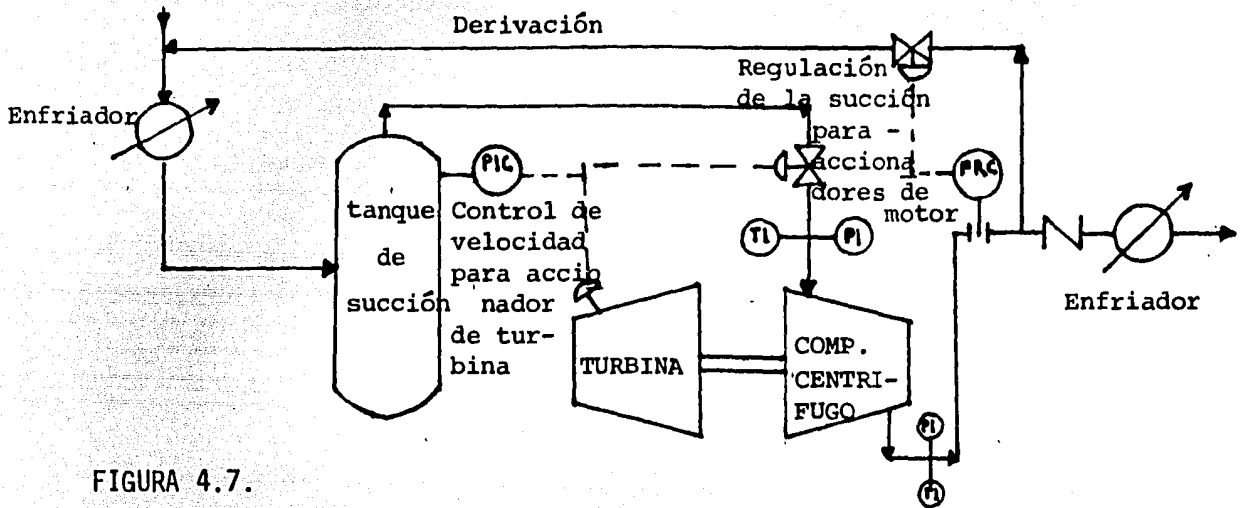


FIGURA 4.7.

El compresor de recuperación de gas de una unidad FCC opera contra un sistema a presión constante. Un controlador de presión sobre el tanque de succión mantiene constante la presión de succión. Si el flujo cae por debajo de un mínimo predeterminado, el controlador de flujo automáticamente abre la válvula de derivación asegurando suficiente flujo al compresor para mantenerlo en la región estable. Como se ve en la figura 4.7 el gas caliente de descarga es enfriado por medio de un intercambiador de calor en el lado de la succión del sistema. Si se ha utilizado un enfriador en la descarga para enfriar el gas, algo de los componente más pesados puede condensarse. De aquí que el gas retornado a la succión del compresor puede ser de un peso

molecular menor. La razón de compresión del compresor puede reducirse si el peso molecular del gas de entrada es menor que el peso molecular de diseño. La figura 4.8 muestra un arreglo con 2 etapas con el mismo accionador. En cada etapa se ha incluido su propia derivación para proporcionar un flujo mínimo que asegure que no habrá cambios significativos en el peso molecular del gas recirculado.

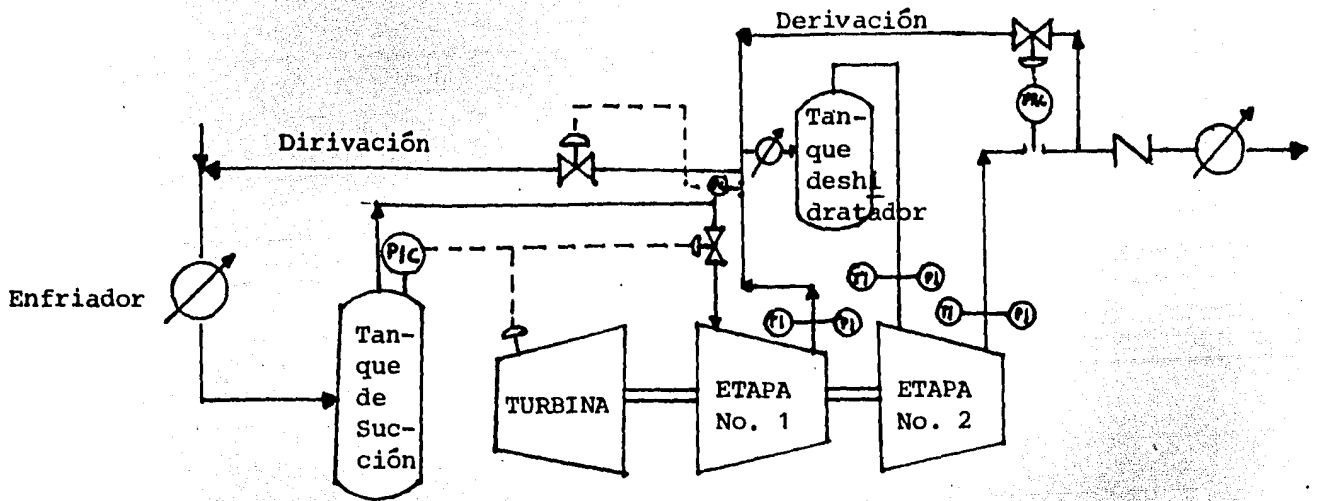


FIGURA 4.8.

4.1.6 Leyes de similitud

Las leyes de similitud expresan la relación entre la cabeza, capacidad, velocidad y tamaño de sopladores y compresores centrífugos. Estas relaciones son:

A) Velocidad:

1) La capacidad varía con la razón de velocidades

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{(rpm)_2}{(rpm)_1} \right)$$

donde el subíndice 1 y 2 representan las condiciones de operación inicial y final respectivamente.

2) El trabajo isoentrópico varía con el cuadrado de la velocidad-

$$H_2 = H_1 \left(\frac{(rpm)_2}{(rpm)_1} \right)^2$$

3) La potencia varía con el cubo de la velocidad

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{(rpm)_2}{(rpm)_1} \right)^3$$

Un nuevo punto de funcionamiento no está definido hasta que los tres parámetros han sido determinados.

B) Diámetro del impulsor

Para dos arreglos geoméricamente similares con la misma velocidad específica y operando a las mismas revoluciones por minuto:

- 1) El trabajo varía con el cuadrado de los diámetros de los impulsores

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

- 2) La capacidad Q varía con los diámetros de los impulsores al cubo

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3$$

- 3) La potencia al freno varía con el diámetro de los impulsores o la quinta potencia

$$\text{BHP}_2 = \text{BHP}_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5$$

C) Diámetro del impulsor.

Cuando el impulsor es sustituido por otro de menor diámetro pero la velocidad se mantiene constante:

- 1) El trabajo disminuye con los diámetros de los impulsores al cuadrado

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

Note que el diámetro D_2 es en esta serie de evaluaciones menor a D_1 , el diámetro del impulsor original.

- 2) La capacidad disminuye con la razón de diámetros de los impulsores

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)$$

- 3) La potencia disminuye con la razón de diámetros al cubo

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

Estas relaciones no se cumplen estrictamente para cambios grandes en los diámetros ya que el trabajo de compresión y la capacidad disminuyen algo más que lo que las relaciones indican. Las eficiencias permanecen aproximadamente constantes durante todos los cambios descritos arriba.

D) Efecto de la temperatura.

Se ha encontrado que para un gasto de succión fijo, así como a velocidad y eficiencia constantes y sin estrangulamiento, pero con

presión de descarga variable por el efecto de la temperatura

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{T_1}{T_2} \right)$$

Para un compresor de una etapa el efecto de cambiar las condiciones de succión o de descarga puede predecirse con bastante aproximación. Sin embargo, en el caso de máquinas de múltiples etapas, las variaciones en la operación así como los efectos de las condiciones del rodete precedente pueden tener un efecto marcado. El rodete de la última etapa determinará la curva de operación para el compresor, pero ésta solo es válida cuando opera en conjunción con los otros rodetes.- El primer rodete descarga en la succión del segundo, el segundo descarga en la succión del tercero, etc., hasta que se alcanza la última etapa, y esta representa la descarga de la máquina. Conforme el gas pasa a través del compresor su volumen específico disminuye, por ello cada impulsor es generalmente menor al precedente.

4.2 Compresión en un equipo de desplazamiento positivo.

Con el objeto de explicar la operación de un compresor resulta conveniente considerar el movimiento alternativo de un pistón dentro de un cilindro ya que el ciclo de compresión puede representarse en forma esquemática en un diagrama Presión-Volumen.

El ciclo comienza cuando un gas se introduce al cilindro a baja presión mientras el pistón se desplaza de modo que se mantiene la presión constante en el cilindro, aún cuando el volumen ha aumentado. En la figura 4.9 se muestra este proceso.

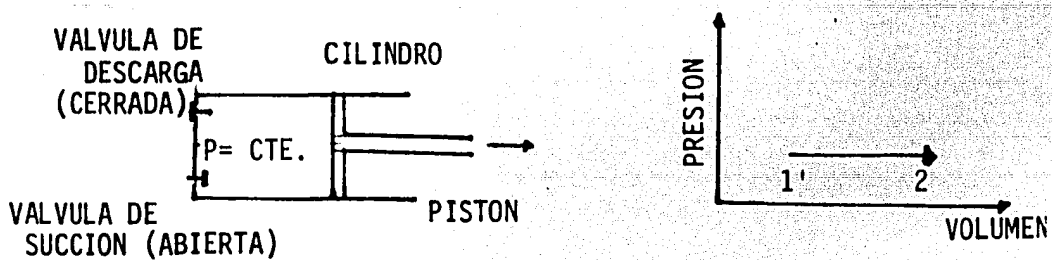


Figura 4.9.a. La presión en la cámara se mantiene constante y el volumen (y la masa) del gas aumenta del estado inicial 1' al estado 2., como se muestra en el diagrama Presión-Volumen.

A continuación se cierra la válvula de entrada y el pistón invierte su marcha de modo que el gas se comprime dentro de la cámara. En general se han propuesto tres modelos para considerar la trayectoria seguida durante la compresión, estos son: compresión isotérmica, compresión isoentrópica (también conocida como adiabática) y la compre

sión politrópica, los cuales se analizan en el capítulo III. En esta fase el gas alcanza la presión de descarga, que en el diagrama se muestra como el punto final de la trayectoria 2-3', de la figura 4.9.c.

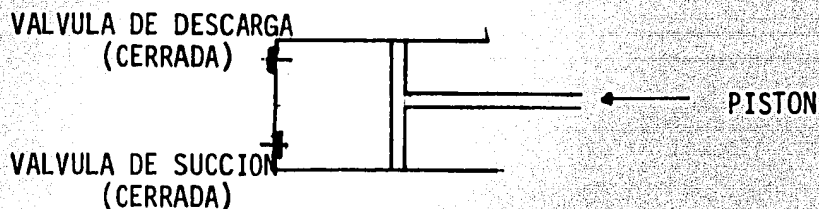


Figura 4.9.b. La presión de la cámara aumenta hasta la presión de descarga. El volumen disminuye

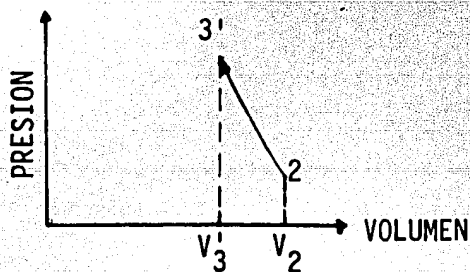


Figura 4.9.c. En el caso ideal de un compresor refrigerado se puede considerar que el proceso de compresión 2-3' sigue la isoterma.

Cuando se ha alcanzado la presión de descarga P_3 la válvula de salida se abre y se descarga el gas a presión constante hasta alcanzar el volumen V_4 . Véase la figura 4.9.d.

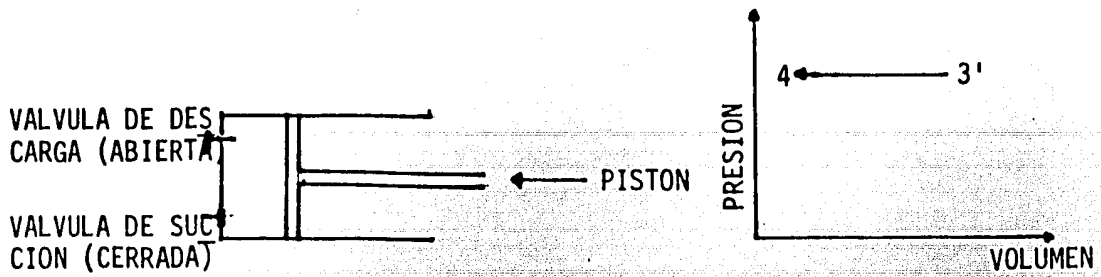


Fig. 4.9d. El compresor descarga a presión constante.

En seguida se cierra la válvula de salida y el pistón cambia de dirección, el volumen aumenta y la presión disminuye hasta que se alcanza la presión de apertura de la válvula de entrada, entonces el gas entra y se repite el ciclo.

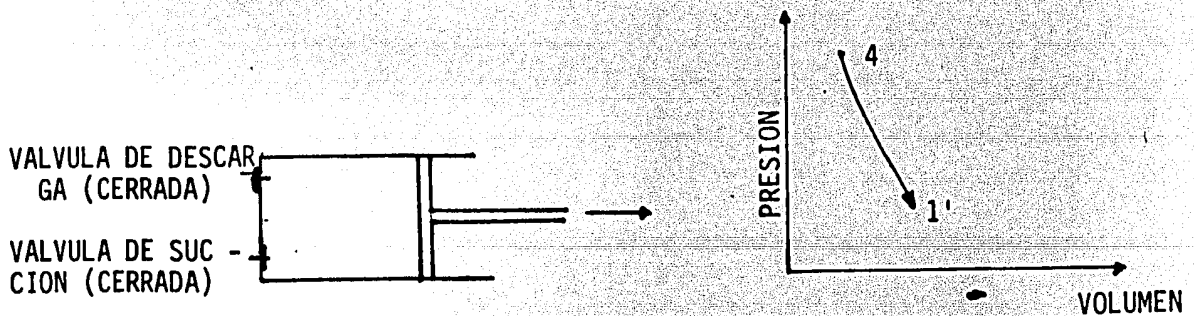


Figura 4.9.e. Expansión del gas en la fase final del ciclo de compresión. La trayectoria de esta fase está representada en el diagrama Presión-Volumen.

El ciclo completo que se lleva a cabo en el compresor recíprocante de una sola etapa se representa en el diagrama P-V uniéndolas trayectorias de cada fase del proceso, figura 4.9.f.

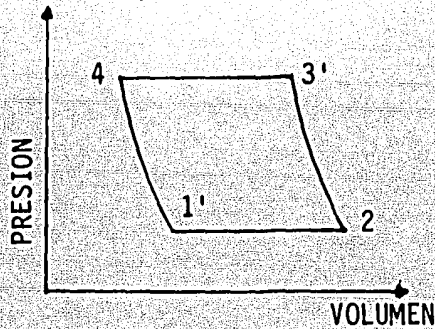


Fig. 4.9f. Ciclo de compresión ideal.

En este diagrama se describe un ciclo de compresión muy idealizado. En realidad, se debe de considerar que las válvulas de la cámara de compresión operan debido a la diferencia de presiones que existen entre la entrada y la salida y la cámara de compresión. El ciclo de compresión se puede representar ahora como se ve en la figura 4.10.

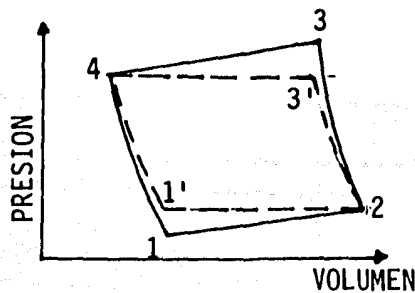


Fig. 4.10. Ciclo de compresión comparado con el ideal.

El ciclo se desarrolla de la siguiente manera:

- a) Originalmente la cámara se encuentra a una presión menor que el gas en la línea de entrada lo cual permite que la válvula de entrada este abierta y el gas se introduce a la cámara, el pistón se desplaza hasta que la presión es igual en ambos lados de la válvula, momento en que ésta se cierra. Este proceso está representado en la figura por la línea 1-2.
- b) En los compresores no refrigerados, que funcionan a bajas velocidades, la compresión del fluido sigue una trayectoria isentrópica; cuando el compresor es de grandes dimensiones y trabaja a grandes velocidades, lo que sucede por lo general con los compresores centrífugos, la compresión sigue una trayectoria politrópica, es decir, ninguna de las variables permanece constante. El pistón comprime el gas (trayectoria 2-3) hasta una presión tal que provoca la apertura de la válvula de salida.
- c) El gas entonces se desaloja a alta presión hasta que se alcanza la presión de cierre de la válvula. Este es el proceso 3-4.
- d) El pistón retrocede hasta que la presión de la cámara alcanza el punto de apertura de la válvula de entrada, presión que obviamente es menor que la presión en la línea, el fluido entra y el ciclo se repite.

4.2.2. Capacidad del compresor.

La capacidad del compresor es el volumen de gas por unidad de tiempo, medido a las condiciones de entrada de un compresor recíproco de una o varias etapas.

El fabricante generalmente garantiza que esta capacidad está sujeta a una tolerancia del 6% cuando la presión de entrada a la primera etapa es menor a 5 psig y de alrededor del 3% para presiones iniciales mayores.

La capacidad real debe calcularse de los requerimientos del proceso.

En el caso de estar examinando un cilindro de compresión puede calcularse como:

$$Q_1 = PD \eta_v \quad (4.1)$$

donde

PD = desplazamiento del pistón, L/t

η_v = eficiencia volumétrica

Volumen muerto, V_m

Es el volumen que queda en el cilindro al final de recorrido - del pistón. Comprende el volumen entre el extremo del pistón y la cabeza del cilindro y el que queda en las válvulas, véase la figura 4.15.

Porcentaje de volumen muerto, $\%V_m$.

Es el porcentaje de volumen muerto con respecto al volumen total desplazado por el pistón.

El rango de valores del porcentaje de volumen muerto varía de acuerdo al diámetro del cilindro y es de alrededor de 8% para cilindros de 36 pulgadas de diámetro y de 40% para cilindros de 3 y 4 pulgadas.

Eficiencia volumétrica.

Es la eficiencia de operación de un cilindro a las condiciones de capacidad real. Se ha encontrado empíricamente que sigue la relación

$$\% \eta_v = 100 - R_c - \% V_m (R_c^{1/k} - 1) \quad (4.2)$$

En esta expresión, la razón de compresión R_c evidentemente se refiere a la involucrada a través de un cilindro individual.

La eficiencia volumétrica puede expresarse como la razón de la capacidad del cilindro, expresada a las condiciones de presión y tempe

ratura de entrada, dividida entre el desplazamiento del pistón. Los valores de η_v se pueden calcular con la expresión de arriba, ecuación 4.2.

Eficiencia de compresión.

Es la razón de la potencia teórica con respecto a la potencia desarrollada en el cilindro de compresión o potencia indicada.

Los valores varían de 50 al 95% dependiendo del diseño del cilindro y de la razón de compresión.

Eficiencia mecánica.

Es la razón de la potencia indicada en el cilindro de compresión y la potencia al freno. Los valores varían en un rango de 90 a 93% para cilindros accionados directamente; y de 87 a 90% para unidades accionadas con vapor.

Velocidad del pistón.

La velocidad del pistón es una guía útil para establecer los límites relativos en la selección del cilindro de compresión, es difícil establecer cuales son los límites aceptables por lo que en la mayoría de los casos se selecciona de acuerdo a la experiencia de los fabricantes.

Esta velocidad toma mayor importancia cuando se manejan fluidos corrosivos o polímeros, por ejemplo, para manejar cloro ó ácido clorhídrico en cilindros formados con hierro fundido se considera aceptable una velocidad de 600 pies/min.

4.2.3. Control del funcionamiento.

El tipo de regulación de la capacidad del compresor depende principalmente del tipo de accionador utilizado. En la mayoría de los métodos de regulación se basan en mantener constante la presión en la descarga o en la succión. La selección de una u otra como la variable a controlar depende de los requerimientos del proceso.

Con frecuencia, en algunas plantas de proceso se necesita mantener constante la presión en la descarga del compresor; en este caso la presión de descarga debe usarse como elemento sensible. Algunas veces es preferible tener control en la presión de succión cuando esta tiene un valor mayor que la presión atmosférica.

a) Control de arranque y paro.

Este tipo de regulación se utiliza comúnmente en los compresores de aire; se tiene un interruptor de presión que arranca el motor cuando la presión del aire baja hasta un valor menor que el requerido y para el motor cuando se alcanza el valor de la presión deseada.

b) Control de la velocidad del equipo accionador.

Se controla la velocidad de los motores de acción directa accionados por vapor por medio de reguladores del tipo de estrangulamiento o con válvulas de vapor automáticas. Los compresores accionados con motores gas-diesel o diesel se controlan desde un 100% hasta un 50% por medio de un regulador que actúa controlando la cantidad de combustible admisible en los cilindros de fuerza. Este es el método más comúnmente utilizado en la mayoría de los procesos.

c) Control del volumen muerto.

La regulación del volumen muerto proporciona un funcionamiento más uniforme, cuando son variables las presiones en la succión o en la descarga. La regulación del espacio muerto se puede hacer manual o automáticamente. Al abrirse las válvulas de acceso al espacio muerto se aumenta el volumen de la cámara de compresión, reduciéndose con ello la capacidad del compresor, manteniendo así las condiciones deseadas.

Para cada compresor hay una curva característica de potencia. Esta curva se eleva, llega a un máximo y cae a través de un rango de razones de compresión.

Para poder comprender como se puede controlar la capacidad del compresor regulando el espacio muerto se debe analizar los factores

que afectan la curva característica de potencia del compresor.

La curva de potencia puede expresarse como

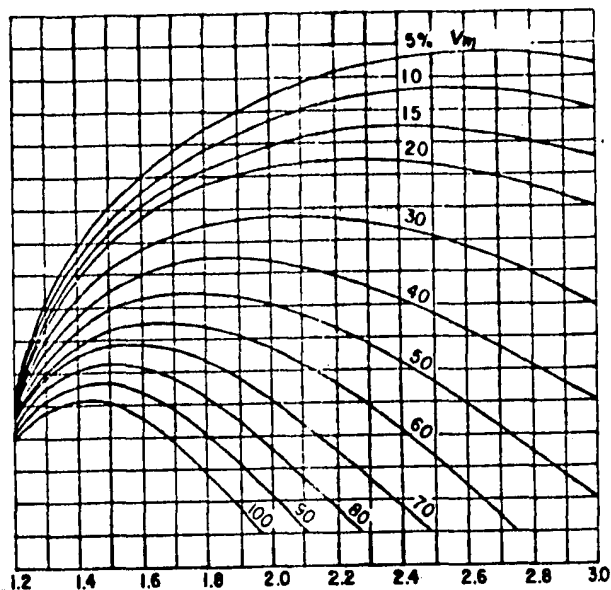
$$\text{BHP} = (\text{PD}) (\eta_v) (P_1) \text{ BHP/MMCFD}/10^4 \quad (4.3)$$

La variable a controlar es la eficiencia volumétrica η_v , que es función de la razón de compresión y del porcentaje de volumen muerto del cilindro. Podemos entonces regular la capacidad del compresor modificando el porcentaje de volumen muerto.

Las curvas características de potencia mostradas en las figuras 4.11 y 4.12 muestran dos situaciones respectivamente.

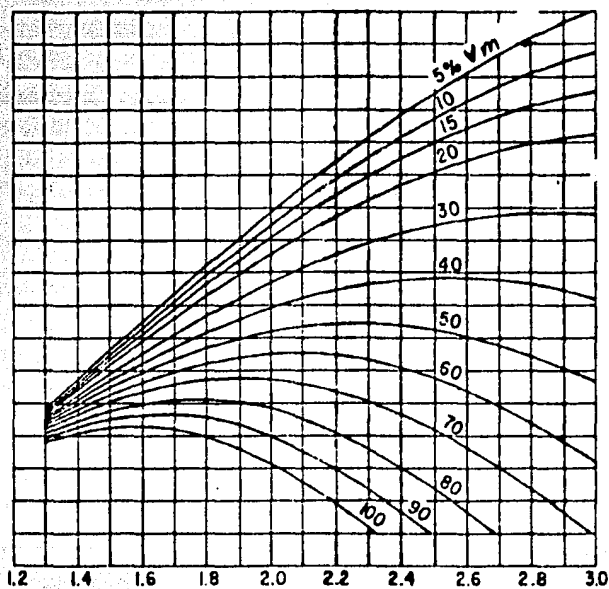
- a) La presión de descarga es constante y la presión de succión cambia.
- b) La presión de succión es constante y la presión de descarga cambia.

Un compresor a ciertas condiciones tiene su propio punto específico en la curva de potencia. Sin embargo, la forma característica general será aproximadamente la misma, y para un rango razonable de condiciones la forma y el efecto de variar una condición particular puede establecerse aún para valores diferentes del coeficiente isoentrópico k . Esto es, las curvas pueden ser recalculadas y dibujadas para el gas bajo consideración. Los máximos de las curvas estarán alrededor de la misma razón de compresión. Note que las figuras 4.11 y



Razón de compresión, R_c

FIGURA 4.11. Curva característica de potencia para presión de descarga constante, $k = 1.3$.



Razón de compresión, R_c

FIGURA 4.12. Curva característica de potencia para presión de succión constante, $k = 1.3$.

4.12 se establecieron usando un factor de corrección medio para BHP/ - MMCFD a una presión media de 200 psia para las razones de compresión - bajas.

Cuando se dimensionan cilindros con varias condiciones de operación, el considerar estas curvas permitirá al diseñador seleccionar condiciones tales que se mantendrá siempre cargado el cilindro en la parte más elevada de la curva. Una vez que el porcentaje de volumen muerto está establecido, refiriéndonos a la curva, estas nos indican el efecto a un cambio en la razón de compresión, esto es, si la potencia aumenta o disminuye para un cambio dado. Las curvas indican los rangos de porcentaje de volumen muerto en los cuales los cambios en potencia son pequeños para cambios más amplios en la razón de compresión. Muchos problemas caen en esta afortunada situación, donde un volumen muerto único satisface todas las condiciones esperadas y no se requiere descargar el cilindro o solo en una mínima proporción.

Es necesario descargar los cilindros cuando las condiciones de operación varían suficientemente para requerir cambios en el porcentaje de volumen muerto para mantener el porcentaje de sobrecarga en un 3% y 5% para carga reducida en los cilindros. Esto se hace usando esquemas de descarga que cambian el porcentaje de volumen muerto dentro del cilindro.

La figura 4.13 ilustra las conexiones de descarga montadas sobre un cilindro. La figura 4.14 muestra un esquema para la descarga -

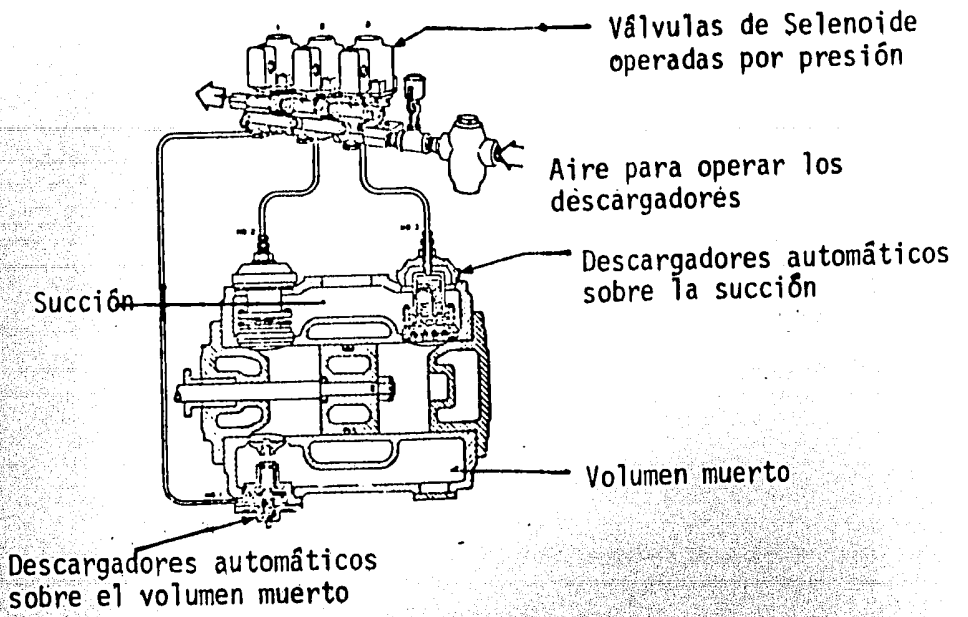
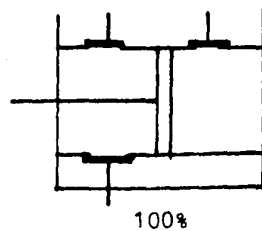
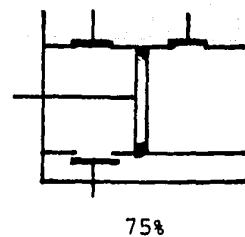
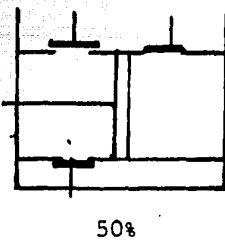
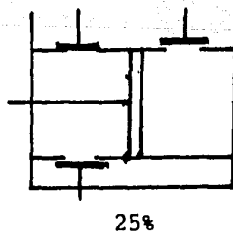
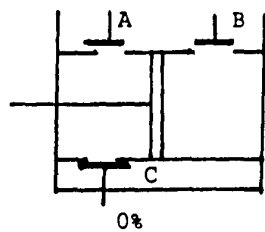
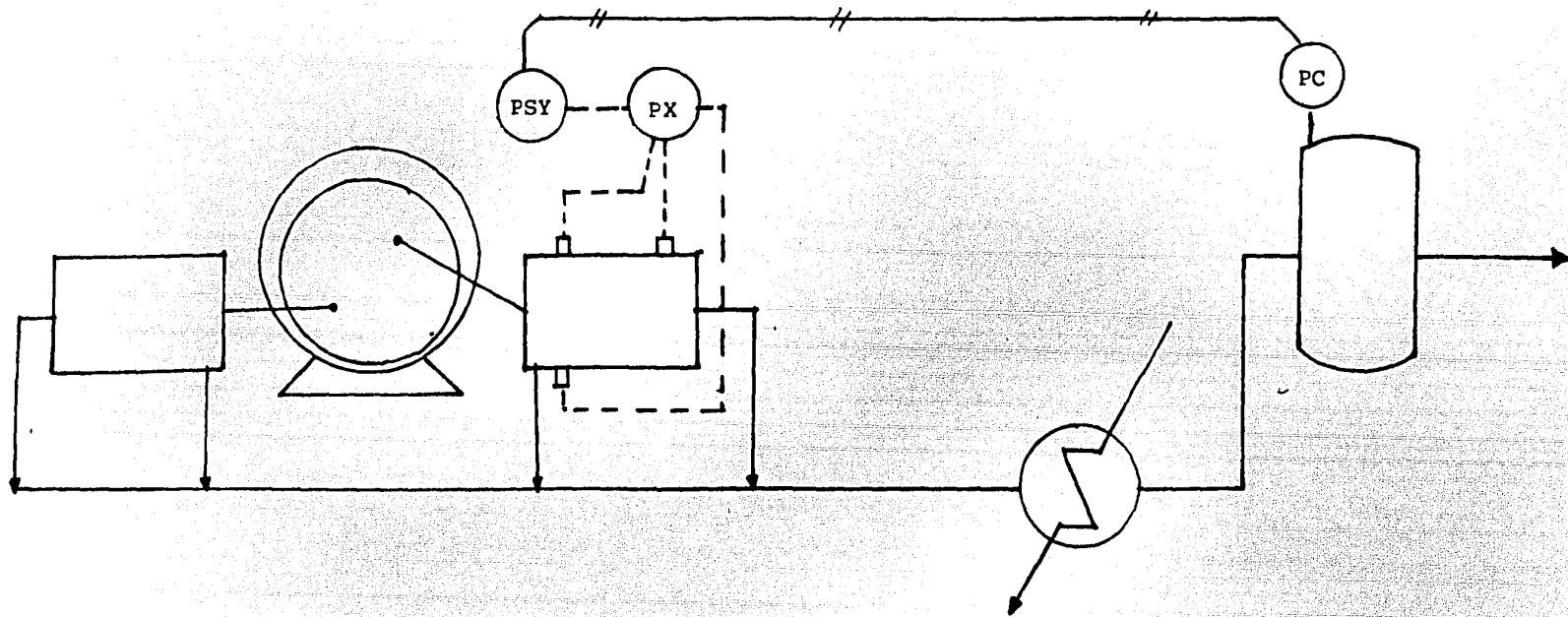


FIGURA 4.13. Descargador automático del cilindro.



A	B	C	%
1	1	1	0
0	1	1	25
1	0	0	50
0	0	1	75
0	0	0	100

FIGURA 4.14

de cilindros de doble acción; utiliza cavidades muertas en el cilindro y un mecanismo desmontaválvulas.

Los descargadores de cinco pasos para compresores de velocidad constante permiten cambios en la carga para la compresión para ajustarse a las demandas del proceso de 100%, 75%, 50% y 0% sin cambiar las variables del proceso. Los descargadores de tres etapas proporcionan una operación de 100%, 50% y 0%. La operación sin carga permite a la máquina permanecer funcionando sin bombear gas dentro del sistema.

En las unidades que utilizan cavidades de volumen muerto cuando una válvula del volumen muerto se abre el volumen de dicha cavidad se adiciona al volumen muerto normal del cilindro. Dependiendo del volumen de la cavidad, ésta puede cortar una parte de la cantidad del gas entrante que compromete el cilindro. Puede haber varias cavidades en cada cilindro, dependiendo de las necesidades de volumen y del diseño del cilindro. Cuando todas las cavidades (con un volumen igual al volumen del cilindro) están abiertas en un extremo del cilindro, no entra gas. En el esquema de control de derivación figura 4.14 un interruptor por presión activa una válvula de selenoide cuando la presión de descarga alcanza un valor preestablecido. La señal de aire hace que los descargadores abran la válvula o válvulas de succión. Los descargadores pueden ser operados manualmente, si bien la operación automática dá un mejor control.

Las cavidades de espacios muertos pueden ser de muchas formas.

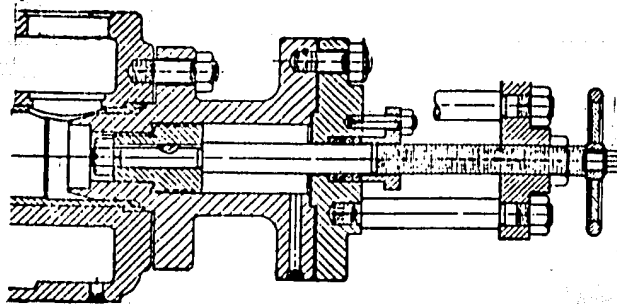


FIGURA 4.15a. Especies muertas de volumen variable

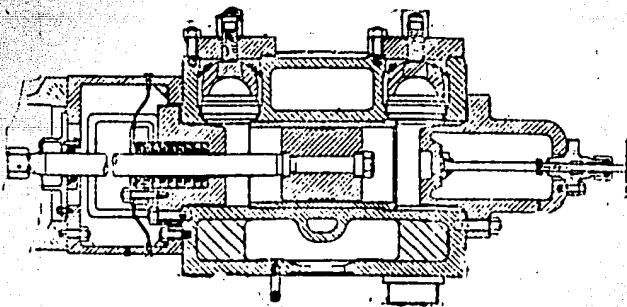


FIGURA 4.15b. Especies muertas de volumen fijo

y arreglos diferentes. Las cavidades de volumen fijo permiten ajustes para un cambio fijo de capacidad, mientras que los diseños de volumen variable permiten cambios para un juego de condiciones particulares de operación, y son valiosos cuando el cilindro debe usarse donde sean variables las condiciones a la descarga o a la succión, figura 4.15.

Ejemplo.

Se requiere un compresor para manejar 9 360 000 SCFD a una presión de succión de 75 psig y 100 F y se requiere que descargue a una presión de 300 psig. Se ha previsto que la presión de succión se elevará a 100 psig después de cierto tiempo de operación. El gas a manejar es amoniaco. Determine el compresor adecuado para este servicio.

Razón de compresión
Condición actual

$$R_c = \frac{300 + 14.7}{75 + 14.7} = 3.51$$

Condición futura

$$R_c = \frac{300 + 14.7}{100 + 14.7} = 2.74$$

Observando la figura 4.11 vemos que la potencia requerida para la condición actual es menor que para la condición futura. Por lo tanto deberá dimensionarse el equipo con una potencia suficiente para la condición futura, asegurando así, que operará satisfactoriamente en las condiciones actuales de presión en la succión.

Cálculo de potencia

$$A R_{c_1} = 3.51$$

$$\text{BHP/MMCFD, Figura 5.18} = 77.3$$

la capacidad a 14.4 y 100°F es de 10 290 000 CFD

$$\text{BHP total} = (77.3) \left(\frac{10\,290\,000}{1\,000\,000} \right) = 795$$

Use una unidad de 800 HP.

a $R_{c_2} = 2.74$, la potencia requerida es menor que arriba.

Cilindros del compresor

$$(\text{PD}) (\eta_v) = \frac{800 \cdot 10^4}{(77.3)(75+14.7)} = 1153 \text{ ft}^3/\text{min}$$

para dos cilindros en paralelo

$$(\text{PD}) (\eta_v) = 576.5 \text{ ft}^3/\text{min}$$

Usando la información proporcionada por Cooper-Bessemer.

No. de cilindros = 2

Diámetro = 14 in.

$$\%V_m = 11.1\%$$

$$PD = 731$$

$$\eta_v \text{ (calc.)} = 0.784, \text{ ec.}$$

$$(PD) \left(\frac{1}{\eta_v} \right) = 573$$

Control de la descarga

De las curvas características de Potencia - $\%V_m$, figuras 4.11- y 4.12, la máxima cantidad de descarga será necesaria cuando la presión de succión sea la de la condición 2, 100 psig. Se determinará la máxima cantidad de descarga a partir de la potencia calculada para este punto.

Una curva de operación, figura 4.16 para este problema ayudará a determinar el número de etapas de descarga.

La curva para la operación inicial, sin descargadores, muestra que la potencia requerida atraviesa la línea de 3% de sobrecarga alrededor de una tercera parte del camino a través del rango de presiones a la succión. La figura 4.16 muestra el efecto de añadir primero un descargador y después un segundo descargador. El camino más simple para manejar esto es un descargador en el extremo de la cabeza sobre cada uno de los dos cilindros paralelos.

Operación sin des-
cargadores

Operación con un
descargador

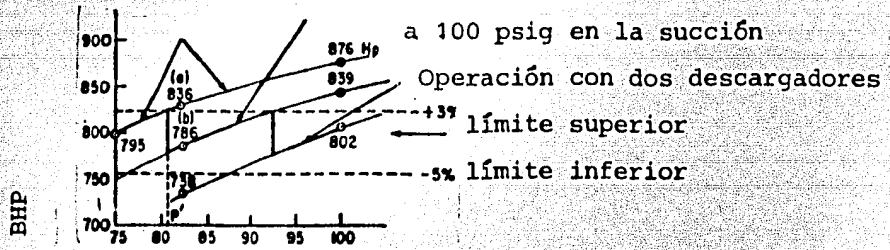


FIGURA 4.16. Curva de operación de los cilindros del compresor para condiciones de descarga.

Tamaño de los descargadores

$$\text{PD (cilindros de doble acción)} = 731 \text{ ft}^3/\text{min c/u}$$

$$\text{PD, en el extremo de la cabeza (ECA)} = 374 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$\text{PD, en el extremo del cigüeñal (ECI)} = 357 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$\text{Porcentaje de volumen muerto} = 11.1 \%$$

$$\text{Volumen muerto total (0.111) (731)} = 81.2 \text{ ft}^3/\text{min}$$

Considerando igual distribución del volumen muerto

$$81.2/2 = 40.6 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$\% \text{ Vm en ECA} = \frac{(40.6) (100)}{374} = 10.85\%$$

$$\% \text{ Vm en ECI} = \frac{(40.6) (100)}{357} = 11.36\%$$

Potencia a la presión de succión de 100 psig, sin descargadores

$$\text{BHP} = (\text{PD}) (\eta_v) (P_1) (\text{BHP/MMCFD}) (10^{-4})$$

$$\eta_v \text{ para } Rc_2 \text{ y } 10.85 \text{ de } \% \text{ Vm, calc.} = 0.845$$

De la figura 5.18, BHP/MMCFD para Rc_2 , = 62

BHP en el extremo de la cabeza

$$= ((374)(0.845)) (114.7) (62) (10^{-4})$$

$$\text{ECA, BHP} = 225$$

BHP en el extremo del cigüeñal

$$= ((357)(0.839))(114.7)(62)(10^{-4})$$

$$\text{ECI, BHP} = 213 \text{ Hp}$$

$$\text{Total BHP/cilindro} = 225 + 213 = 438 \text{ Hp}$$

Total de potencia para los dos cilindros en paralelo

$$= (2) (438) = 876 \text{ Hp}$$

$$\text{BHP disponible} = \frac{800}{}$$

$$\text{Exceso BHP} = 76 \text{ Hp}$$

Usando un descargador en el extremo de la cabeza sobre cada cilindro -
la cabeza en este extremo puede ser reducida

$$76/2 = 38 \text{ Hp}$$

$$\begin{array}{rcl}
 \text{BHP para cada extremo de la cabeza} & = & 225 \\
 & \text{menos} & \underline{38} \\
 & & 187 \text{ BHP}
 \end{array}$$

Si cada uno de los extremos de la cabeza está descargado hasta el punto de requerir solo 187 Hp, la unidad no estará sobrecargado en el punto máximo. La eficiencia volumétrica en el extremo de la cabeza será

$$\eta_v = \frac{187 (10^{-4})}{(374)(62)(114.7)} = 0.703$$

Sustituyendo en la relación de η_v , Ec. 4.2

$$70.3 = 100 - 2.75 - \% V_m (2.75)^{1/1.3} - 1$$

$$\% V_m = 22.1 \%$$

$$\% V_m \text{ total requerido en ECA} = 22.1$$

$$\% V_m \text{ fijo en ECA} = \underline{10.85}$$

$$\% V_m \text{ adicional requerido, ECA} = 11.25$$

El volumen requerido en cada válvula descargadora en el extremo de la cabeza es

$$\text{Volumen a descargar} = \frac{((0.1125)(374)(1728))}{3000 \text{ rpm}} = 242 \text{ in}^3$$

La curva característica, figura 4.16 puede ser completada como sigue:

- a) Calcule la potencia en la presión P' igual al valor de la presión de succión donde la línea A atravieza el 3% de sobrecarga.
- b) Para la nueva condición de succión, calcule la nueva potencia (82.4 psig) con un descargador y solamente uno de los cilindros abierto. En este punto:

Primer cilindro: (sin descargador abierto)

$$\text{PD} = 731 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$\text{PD (ECA)} = 374 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$\text{PD (ECI)} = 357 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$\% \text{ Vm (ECA)} = 40.6/374 = 10.85\%$$

$$\% \text{ Vm (ECI)} = 11.36\%$$

$$\eta_v = 100 \left(\frac{300 + 14.7}{82.4 + 14.7} \right) + 10.85 (3.24^{1/1.3} - 1) = 81.8\%$$

$$\eta_v \text{ (ECA)} = 81.1\% \text{ (calc.)}$$

$$\text{BHP (ECA)} = (374) (0.818) (97.1) (72.4) (10^{-4}) = 215$$

$$\text{BHP (ECI)} = (357) (0.811) (97.1) (72.4) (10^{-4}) = 203$$

$$\text{Total} = 215 + 203 = 418 \text{ BHP (punto a, figura 4.16)}$$

Segundo cilindro (con un descargador abierto en el extremo de la cabeza)

$$\text{PD} = 731 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$\% \text{ Vm (ECA)} = 22.1 \%$$

$$\% \text{ Vm (ECI)} = 11.36\% \text{ sin cambios}$$

$$\eta_v \text{ (ECA)} = 100 - \left(\frac{300 + 14.7}{82.4 + 14.7} \right) + 22.1 (3.24^{1/1.3} - 1)$$

$$= 64\%$$

$$\eta_v \text{ (ECI)} = 80.0$$

$$\text{BHP (ECA)} = 374 (0.64) (97.1) (72.4) (10^{-4}) = 168$$

$$\text{BHP (ECI)} = 357 (0.80) (97.1) (72.4) (10^{-4}) = 200$$

$$\text{Total} = 168 + 200 = 368 \text{ BHP}$$

A 82.4 psia (presión de succión)

$$\text{Carga total} = 418 + 368 = 786 \text{ Hp (punto b, figura 4.16)}$$

Otro punto sobre la curva a una presión de succión de 100 psig

Un cilindro sin descargador y el segundo cilindro con un descargador.

Primer cilindro (sin descargador abierto)

$$\eta_v \text{ (ECA)} = 100 - \left(\frac{314.7}{100 + 14.7} \right) + 10.85 (2.75)^{1/1.3} - 1)$$

$$= 84.7 \%$$

$$\eta_v \text{ (ECI)} = 83.8 \%$$

$$\text{BHP (ECA)} = (374) (0.847) (114.7) (62) (10^{-4}) = 225$$

$$\text{BHP (ECI)} = (357) (0.838) (114.7) (62) (10^{-4}) = 213$$

$$\text{Total BHP} = 438 \text{ Hp}$$

Segundo cilindro

$$\text{PD} = 731 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$\% \text{ Vm (ECA)} = 22.1 \text{ (de la curva para } \eta_v = 70.8\%, \text{ a } R_c = 2.75)$$

$$\% \text{ Vm (ECI)} = 11.36\% \text{ sin cambios}$$

Lectura de la curva:

$$\eta_v \text{ (ECA)} = 70.8\%$$

$$\eta_v \text{ (ECI)} = 83.8\%$$

$$\text{BHP (ECA)} = (374) (0.708) (114.7) (62) (10^{-4}) = 188$$

$$\text{BHP (ECI)} = (357) (0.838) (114.7) (62) (10^{-4}) = 213$$

$$\text{Total} = 401 \text{ Hp}$$

$$\text{Total para ambos cilindros: } = 438 + 401 = 839 \text{ Hp}$$

Ahora determine la línea de operación cuando se tienen descargadores abiertos en ambas cabezas de los cilindros, a dos condiciones de succión:

a) Presión de succión = 82.4 psig

El porcentaje de volumen muerto en el extremo de la cabeza será de 22.1% puesto que esta es la condición con el descargador abierto sobre cada uno de los cilindros.

Lectura de la curva:

$$\eta_v \text{ (ECA)} = 64\% \text{ (a } R_c = 3.24 \text{ y } \% V_m = 22.1)$$

$$\eta_v \text{ (ECI)} = 80\% \text{ (a } R_c = 3.24 \text{ y } \% V_m = 11.36)$$

$$\text{BHP (ECA)} = (374) (0.64) (97.1) (72.4) (10^{-4}) = 168$$

$$\text{BHP (ECI)} = (357) (0.80) (97.1) (72.4) (10^{-4}) = 201$$

$$\text{Total BHP} = 369 \text{ por cilindro}$$

$$\text{Para dos cilindros semejantes, BHP} = 738 \text{ Hp}$$

b) Presión de succión = 100 psig

$$\eta_v \text{ (ECA)} = 71.3\% \text{ (a } R_c = 2.75 \text{ y } \% V_m = 22.1)$$

Un compresor recíprocante requiere generalmente un cilindro separado para cada etapa con un enfriador del gas por etapa.

De los modelos de compresión analizados en el capítulo III el caso isotérmico es el que representa el menor consumo de potencia. En la figura 4.17 el área ADEF representa el trabajo requerido cuando se ha seguido una compresión isotérmica y el área ABEF el trabajo requerido en el caso isoentrópico. Obviamente el área isotérmica es considerablemente menor que la isoentrópica lo que significa un ahorro en los costos de operación. Sin embargo no es comercialmente posible la remoción del calor de compresión tan rápido como se genera. No obstante, los compresores se diseñan para eliminar tanto calor como lo permita el incremento en los costos.

En la figura 4.18 se muestra el diagrama Presión-Volumen del ciclo de compresión de un equipo recíprocante de dos etapas. Las etapas siguientes se añaden de la misma manera.

Si se enfría el gas después de cada etapa de compresión hasta la temperatura original de entrada, es decir, regresar a la isoterma, se tiene un ahorro de potencia en la siguiente etapa. El área ABCD representa el trabajo ahorrado sobre la operación de un compresor adiabático de una sola etapa.

La razón de compresión generalmente se encuentra en un rango de 3.5 a 4.0 por etapa como máximo. Es frecuente que este límite lo

$$\eta_v (ECI) = 83.8\% \quad (a \quad R_c = 2.75 \quad y \quad \% V_m = 11.36)$$

$$BHP (ECA) = (374) (0.708) (114.7) (62) (10^{-4}) = 188$$

$$BHP (ECI) = (357) (0.838) (114.7) (62) (10^{-4}) = 213$$

Total por cilindro = 401

Total para los dos cilindros = 802 Hp.

4.2.4 Etapas de compresión.

Todos los elementos básicos de un compresor de cualquier tipo, como pistón y cilindro en el caso de los reciprocantes y de impulsor y difusores en el caso de los centrífugos, tienen ciertas limitantes en sus condiciones de operación. Cuando alguna de esas limitantes está involucrada es necesario realizar el proceso en dos o más etapas. En cada etapa se utiliza al menos un elemento básico diseñado para operar en serie con los otros elementos de la máquina.

Las limitaciones varían con el tipo de compresor, las más importantes son:

- a) Temperatura de descarga
- b) Presión alcanzada
- c) Razón de compresión
- d) La necesidad de ahorro de potencia

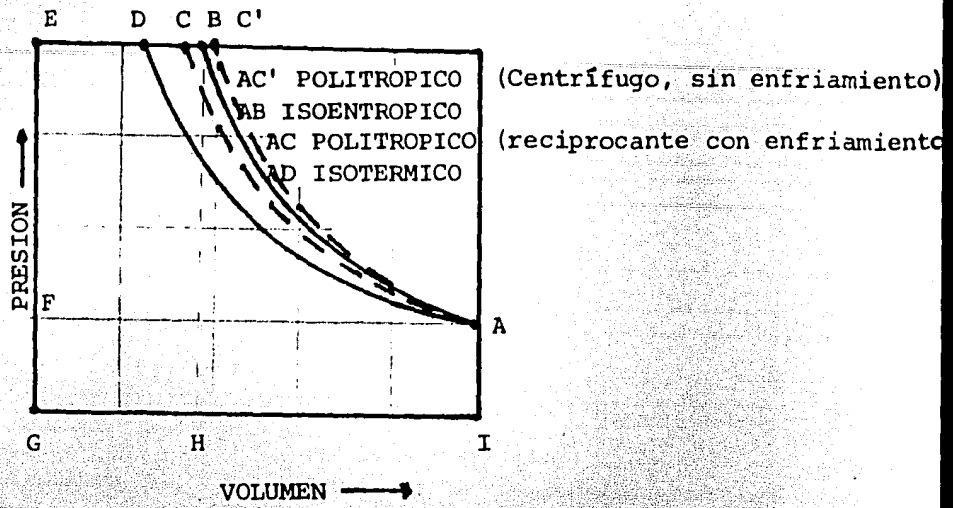


FIGURA 4.17. Distintas trayectorias que sigue el gas durante el proceso de compresión.

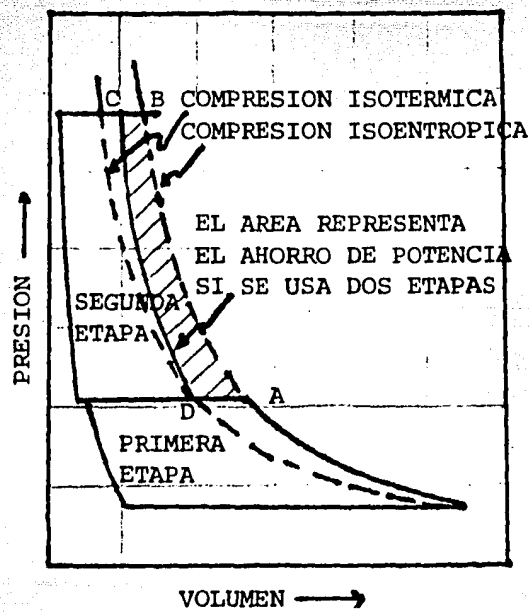


FIGURA 4.18. Ciclo de compresión de un equipo reciprocante de dos etapas. Obsérvese el ahorro de potencia con respecto a un equipo de un sólo paso.

determine la temperatura alcanzada por el gas durante el proceso.

La temperatura máxima de operación generalmente está limitada - por la temperatura máxima a la cual se puede exponer los elementos del compresor, o bien, la máxima temperatura que se puede alcanzar antes de que el gas sufra alguna alteración no deseada como descomposición, condensación, polimerización, etc.

Puesto que la eficiencia volumétrica disminuye con un incremento en la razón de compresión, ecuación 4.2 , debe también considerarse para la selección de una diferencial de presión razonable.

Si se conoce la temperatura máxima de operación permisible la máxima razón de compresión puede calcularse de la relación para la temperatura isoentrópica, ecuación 3.21 .

El mínimo consumo de potencia ocurre cuando la razón de compresión es igual para todas las etapas. Cuando hay interenfriamiento del gas entre las etapas es necesario hacer tolerancias razonables para las caídas de presión a través de los interenfriadores.

La razón de compresión total se alcanza para la contribución en cada etapa, así

$$R_{CT} = \frac{P_2}{P_1} * \frac{P_3}{P_2} * \dots * \frac{P_N}{P_{N-1}}$$

donde $P_N = P_f$ y $P_1 = P_i$

si consideramos la misma razón para cada etapa

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_2} = \dots = \frac{P_f}{P_{N-1}}$$

por lo tanto la razón de compresión total, R_{CT} , resulta

$$R_{CT} = \frac{P_f}{P_i} = R_{ci}^N$$

o bien

$$R_{ci} = R_{CT}^{1/N} \quad (4.4)$$

El trabajo total de compresión en una operación de pasos múltiples es simplemente la suma de los trabajos en las diversas etapas.

Para igual razón de compresión por etapa, el trabajo isoentrópico total para N pasos será

$$\bar{W} = \bar{W}_1 + \bar{W}_2 + \dots + \bar{W}_N \quad (4.5)$$

de la ecuación (3.25) y (4.4)

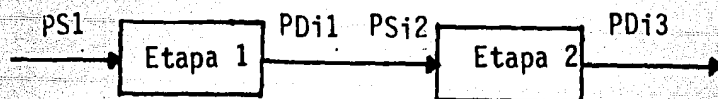
$$\underline{W} = N \left(\frac{k}{k-1} \right) RT_i \left(\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{Nk}} - 1 \right) \quad (4.6)$$

4.2.5 Condiciones de presión interetapa.

Cuando se utiliza un compresor con enfriamiento se debe de tomar en cuenta que entre cada etapa de compresión, el gas sufre una caída de presión debido a su paso a través de tuberías y accesorios así como del propio enfriador.

Por este motivo, debe considerarse una tolerancia por caídas de presión interetapa, la cual varía de 3 a 5 psi.

Tomemos el siguiente modelo: un compresor de dos etapas sin enfriamiento, que por no incluir ninguna caída de presión, consideramos como el caso ideal.



la notación designa

S = condición de succión

D = condición de descarga

i = condición ideal (sin enfriamiento)

En este caso

$$P_{Di,1} = P_{Si,2} \quad (4.7)$$

y la razón de compresión para cada etapa

$$R_{c1} = \frac{P_{Di,1}}{P_{Si,1}} \quad (4.8)$$

y

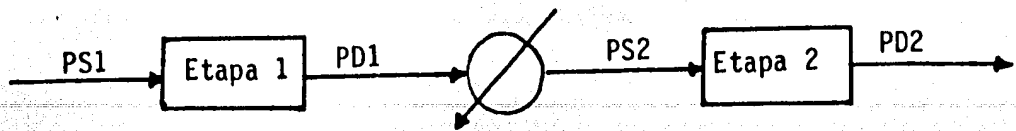
$$R_{c2} = \frac{P_{Di,2}}{P_{Si,2}} \quad (4.9)$$

Si consideramos la misma razón de compresión por etapa y la de de nominados R_c tenemos

$$R_c = R_{c1} = R_{c2}$$

que se puede calcular usando la ecuación 4.4

Consideremos ahora el caso con enfriamiento



la razón de compresión es ahora

$$R_{c1} = PD1 / PS1 \quad (4.10)$$

$$R_{c2} = PD1 / PS2 \quad (4.11)$$

$$\text{Si } R_c = R_{c1} = R_{c2}$$

entonces

$$R_c = R_{cT}^{1/N} \quad (4.4)$$

Es común dividir la caída de presión interetapa en dos partes y considerar la mitad de ella añadiéndola a la presión de descarga de la etapa anterior y la otra mitad restándola de la presión de succión de la etapa siguiente, así

$$PD1 = PDi,1 + \frac{\Delta P}{2} \quad (4.12)$$

$$PS2 = P_{Si, 2} - \frac{\Delta P}{2} \quad (4.13)$$

o bien, ya que $P_{Si, 2} = P_{Di, 1}$, ecuación 4.7

$$PS2 = P_{Di, 1} - \frac{\Delta P}{2} \quad (4.14)$$

Para un mayor número de etapas se establecen las relaciones interetapa de igual manera.

Un compresor puede tener hasta 10 o aún más etapas en diseño especiales, situación en la cual el procedimiento anterior es muy voluminoso por lo que es más conveniente utilizar la ecuación simplificada siguiente:

$$P_f + P_{R_C^N} - \frac{(\Delta P)_1}{2} R_C^{N-1} - \frac{(\Delta P)_2}{2} R_C^{N-2} \dots \dots \dots - \frac{(\Delta P)_{N-1}}{2} R_C^{N-(N-1)} \quad (4.15)$$

esta relación implica las mismas consideraciones que aquí se han tomado, y su uso tiene sólo la finalidad de simplificar los cálculos, aquí

$$PD1 = R_C * PS1 \quad (4.16)$$

$$PS2 = PD1 - \frac{\Delta P}{2}$$

$$PD2 = R_C * PS2$$

V.- Métodos de Cálculo de Compresores.

5.- Métodos de cálculo de compresores.

Los modelos de compresión previamente desarrollados se aplican tanto al diseño de compresores de desplazamiento positivo como a los de flujo continuo.

En el capítulo III se desarrollaron los tres modelos de compresión que se utilizan para el cálculo de compresores. Recordando, el trabajo de compresión por unidad de masa se obtiene, para los diferentes modelos de compresión como:

Compresión Isotérmica

$$- \underline{W} = P_i v_i \ln \frac{P_t}{P_i}$$

Compresión Isoentrópica

$$- \underline{W} = \frac{k}{k-1} P_i v_i \left(R \frac{k-1}{k-1} \right) Z_i$$

Compresión Politrópica

$$- \underline{W} = \frac{n}{n-1} P_i v_i \left(R \frac{n-1}{n-1} \right) Z_i$$

A continuación se presentan los métodos más utilizados para el cálculo de los diferentes tipos de compresores. Se comparan luego en el capítulo VI.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

5.1 Método P-H/Eficiencias.

5.1.1 Eficiencias de compresión.

En el cálculo de compresores centrífugos es común emplear las eficiencias de compresión, definidas como

Eficiencia Isotérmica

$$\eta_{\text{isot}} = \frac{\text{Trabajo Isotérmico Reversible}}{\text{Trabajo Real en el Eje}} \quad (5.1)$$

Eficiencia Isoentrópica

$$\eta_{\text{isoe}} = \frac{\text{Trabajo Isoentrópico}}{\text{Trabajo Real en el Eje}} \quad (5.2)$$

En un compresor centrífugo sin enfriamiento el aumento real de la temperatura del gas comprimido es mayor que el calculado teóricamente, lo que casi no sucede en el caso de los compresores recíprocos. Esto puede explicarse ya que la velocidad del gas en un compresor de pistón raramente excede de 0.2 Mach a través de la mínima restricción al flujo. Las velocidades a través de un compresor centrífugo raramente están bajo de 0.2 Mach y en general son superiores a 0.3 Mach. A éstas altas velocidades la fricción contra las diferentes obstrucciones y las resistencias que existen en el impulsor y el difusor contribuyen a la generación de calor lo que provoca el sobrecalentamiento.

Se puede obtener una aproximación del aumento real de tempera-

tura a partir de la siguiente relación:

$$\eta_{\text{isoe}} = \frac{C_p \Delta T_{\text{isoe}}}{C_p \Delta T_{\text{real}}}$$

donde ΔT_{isoe} es el aumento isoentrópico de la temperatura y ΔT_{real} corresponde al aumento real.

Expresado de otra manera

$$\eta_{\text{isoe}} = \frac{T_i \left[R_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_{f \text{ real}} - T_i} \quad (5.3)$$

Eficiencia politrópica.

La eficiencia politrópica se conoce comunmente como eficiencia hidráulica o de aumento de temperatura.

La eficiencia politrópica varía según el gas que se está comprimiendo pero no tanto como la eficiencia isoentrópica. Además, dentro de límites razonables es relativamente constante para cualquier velocidad del impulsor. Esto hace posible elegir una eficiencia politrópica para un compresor determinado considerando que solo es función del gasto volumétrico del gas en la succión.

El fabricante generalmente proporciona esta información para -

cada compresor a través de curvas similares a la figura 5.1.

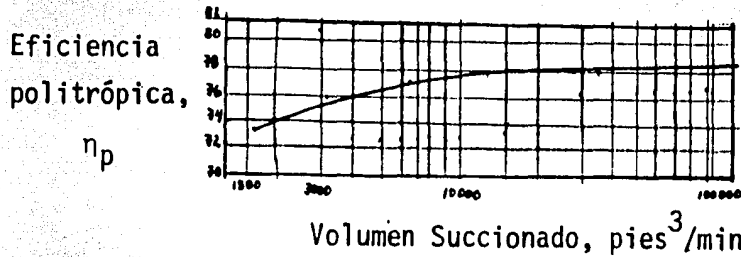


Figura 5.1. Volumen de succión contra eficiencia politrópica

La eficiencia politrópica también puede calcularse si se conocen las temperaturas de succión y de descarga y el valor del coeficiente isoentrópico a partir de la siguiente relación

$$\eta_p = \frac{(k-1)/k}{(n-1)/n} \quad (5.4)$$

recordando, de la ecuación 3.34 que:

$$T_f = T_i R_c^{\frac{n-1}{n}}$$

y sustituyendo en 5.4 se obtienen finalmente

$$\eta_p = \frac{\ln R_c^{\frac{k-1}{k}}}{\ln T_f/T_i} \quad (5.5)$$

Si se conoce la eficiencia politrópica para el compresor en cuestión o se ha calculado con las expresiones anteriores se puede determinar la eficiencia adiabática o isoentrópica de la figura 5.2 don-

de la abcisa es $R_c^{\frac{k-1}{k}} - 1$ y la ordenada la razón de η_p / η_{isoe} .

En realidad la figura 5.2 se ha construido con la relación empírica siguiente:

$$\frac{\eta_p}{\eta_{isoe}} = \frac{\eta_p (R_c^{\frac{k-1}{k} p} - 1)}{R_c^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad (5.6)$$

donde

$$0 < \eta_p \leq 1$$

Una vez obtenida la eficiencia isoentrópica puede realizarse todos los cálculos con esta base, ésto hará posible utilizar los diagramas de Molliere o alguno similar, y finalmente se obtiene la potencia al freno o potencia real en el eje como:

$$\text{Potencial real en el eje} = \frac{\text{Potencia Isoentrópica}}{\text{Eficiencia Isoentrópica}} \quad (5.7)$$

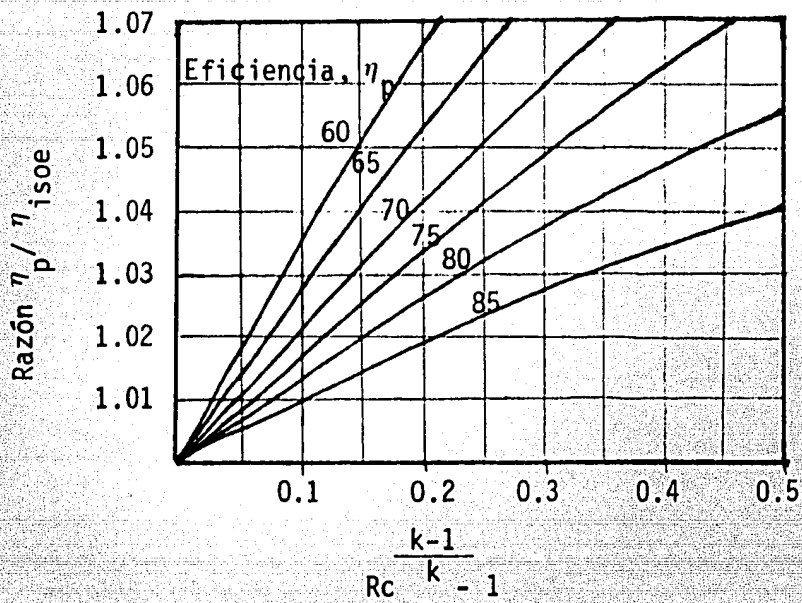


FIGURA 5.2. Relación de eficiencias politrópica e isoentrópica.

5.2 Método corto.

El método gráfico que a continuación se describe está basado en el equipo centrífugo fabricado por la compañía Elliot Co. Sin embargo, dado que está desarrollado a partir del modelo de compresión politrópica, puede aplicarse a cualquier máquina convencional.

El método tiene una aproximación de 10 a 15%, lo cual es suficiente para muchos propósitos de estimación.

Para aplicar este método se debe conocer previamente los siguientes parámetros:

- w : gasto en masa, lb/min, o bien gasto en volumen, SCFM
- p_i : presión de succión, psia.
- R_c : razón de compresión (presión de descarga/presión de succión)
- T_i : temperatura de succión
- M : peso molecular
- k : razón de calores específicos, Cp/Cv

5.2.1 Procedimiento.

- a) gasto en volumen a las condiciones de succión, Q_1

Se obtiene a partir de la figura 5.3, si se conoce el gasto en masa, w, o de la figura 5.4, si se conoce el gasto en volumen, SCFM.

- b) Trabajo de compresión, H.

Se determina a partir de la figura 5.5. Si el trabajo de -

compresión excede de 80 000 lb ft/lb se requerirá de más de un compresor.

c) Número de etapas.

Para calcular el número de etapas use la figura 5.6. Redondeando al número entero superior si es necesario.

d) Velocidad y tamaño de la máquina.

Entre a la figura 5.7 con el gasto Q_1 y lea el ancho máximo en pulgadas. Proceda hasta la líneas en escalera y lea la velocidad, rpm y el tamaño de las bridas. Proceda a través del número de etapas y lea la longitud de la máquina en pulgadas.

e) Precio.

Determine el precio aproximado de la máquina a partir del gasto en volumen y la figura 5.8. Corrija el precio con los factores indicados en el recuadro de la figura, si es necesario. El precio obtenido no incluye el sistema de lubricación, accionador, placa base ni equipos de características especiales.

f) Potencia.

A partir de la figura 5.9 se puede determinar la potencia requerida para el compresor, entrando con el gasto en masa, w , e intersectando progresivamente las curvas de Q_1 y H .

El procedimiento que hasta aquí se ha descrito es útil para compresión sin enfriamiento y gasto en masa constante.

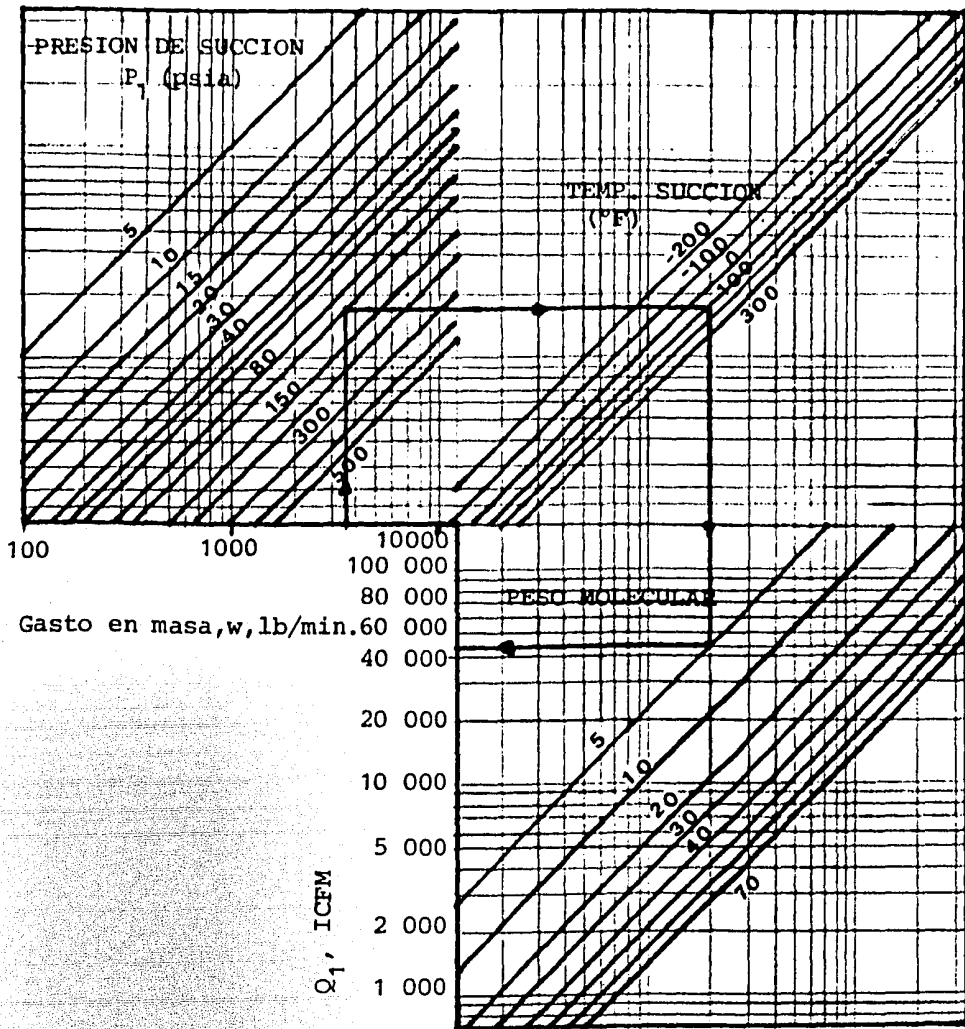


FIGURA 5.3 Si conoce el gasto en masa, w , use esta figura para determinar el gasto en volumen a las condiciones de succión, Q_1 .

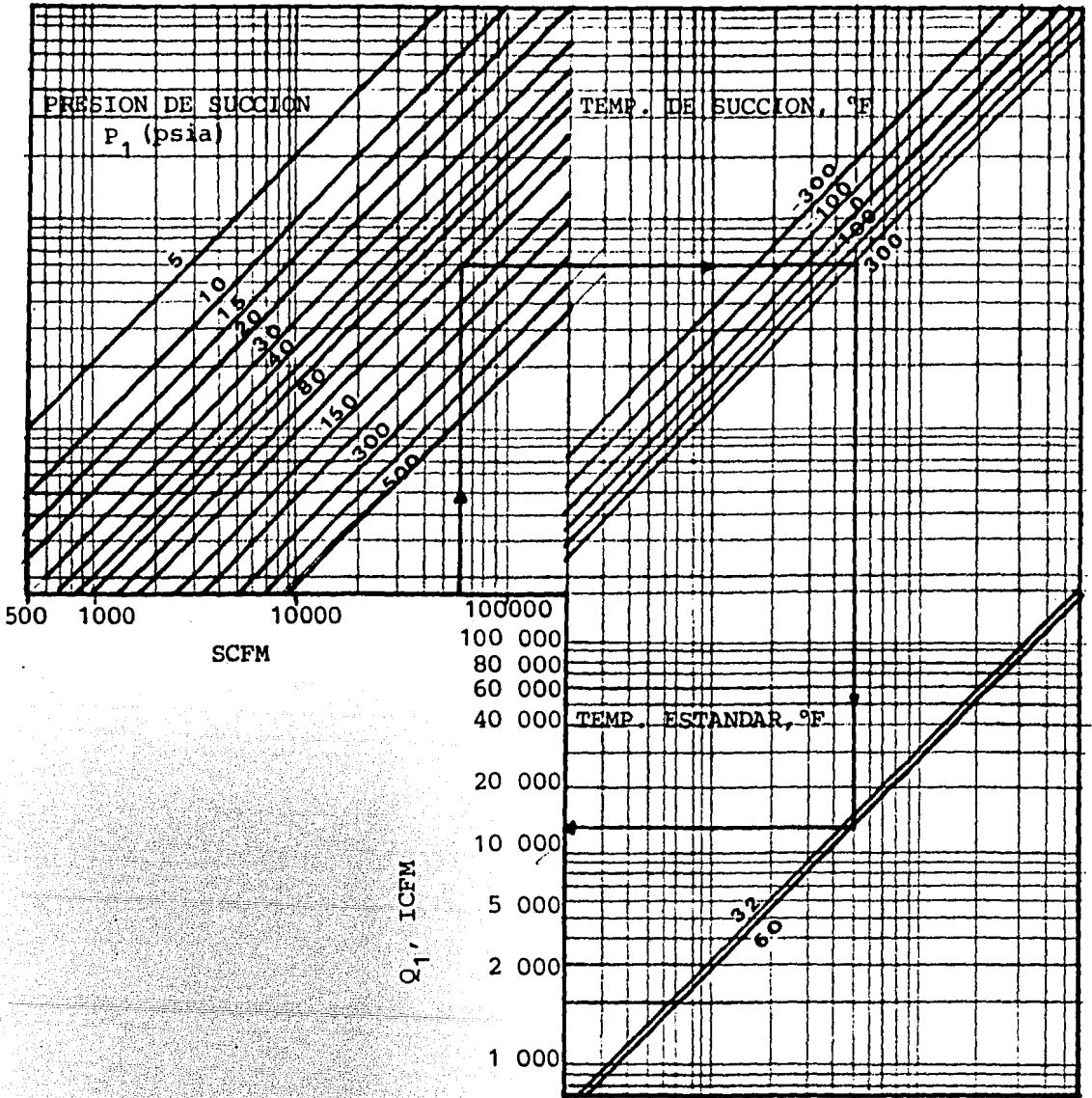
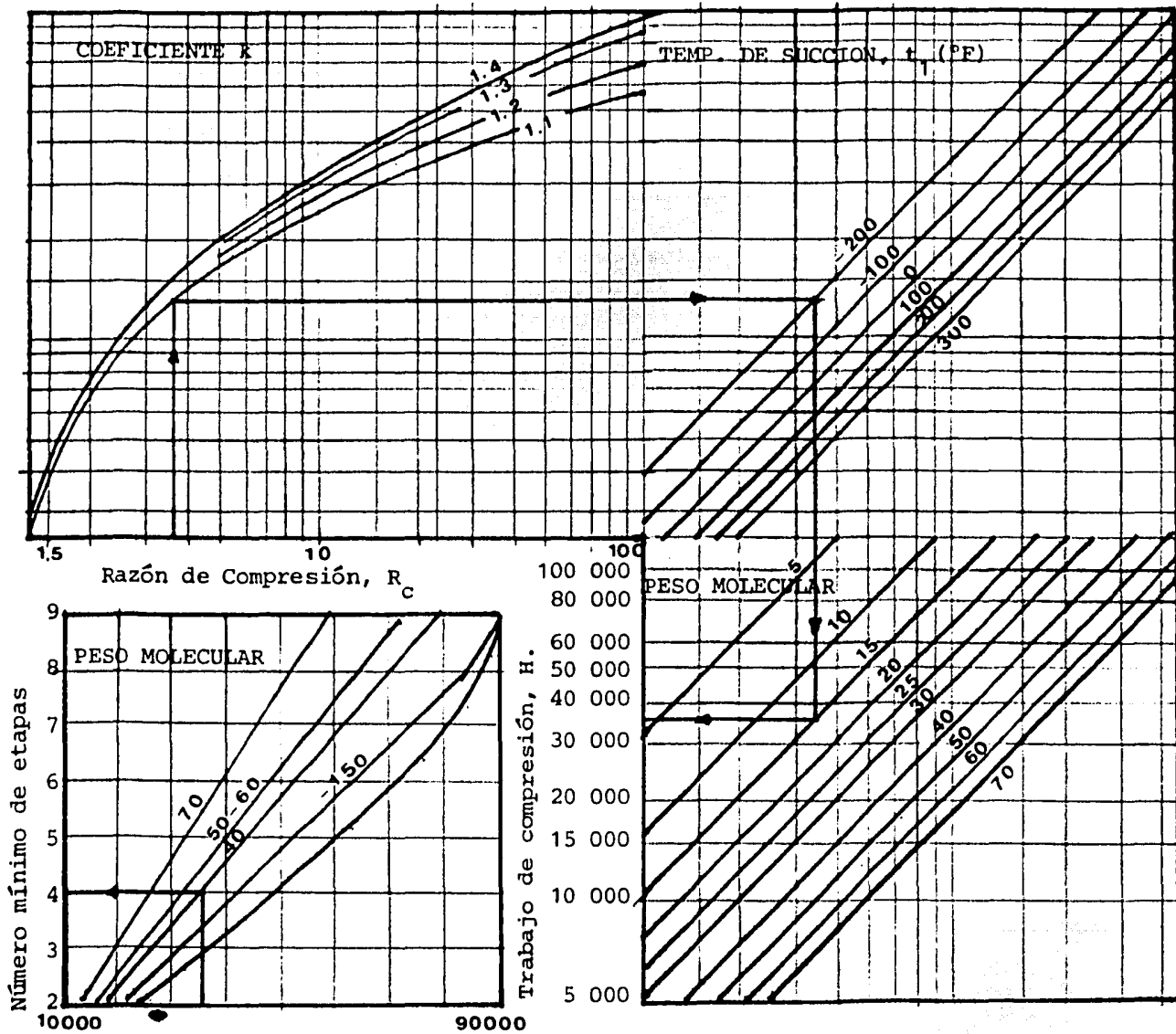


FIGURA 5.4 Si conoce el gasto en volumen a condiciones estándar, SCFM, use esta figura para encontrar el gasto a las condiciones de succión, Q₁, ICFM.



TRABAJO DE COMPRESION, H

FIGURA 5.6 Entre a la figura con el trabajo determinado de la figura 5.5 y determine el número de etapas requerido.

FIGURA 5.5. Entre a la figura con la razón de compresión, R_c y determine el trabajo de compresión, H.

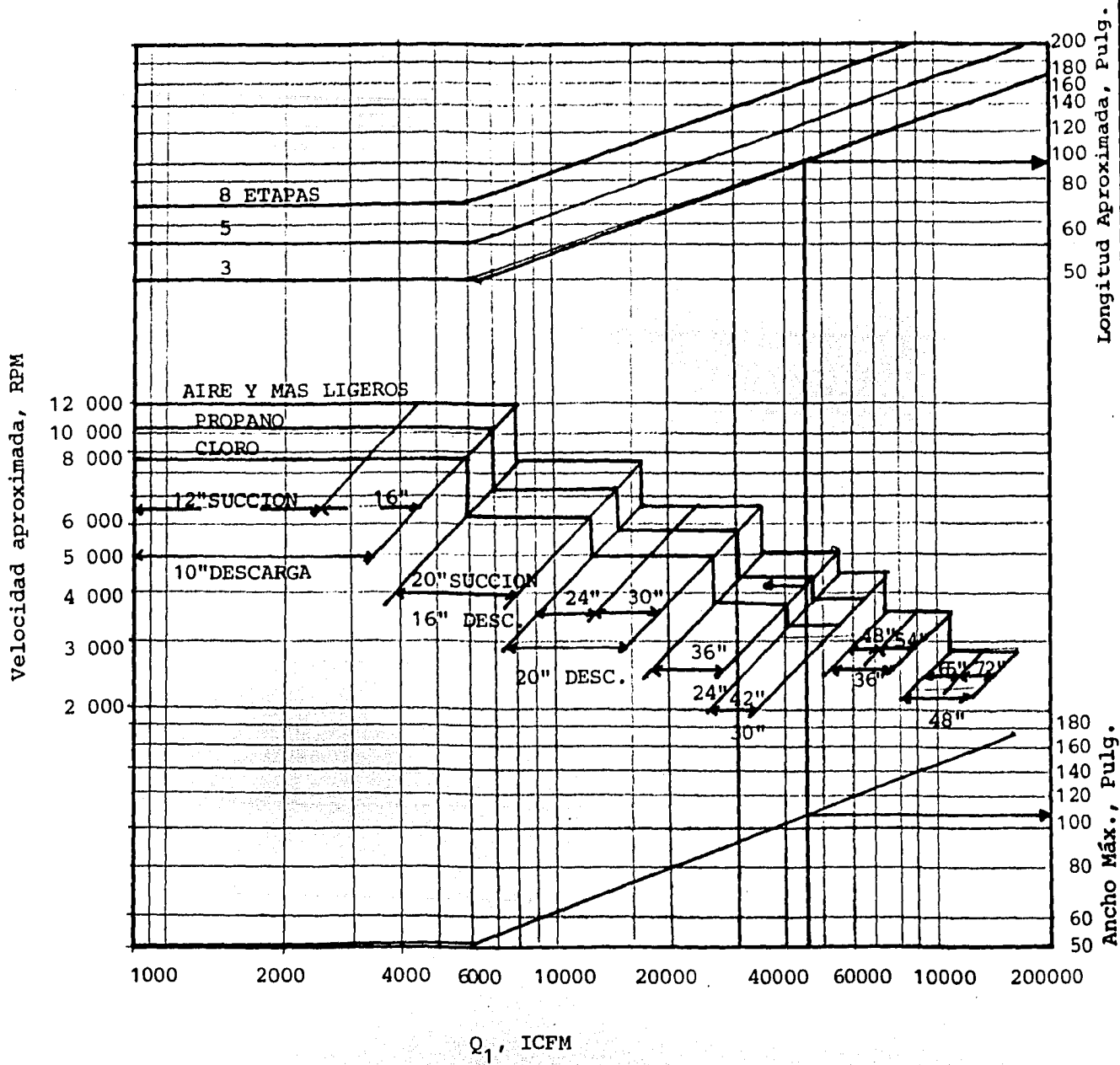


FIGURA 5.7 Entré a esta figura con Q_1 determinado de las figuras 5.3 ó 5.4 y encuentre la velocidad, largo y ancho aproximado del compresor y tamaño de las bridas.

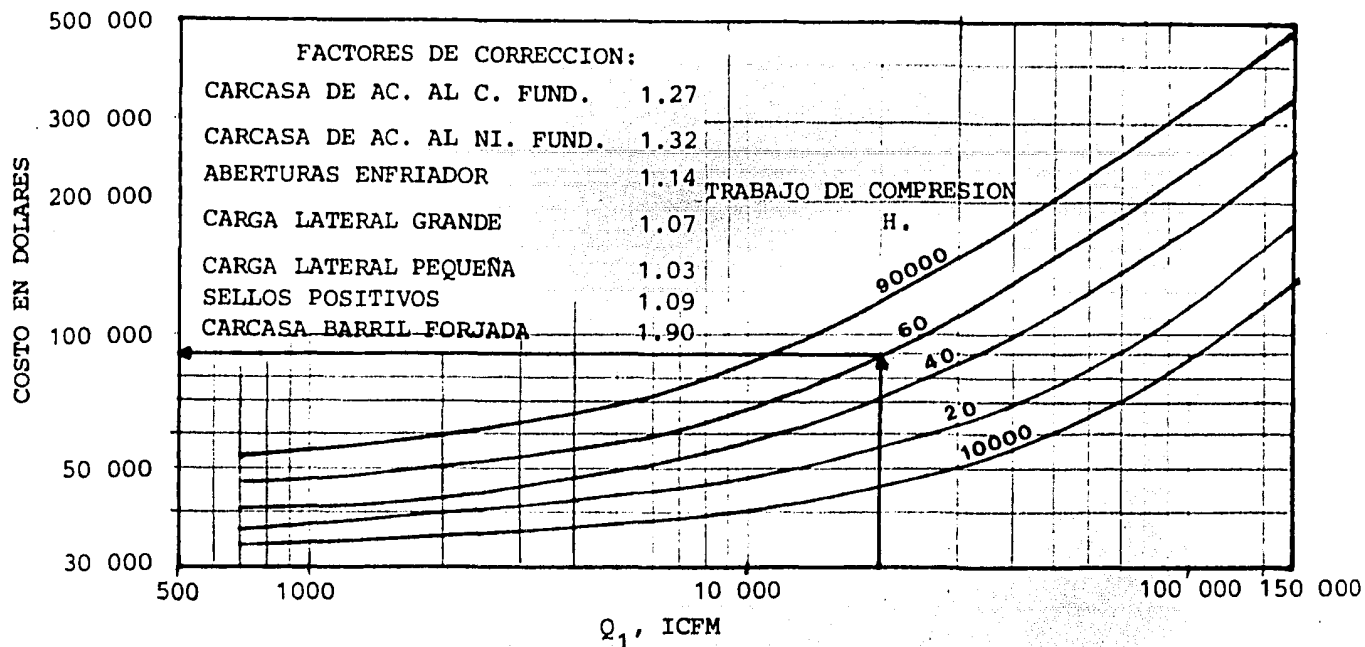


FIGURA 5.8 Con el gasto Q_1 y el trabajo de compresión H determine el costo del compresor

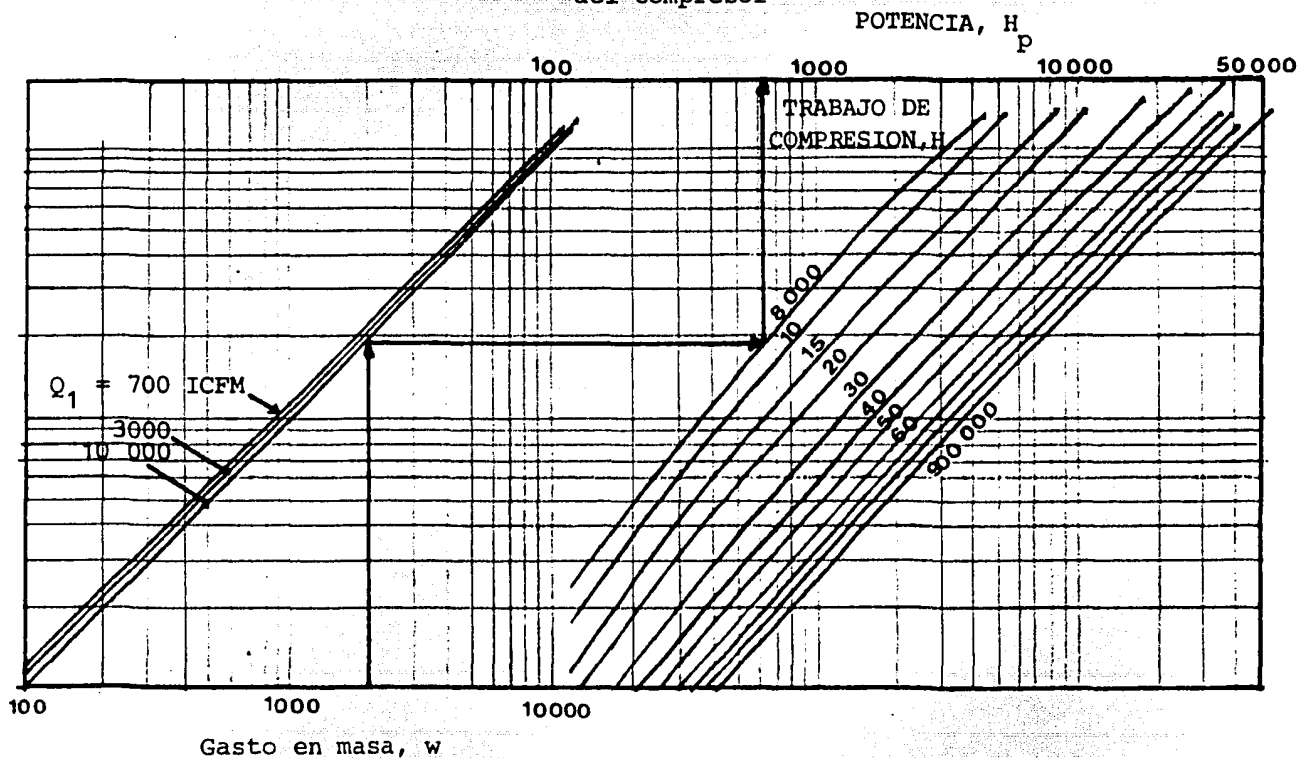


FIGURA 5.9 Entre a esta figura con el gasto en masa, w y determine la potencia requerida por el compresor

Hay situaciones en las que se debe mantener el gas por debajo de cierta temperatura y para ello se requiere de enfriamiento.

5.2.2 Compresión con enfriamiento.

Supongamos dos secciones de compresión con enfriamiento; el procedimiento será el siguiente:

- a) Determine la temperatura de descarga, t_2 de la figura 5.10.
- b) Considerando que el valor de t_2 es satisfactorio, continúe a través de todas las figuras para cada una de las secciones separadamente. La velocidad y el ancho del compresor estarán determinados por la primera sección. La potencia total será la suma de las potencias requeridas en las dos secciones. El precio se basará ahora en el gasto Q_1 de la primera sección y en el trabajo total de ambas secciones. Se debe incluir el factor que considera las aberturas para la instalación del enfriador.
- c) Si un enfriador no abate suficientemente la temperatura t_2 , o si se desea un mayor ahorro de potencia, pruebe dos enfriadores o más.

La razón de compresión por sección para dos enfriadores en un arreglo de tres secciones, será la raíz cúbica de la razón de compresión total, R_{cT} y así sucesivamente.

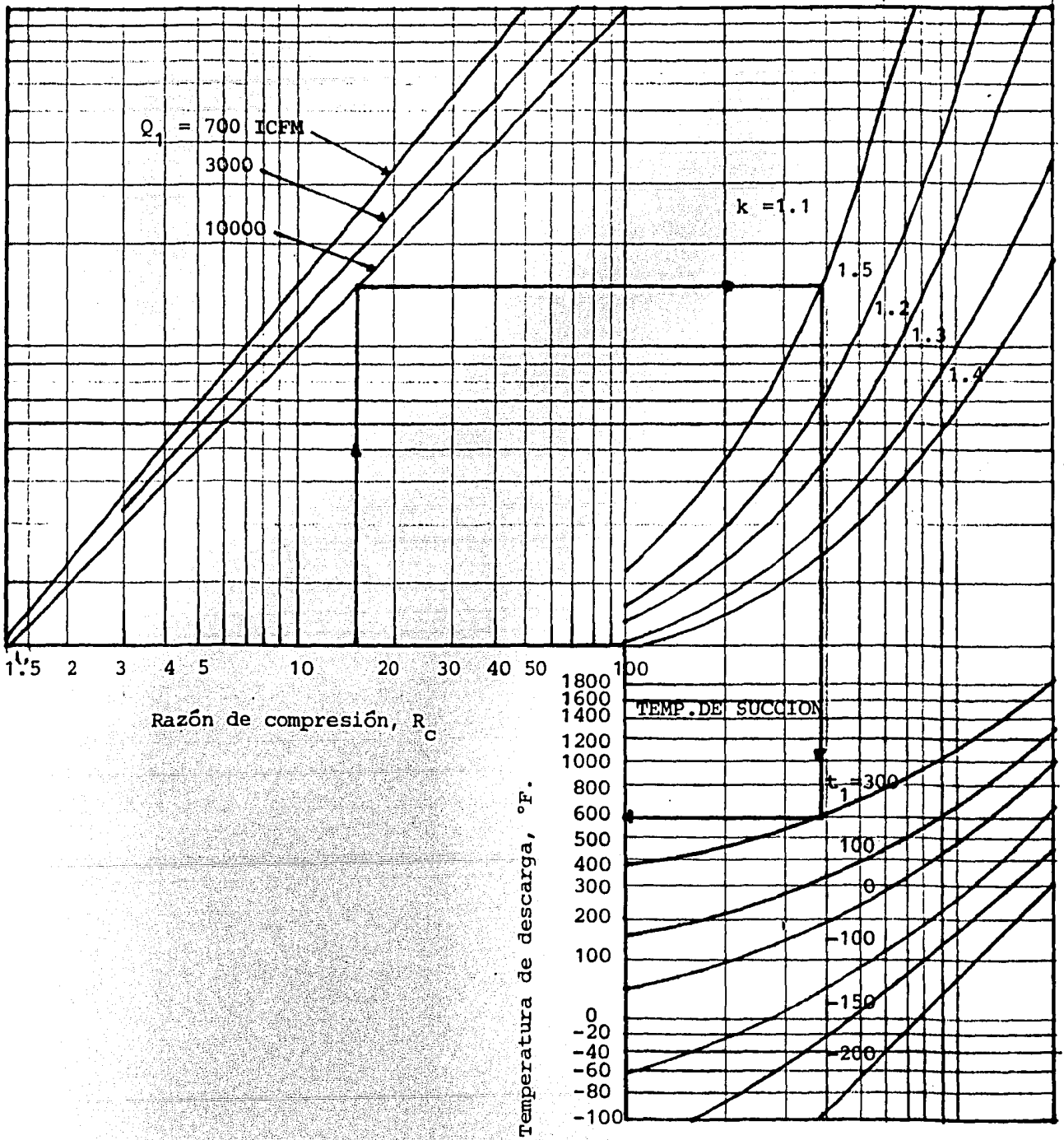


FIGURA 5.10 De esta figura se puede determinar la temperatura de descarga del compresor

Una vez que los límites de temperatura han sido satisfechos, - el uso de enfriadores adicionales estará sujeto a una evaluación económica entre el costo de los enfriadores y el ahorro de potencia conseguido.

5.2.3. Compresión con flujos laterales.

Para aplicaciones que requieran de flujos laterales ya sean en - tradas o salidas es necesario considerar cada sección de compresión - con flujo constante por separado. La temperatura de la mezcla de la - segunda sección, después de la primera "entrada" debe calcularse deter - minando la temperatura de descarga de la primera sección, de la figura 5.10, multiplicándola por el gasto en masa de la primera sección, su - mando esto al producto de la temperatura por el gasto en masa de la - entrada lateral y dividiendo todo entre la suma de los dos gastos. - Con los parámetros de la mezcla conocidos, t_1 , P_1 , w , M y k , se pueden usar ahora las figuras para la segunda sección y continuar así a tra - vés de todas las secciones de la máquina.

Para flujos laterales de salida, las condiciones de succión de la segunda sección serán las mismas que las de la descarga de la prime - ra, excepto por el gasto en masa, w .

La primera sección manejará normalmente el mayor gasto en volu - men, si es así, el gasto Q_1 de la primera sección determinará el tama - ño y la velocidad de la máquina.

Para determinar el número de etapas requerido añade a las etapas previamente determinadas una etapa por cada flujo lateral. Si el número de etapas excede de 9 se requerirá de más de un compresor.

5.3 Método N.

El cálculo de compresores centrífugos se puede realizar siguiendo este procedimiento. Si el fluido a comprimir es un gas puro comience en el segundo paso.

1) Calcule las propiedades de la mezcla llenando el cuadro siguiente:

Mezcla	(1) \bar{X}_i	(2) lbmol/lh	(3) Mi	(4) (1)x(3)	(5) \bar{X}_i	(6) T_{c_i}	(7) P_{c_i}	(8) (1)x(6)	(9) (1)x(7)	(10) C_{p_i}	(11) (1)x(10)
—	—	—	—	a	a/d	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	b	b/d	—	—	—	—	—	—
				c	c/d			—	—	—	—
				d				—	—	—	—
	$k_m = \frac{C_{Pm}}{C_{Pm} - 1.99}$			Mp				Tcm	Pcm		Cpm

o bien haciendo uso de las siguientes relaciones

$$\bar{X}_i = \frac{\bar{X}_i M_i}{\sum \bar{X}_i M_i}$$

$$T_{cm} = \sum \bar{X}_i T_{c_i}$$

$$P_{cm} = \sum \bar{X}_i P_{c_i}$$

$$C_{pm} = \sum \bar{X}_i C_{p_i}$$

GAS O VAPOR	SIMBOLOS DE REFERENCIA	FORMULA QUIMICA	PESO MOLECULAR	RAZON DE CALORES ESPECIFICOS $k=C_p/C_v$ 60°F	CONDICIONES C,		Cp		
					PRESION	TEMPER.	a 50°F	a 500°F	
					Pc (psia)	Tc (°R)			
ACETILENO	C ₂	C ₂ H ₂	26.04	1.24	905	557	13.22	17.21	
AIRE		N ₂ +O ₂	28.97	1.40	547	239	6.95	7.04	
AMONIACO		NH ₃	17.03	1.31	1636	731	4.36	5.45	
ARGON		A	39.94	1.65	705	272	4.97	4.97	
BENCENO		IC ₆	C ₆ H ₆	78.11	1.12	714	1013	18.43	28.17
ISO-BUTANO	C ₄ H ₁₀		58.12	1.10	529	735	22.10	31.11	
N-BUTANO	nC ₄	C ₄ H ₁₀	58.12	1.09	551	766	22.83	31.09	
ISO-BUTILENO	IC ₄	C ₄ H ₈	56.10	1.10	580	753	20.44	27.61	
BUTILENO	nC ₄	C ₄ H ₈	56.10	1.11	583	756	20.45	27.64	
DIOXIDO DE CARBONO	IC ₂	CO ₂	44.01	1.30	1073	548	8.77	10.05	
MONOXIDO DE CARBONO		CO	28.01	1.40	510	242	6.96	7.03	
CLORO	nC ₁₀	Cl ₂	70.91	1.36	1119	751	8.44	8.52	
GAS DE HORNO DE COQUIZACION		C ₁₀ H ₂₂	142.28	1.03	407	197	7.69	8.44	
N-DECANO		C ₁₀ H ₂₂	142.28	1.03	320	1115	53.67	74.27	
ETANO		C ₂	C ₂ H ₆	30.07	1.19	708	550	12.13	16.33
ALCOHOL ETILICO		C ₂ H ₅ OH	46.07	1.13	827	930	17	21	
CLORURO DE ETILO	C ₂ H ₅ Cl	64.52	1.19	764	829	14.5	18		
ETILENO	C ₂	C ₂ H ₄	28.05	1.24	742	510	10.02	13.41	
GAS COMBUSTIBLE		C ₂ H ₄	30.00	1.38	563	264	7.23	7.50	
HELIO	nC ₇	He	4.00	1.66	33	9	4.97	4.97	
N-HEPTANO	nC ₇	C ₇ H ₁₆	100.20	1.05	397	973	36.52	53.31	
N-HEXANO		C ₆ H ₁₄	86.17	1.06	440	915	33.87	45.66	
HIDROGENO	nC ₇	H ₂	2.02	1.41	168	60	6.96	6.99	
ACIDO SULFURICO		C ₁	H ₂ S	34.08	1.32	1306	-673	8.09	8.54
METANO	CH ₄		16.04	1.31	673	344	8.38	10.25	
ALCOHOL METILICO	CH ₃ OH		32.04	1.20	1157	924	10.5	14.7	
CLORURO DE METILO	CH ₃ Cl		50.49	1.20	988	750	11.0	12.4	
GAS NATURAL	-		18.82	1.27	675	379	8.40	10.02	
NITROGENO	nC ₇	N ₂	28.02	1.40	492	228	6.96	7.03	
N-NOVANO		nC ₉	C ₉ H ₂₀	128.25	1.04	345	1073	48.44	67.04
ISO-NOVANO	IC ₉		C ₉ H ₂₀	72.15	1.08	483	830	27.59	36.70
N-NOVANO	nC ₉	C ₉ H ₂₀	72.15	1.07	489	847	28.27	35.47	
PENTILENO	nC ₅	C ₅ H ₁₀	70.13	1.08	586	854	25.08	34.46	
N-OCTANO		nC ₈	C ₈ H ₁₈	114.22	1.05	362	1025	43.3	59.50
OCTENO	nC ₈	O ₂	32.00	1.40	730	278	6.99	7.24	
PROPANO		C ₃	C ₃ H ₈	44.09	1.13	617	666	16.82	23.57
PROPILENO	IC ₃		C ₃ H ₆	42.08	1.15	668	658	14.75	19.91
GAS DE ALTO HORNO	C ₃	-	29.6	1.39	-	-	7.18	7.40	
DIOXIDO DE AZUFRE		SO ₂	64.06	1.24	1142	775	9.14	9.79	
VAPOR DE AGUA	C ₃	H ₂ O	18.02	1.33	3208	1166	7.93	8.23	

TALBA 5.1. Propiedades de gases

ESTRUCTURA	GASTO NORMAL DE ENTRADA (cfm)	TRABAJO POLITRO PICO POR ETAPA	EFICIENCIA POLITROPICA η_p	Nº ETAPAS MAXIMO NOMINAL	VELOCIDAD EN EL TRABAJO POLITROPICO/ETAPA NOMINAL
29M	500-8,000	10,000	.78	10	11,500
38M	8,000-23,000	10,000/12,000	.77	9	8,100
46M	20,000-35,000	10,000/12,000	.77	9	6,400
60M	30,000-58,000	10,000/12,000	.77	8	5,000
70M	50,000-85,000	10,000/12,000	.78	8	4,100
88M	75,000-130,000	10,000/12,000	.78	8	3,300
103M	110,000-160,000	10,000	.78	7	2,800
110M	140,000-190,000	10,000	.78	7	2,600

TALBA 5.2. Especificaciones para compresores Elliott

2) Calcule el gasto de entrada Q_1

$$Q_1 = v_1 w \quad (5.3.1)$$

donde v_1 es el volumen específico a las condiciones de succión, ft^3 - /min.

$$v_1 = \frac{Z_1 RT_1}{144 p_1}, \quad R = \frac{1544}{M} \quad (5.3.2)$$

w es el gasto en masa, lb/min

$$w = \frac{(\text{lbmol/h}) (M_p)}{60} \quad [=] \quad (\text{lb/min})$$

Z_1 es el factor de compresibilidad a las condiciones de succión la cual se puede determinar de la figura 5.11 con

$$P_{r1} = \frac{P_1}{P_{cm}}, \quad T_{r1} = \frac{T_1}{T_{cm}}$$

3) Seleccione el modelo del compresor.

Utilice la tabla 5.2, con el gasto Q_1 determine el modelo apropiado.

4) Calcule el factor de compresibilidad promedio, Z_p .

$$Z_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2}$$

Para calcular el valor de Z_2 se puede tomar la temperatura de descarga, t_2 que resulte de la aproximación siguiente:

$$T_{2(\text{aprox.})} = \frac{X}{\eta_{\text{isoe}}} (T_1) + T_1 \quad (5.3.3)$$

de la figura 5.12 determine el factor de elevación de temperatura X y la eficiencia isoentrópica, η_{isoe} , usando la razón de compresión R_c y k del paso 1 y η_p de la tabla 5.2. Determine ahora Z_2 usando la figura 5.11, con la presión de descarga, P_2 requerida y $T_{2(\text{aprox.})}$.

5) Calcule el trabajo politrópico de compresión, H_p

$$H_p = \frac{Z_p RT_1}{\frac{n-1}{n}} \left[R_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (5.3.4)$$

donde $\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k\eta_p}$ (5.3.5)

6) Determine el número de etapas requerido.

De la figura 5.13 determine el trabajo máximo permisible por etapa.

$$\text{Nº Etapas} = \frac{H_p \text{ (paso 5)}}{\text{trabajo máx. por etapa}} \quad (5.3.6)$$

Si el trabajo máximo por etapa, de la figura 5.13 es mayor de $12000 \frac{\text{lbft}}{\text{lb}}$ use $12000 \frac{\text{lbft}}{\text{lb}}$.

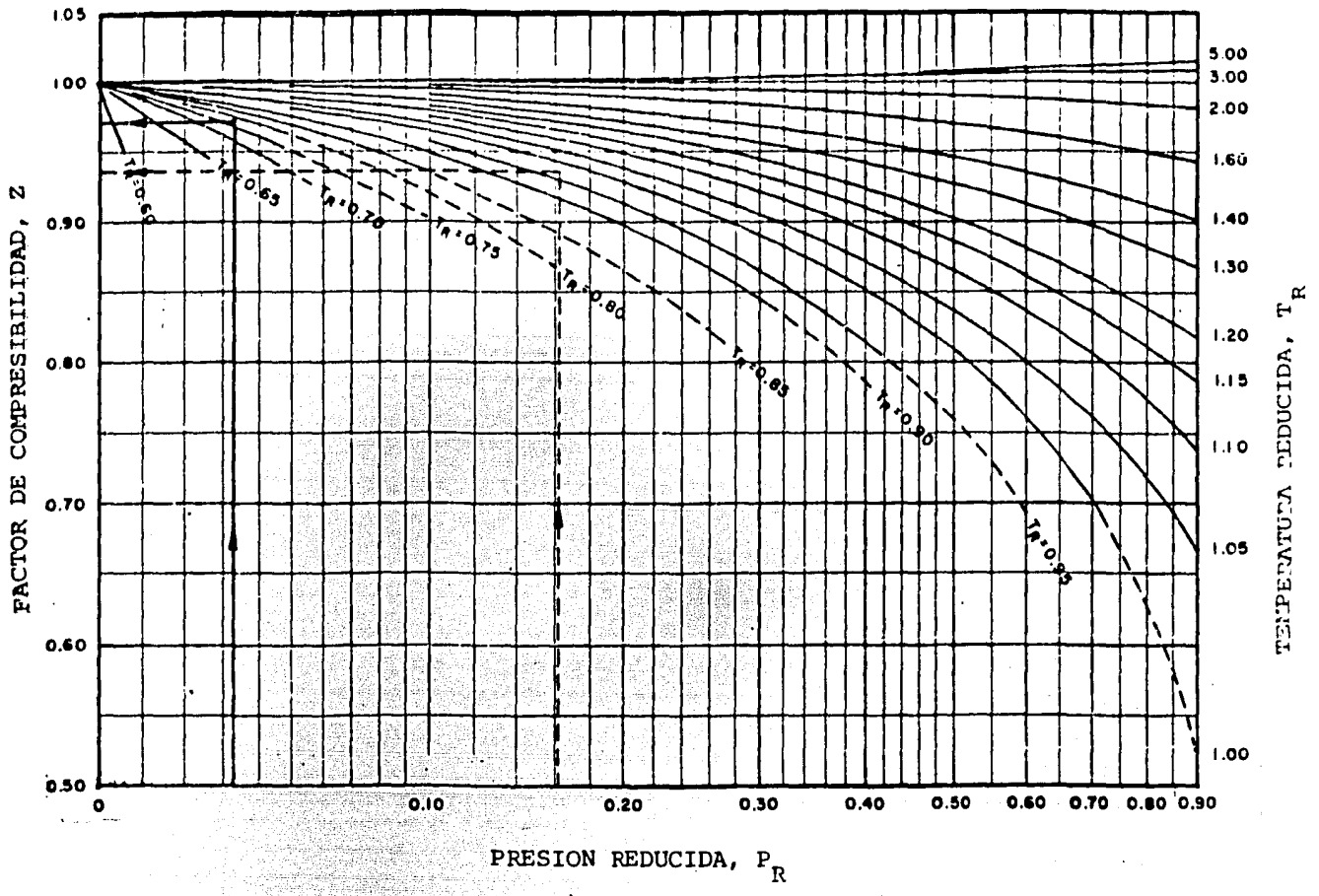


FIGURA 5.11

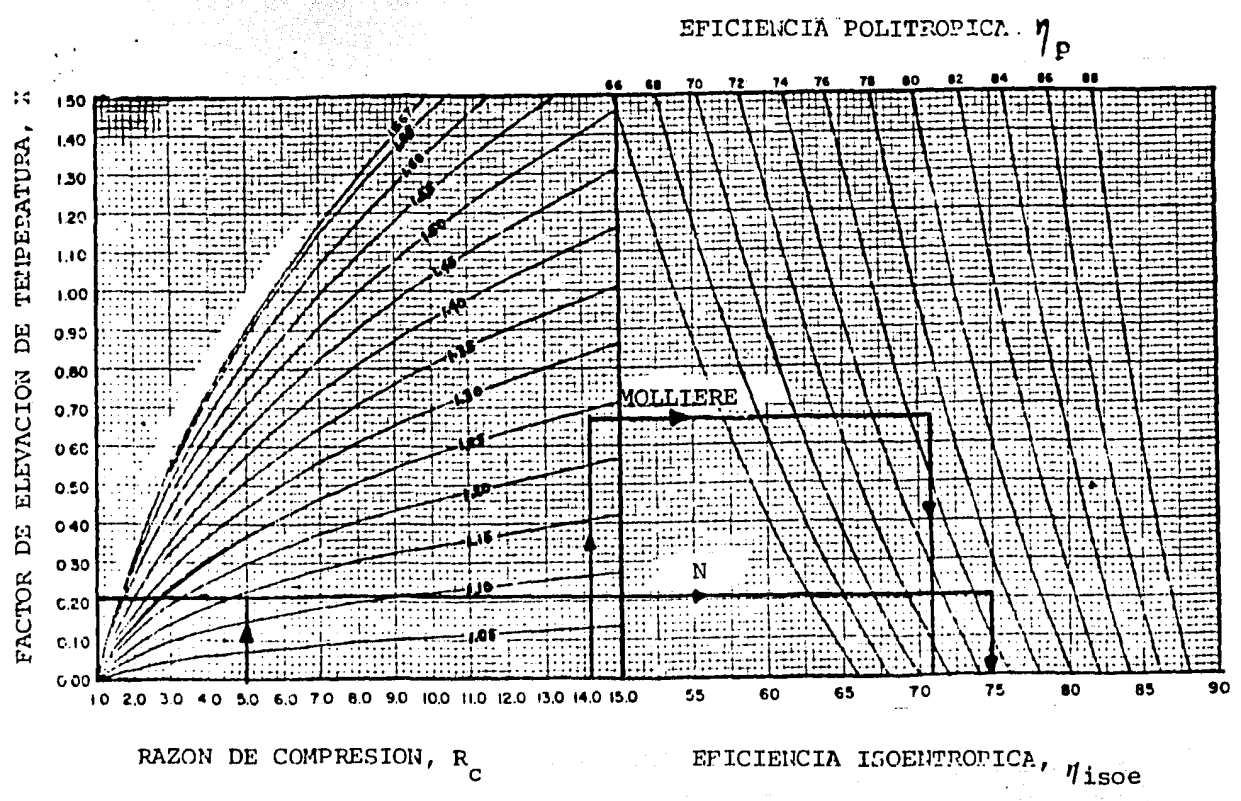


FIGURA 5.12

Trabajo máximo por etapa ($\bar{l}b\ ft/lb$)

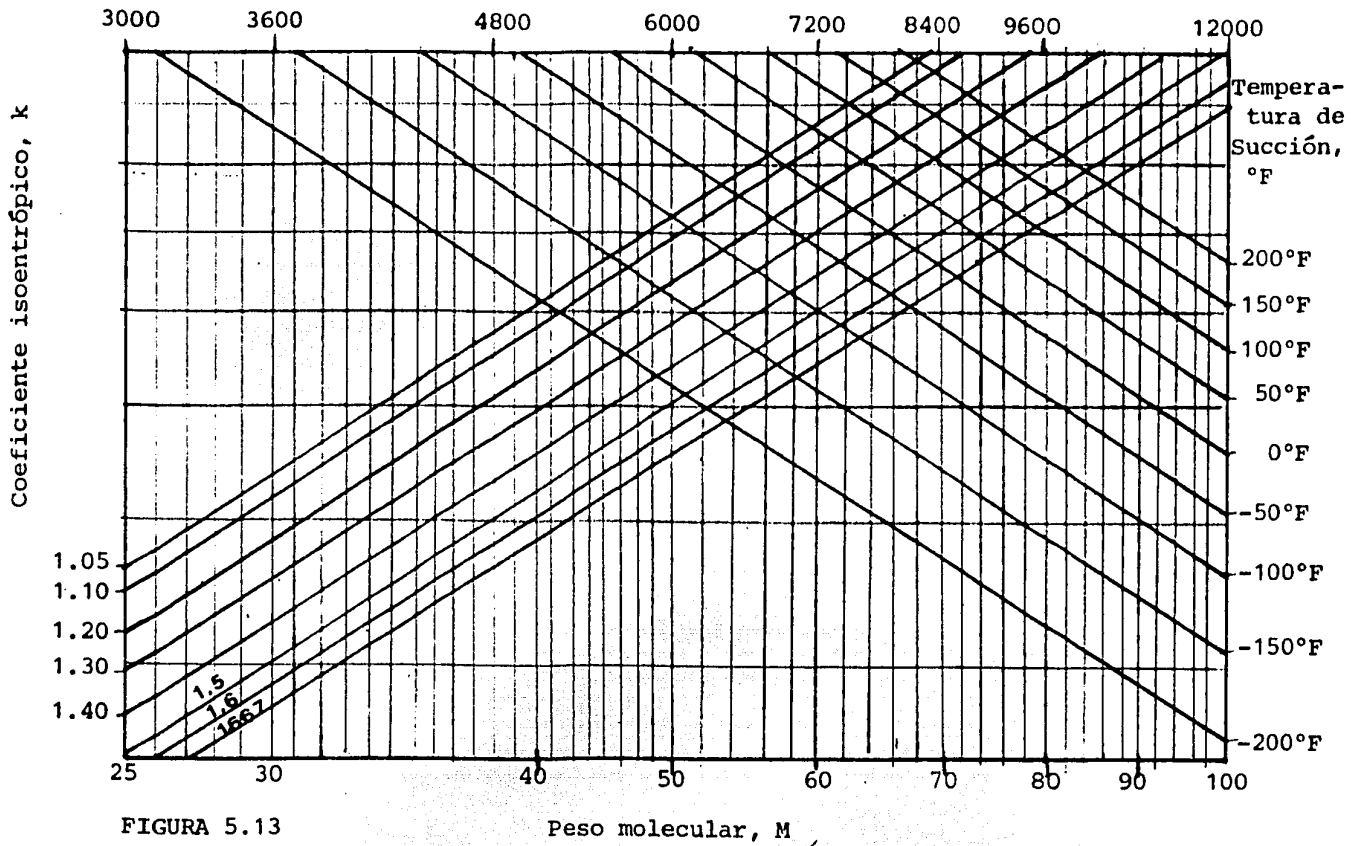
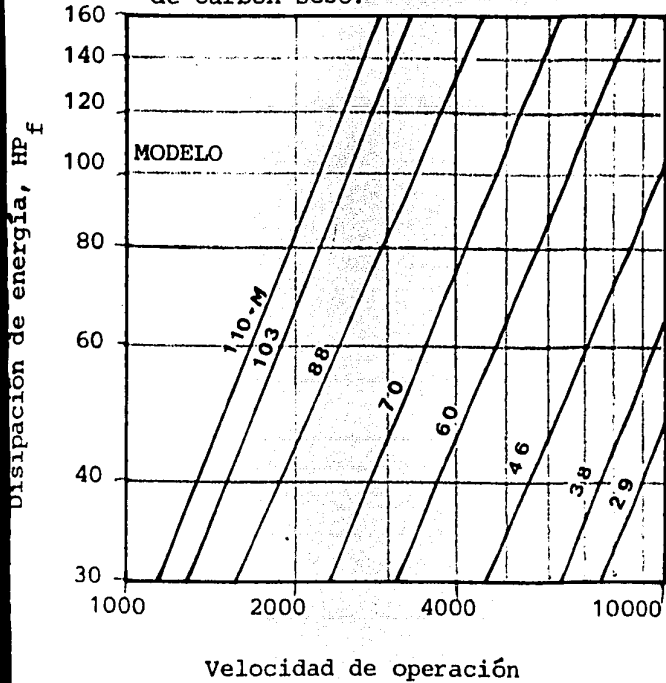


FIGURA 5.13

Sello de laberinto o de anillo de carbón seco.



Sello isocarbón o isocamisa

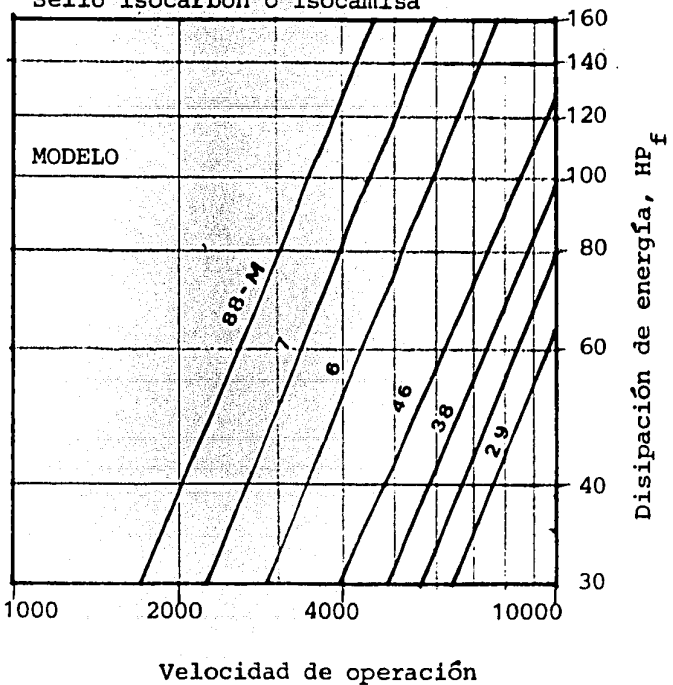


FIGURA 5.14.

7) Determine la velocidad requerida

$$\text{Velocidad} = \text{Velocidad nominal} \left[\frac{H_p}{12000 \text{ No. Etapas}} \right]^{1/2} \quad (5.3.8)$$

la velocidad nominal se obtiene de la tabla 5.2.

8) Calcule la potencia al eje requerida

$$\text{Potencial al eje, HP} = \text{HP}_G + \text{HP}_f \quad (5.3.8)$$

donde

HP = potencia al eje, HP

HP_G = potencia para comprimir el gas, HP

HP_f = potencia disipada por fricciones en sellos y cojinetes

Determine las pérdidas por fricciones de la figura 5.14 en base al tipo de sello seleccionado.

9) Calcule la temperatura real de descarga,

$$t_2 = \frac{H_p}{Z_p \left(\frac{1544}{M} \right) \left(\frac{k}{k-1} \right) \eta_p} + t_1 \quad (5.3.9)$$

10) Calcule el gasto a la descarga, Q_2

$$Q_2 = Q_1 \frac{P_1}{P_2} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \frac{Z_2}{Z_1} \quad (5.3.10)$$

donde

t : temperatura, °F

T : temperatura, °R

5.4 Método "Molliere"

- 1) Obtenga el gasto de entrada, Q_1

$$Q_1 = v_1 w$$

Localice el punto de succión (1) en la intersección de P_1 y T_1 . Lea v_1 interpolando entre las líneas de volumen específico.

- 2) Seleccione el modelo del compresor

Con el gasto de entrada Q_1 , utilice la tabla 5.2.

- 3) Encuentre el trabajo isoentrópico, H_{isoe}

Lea la entropía de succión, h_1 , directamente abajo del punto (1).- Desde este punto siga la línea de entropía constante hasta alcanzar la presión de descarga, localice así el punto de descarga isoentrópico (2 isoe). Lea la entalpía en este punto (h_{2isoe}) justamente abajo de (2_{isoe}).

$$\Delta h_{isoe} = h_{2isoe} - h_1, \text{ (BTU/lb)} \quad (5.4.1)$$

factor de conversión: 778. $\overline{\text{lbft}}/\text{BTU}$

$$H_{isoe} = \Delta h_{isoe} \times 778 \quad (5.4.2)$$

4) Encuentre el trabajo politrópico, H_p

$$H_p = \frac{H_{\text{isoe}} \eta_p}{\eta_{\text{isoe}}} \quad (5.4.3)$$

Encuentre k de la tabla 5.1

Calcule la razón de compresión, $R_c = \frac{P_2}{P_1}$; obtenga η_p de la tabla 5.2 y use la figura 5.12 para encontrar η_{isoe} .

5) Encuentre el número de etapas requerido

De la figura 5.13 encuentre el máximo trabajo permisible por etapa (máxima cabeza por etapa $\bar{1}b$ ft/lb).

$$\text{N}^\circ \text{ Etapas} = \frac{H_p \text{ (del paso 4)}}{\text{máximo trabajo por etapa}}$$

NOTA: Si el trabajo máximo por etapa obtenido de la figura 5.13 es superior a $12000 \frac{\bar{1}bft}{lb}$ use $12000 \frac{\bar{1}bft}{lb}$

6) Encuentre la velocidad requerida

$$\text{Velocidad} = \text{velocidad nominal} \left[\frac{H_p}{12000 \times \text{N}^\circ \text{ Etapas}} \right]^{1/2}$$

(La velocidad nominal se obtiene de la tabla 5.2)

7) Obtenga la potencia al eje requerida

$$HP = HP_G + HP_f$$

donde

$$HP_G = \frac{w H_p}{\eta_p (33000)} \quad (5.4.4)$$

La disipación de energía por fricciones se obtiene de la figura - 5.14, en base al tipo de sello seleccionado.

8) Obtenga la entalpia de descarga real, h_2

$$h_2 = \frac{\Delta h_{isoe}}{\eta_{isoe}} + h_1 \quad (5.4.5)$$

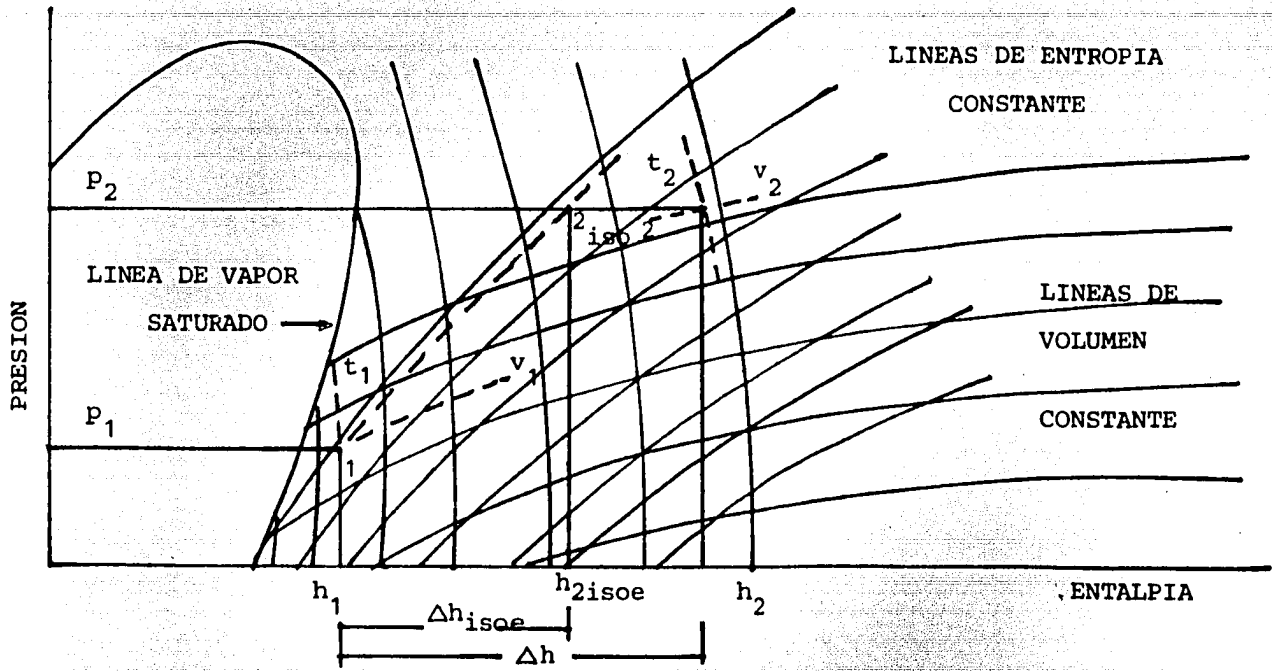
Δh_{isoe} del paso 3 y η_{isoe} del paso 4.

9) Obtenga la temperatura de descarga, t_2 y el volumen específico, v_2 sobre el diagrama P-H, trace una línea verticalmente desde h_2 (del paso 8) hasta p_2 . Lea t_2 y v_2 .

10) Obtenga el gasto de descarga (Q_2)

$$Q_2 = w v_2$$

LINEAS DE TEMPERATURA CONSTANTE



5.5 Método del factor X.

Para simplificar el cálculo de compresores se han elaborado tablas en base a datos de aire y gases diatómicos cuyo coeficiente isoentrópico se encuentra entre 1.39 a 1.41, para luego haciendo uso de una curva de corrección, obtener resultados para cualquier gas o mezclas de gases. Este método considera que la compresión sigue una trayectoria isoentrópica y define el factor X como

$$X = \frac{0.283}{R_c} - 1 \quad (5.8)$$

relación que resulta de considerar un coeficiente para estos gases de 1.395 en

$$X = \frac{p_f}{p_i}^{\frac{k-1}{k}} - 1$$

introduciendo este factor en las ecuaciones desarrolladas anteriormente para el trabajo isoentrópico de compresión tenemos de la ecuación 3.25

$$H_{i\text{soe}} = 3.532 RT_i X \quad (5.9)$$

o bien de la ecuación 3.28

$$P_T = 3.532 Q_i p_i X \quad (5.10)$$

de la ecuación 3.21 la temperatura de descarga resulta

$$T_f = T_i (X + 1) \quad (5.11)$$

y la potencia teórica, de la ecuación 3.28

$$P_T = 3.532 \cdot w \cdot R \cdot T_i \cdot X \quad (5.12)$$

Los valores de X se pueden obtener usando la ecuación 5.8 para distintas razones de compresión.

Para gases o mezclas de gases con un coeficiente isoentrópico diferente al del aire se ha desarrollado la curva de la figura 5.15, - de modo que pueden obtenerse los valores de X_G/X de ella. Los valores de X_G se calculan multiplicando el valor de X_G/X de la curva por los valores de X encontrados en la ecuación 5.8, entonces

$$P_T = \frac{k}{k-1} Q_i \cdot p_i \cdot X_G \quad (5.13)$$

y

$$T_f = T_i (X_G + 1) \quad (5.14)$$

Aplicando los factores de corrección de unidades adecuados se obtiene:

para gases diatómicos perfectos

$$HP = 0.0154 p_i Q_i X \quad (5.15)$$

para cualquier gas

$$HP = \frac{0.01}{d} p_i Q_i X_G \quad (5.16)$$

donde

$$d = 2.292 \frac{k-1}{k}$$

el factor "d" se puede obtener también de la figura 5.15.

Para compresores con N número de etapas, con compresión isentrópica en cada etapa, con igual división de trabajo entre cada etapa y con interenfriamiento hasta la temperatura inicial, de la ecuación-4.6 se obtiene:

$$P_T = N \frac{k}{k-1} Q_i P_i \left[(X_G + 1)^{1/N} - 1 \right] \quad (5.17)$$

y la temperatura de descarga

$$T_f = T_i \left[X_G + 1 \right]^{1/N} \quad (5.18)$$

o bien, en unidades del sistema inglés

$$HP = \frac{0.01}{d} N Q_i p_i \left[\sqrt{X_G + 1} - 1 \right] \quad (5.19)$$

donde

Q = gasto en volumen, ft³/min

p = presión, psia

T = temperatura absoluta, °R

R = constante individual del gas, 1545/M

H_{isoe} = trabajo de compresión, \bar{b} ft/lb

w = gasto en masa, lb/min

P_t = potencia teórica, \bar{b} ft/min

H_p = potencia teórica, H_p

XG = factor X del gas, adim

N = número de etapas

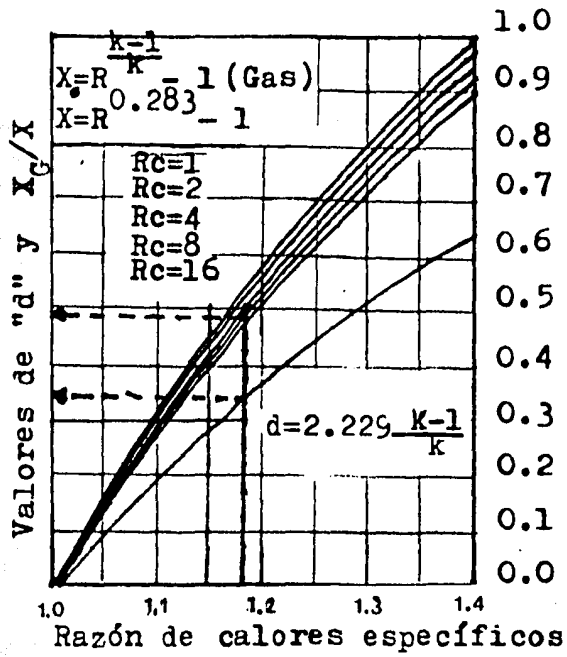


Fig. 5.15 Valores de "d" y X_G/X para utilizar en el método del factor X.

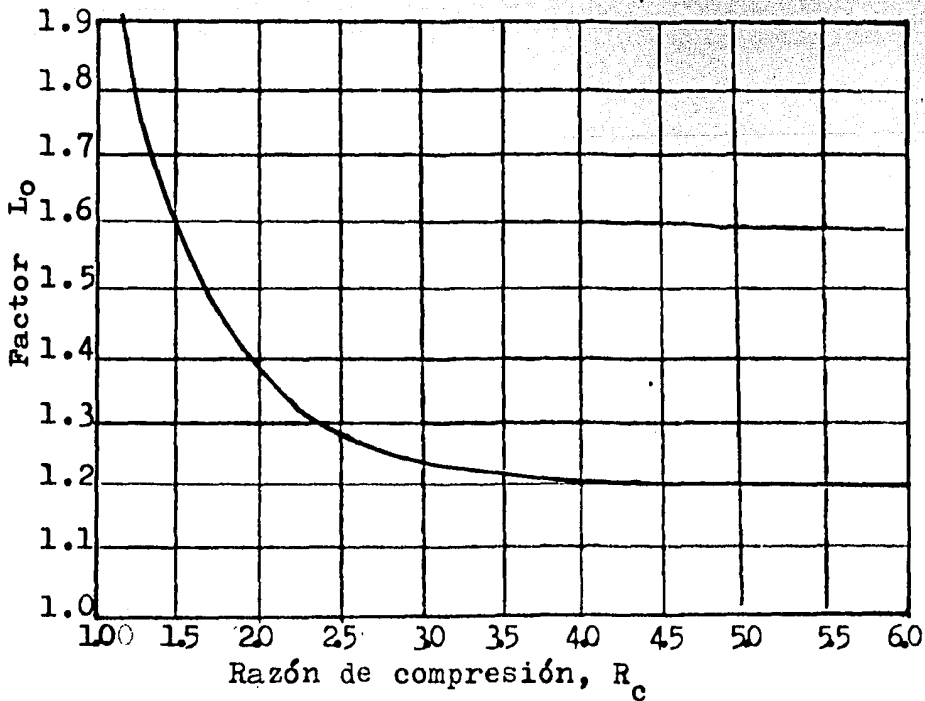


Fig. 5.16 Curva experimental del factor de pérdidas, L_0 .

5.6 Método del factor L_0

La potencia al freno es la potencia real de entrada en el cigüeñal del accionador del compresor. Esta se puede determinar afectando las expresiones de potencia teórica con ciertos factores que consideran las pérdidas de energía que se tienen en las diversas partes del equipo, así, la potencia al freno se determina como

$$HP = \frac{144}{33000} \frac{k}{k-1} p_1 Q_1 \left[\left(\frac{p_f}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] L_0 F_1 Z_1 \quad (5.20)$$

El factor L_0 toma en cuenta las pérdidas de energía que se manifiestan como caída de presión debido a la fricción de los anillos del pistón, empaque del vástago, válvulas y distribuidor. En factor F_1 se conoce como factor de pérdidas en la estructura; se aplica solo para compresores accionados con motor, su valor está en el rango de 1.0 a 1.05 no tiene que ver con la eficiencia del accionador.

Ambos factores se han determinado en forma empírica. El factor L_0 se puede leer de la figura 5.16, donde se muestra como función de la razón de compresión. Estos resultados funcionan satisfactoriamente para cualquier valor del coeficiente isoentrópico k .

Otra forma de obtener la potencia al freno, que hace uso de las unidades del sistema inglés, es mediante la expresión:

$$HP = F_w Z_1 T_1 L F_L w' / 2546 \quad (5.21)$$

donde

$$F_w = R' \left(\frac{k}{k-1} \right) \left(\left(\frac{p_f}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (5.22)$$

donde

R' = constante universal, 1.987 BTU/lbmo1 °R

w' = gasto, lbmo1/h

Para simplificar los cálculos se puede hacer uso de la carta de W.C. Edmister, la cual proporciona los valores de F_w para distintas razones de compresión como función del coeficiente isoentrópico de Edmister, sin embargo, la carta resuelve satisfactoriamente la ecuación 5.22 usando los valores de la razón de calores específicos C_p/C_v .

5.7 Método P-H/L₀

Tomando como base de cálculo el modelo de compresión isentrópico, se puede obtener el trabajo teórico de compresión haciendo uso de diagramas de Molliere o de diagramas similares, como es el caso de los diagramas de Presión - Entalpia.

De acuerdo a la ecuación 3.14 el trabajo isentrópico se puede calcular como el cambio de entalpia que sufre el gas durante el proceso, es decir

$$- \underline{W} = \Delta H = H_f - H_i$$

Brevemente, el procedimiento de cálculo es el siguiente: Conociendo la presión y la temperatura iniciales, en la succión se lee del diagrama la entalpia que tiene el gas a esas condiciones. A continuación se sigue la línea de entropía constante hasta llegar a la presión de descarga de esa etapa, donde se lee la entalpia y la temperatura correspondientes.

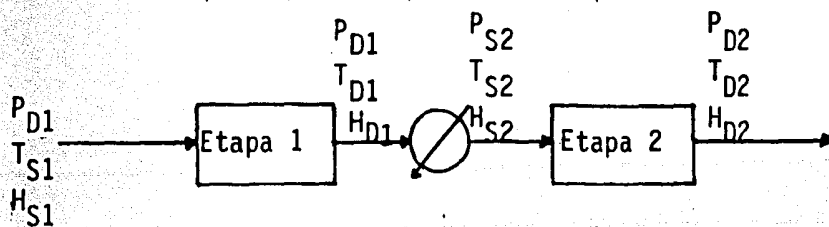
Esta secuencia se continúa para cada etapa del compresor y el trabajo total se obtiene como la suma de los trabajos desarrollados en cada una de las etapas.

Como ya se ha mencionado, cuando la compresión de un gas se realiza en varias etapas, es conveniente enfriar el gas entre ellas, con el objeto de ahorrar potencia. Esto puede lograrse utilizando un intercambiador de calor entre cada etapa.

Estos equipos producen una caída de presión en el gas debido a las fricciones que tiene el fluido con las distintas partes del enfriador mismo, así como con tuberías y accesorios.

Con el objeto de obtener una mayor claridad en la descripción del procedimiento de cálculo de compresores por este método, el siguiente desarrollo está enfocado a la operación de un compresor de dos etapas, pero los resultados pueden generalizarse para cualquier número de ellas.

En el diagrama de Presión-Entalpia de la figura 5.17 se muestran las trayectorias que sigue el gas durante la compresión. La operación de la máquina puede representar esquemáticamente como:



El caso típico en el diseño de compresores se presenta cuando se requiere determinar la potencia al freno del aparato, el número de etapas más conveniente y la temperatura a la cual se descargará el fluido en la etapa final, cuando se conoce la presión a la cual se ha-

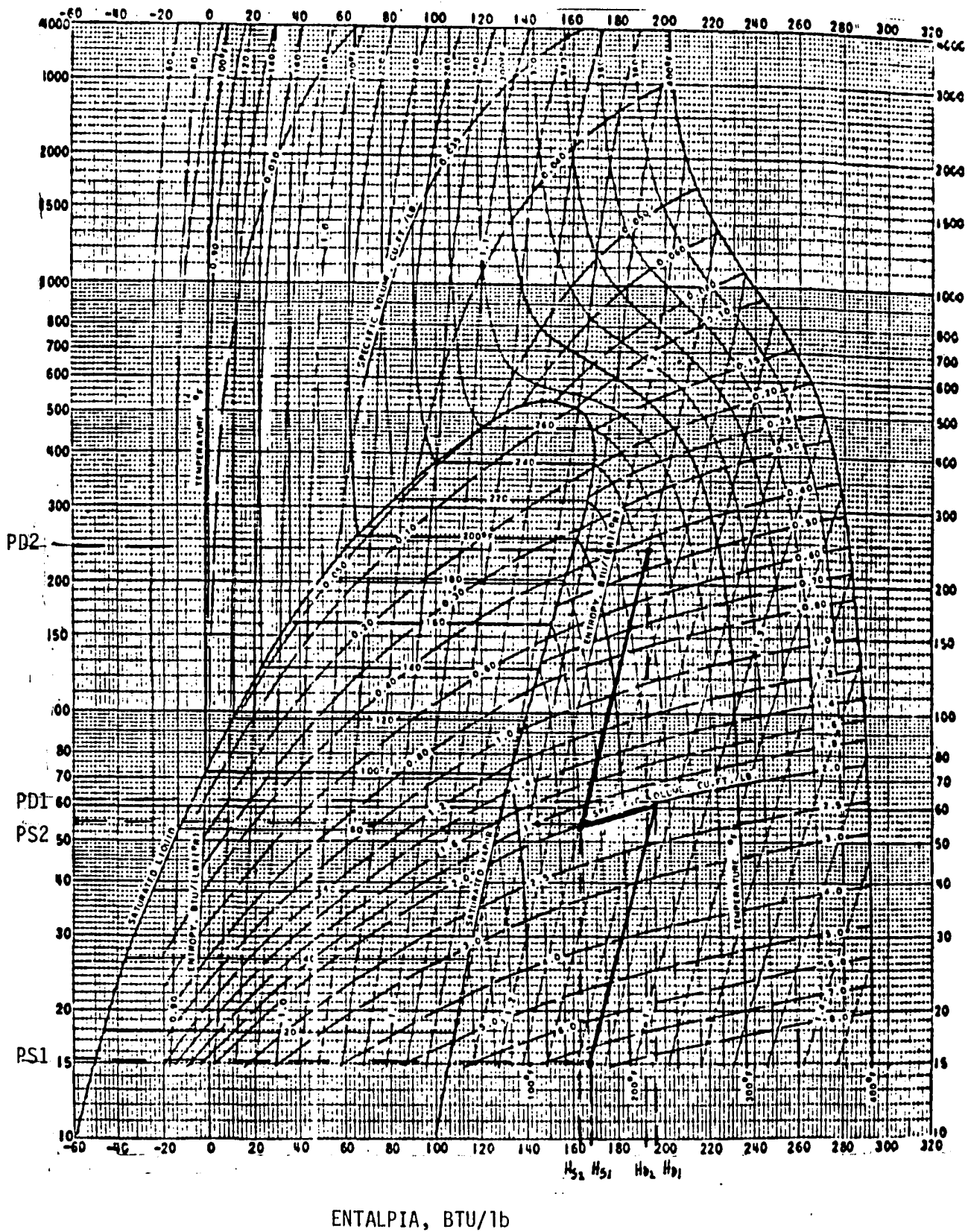


FIGURA 5.17. Compresión isoentrópica del i-butano con enfriamiento interetapa

brá de succionar el gas y se ha determinado previamente el gasto a manejar y la presión final a la que se desea elevar el gas de acuerdo a las necesidades del proceso. Los pasos son los siguientes:

1.- Encuentre el número de etapas más convenientes, N

$$R_{ci} = R_{cT}^{1/N}$$

Se debe recordar que la razón de compresión por etapa no debe exceder de 3.5 o 4.0.

2.- Haga una segunda aproximación para la razón de compresión haciendo uso de la ecuación.

$$P_f = P_i R_{ci}^N - \frac{(\Delta P)_1}{2} R_{ci}^{N-1} - \frac{(\Delta P)_2}{2} R_{ci}^{N-2} - \dots - \frac{(\Delta P)_{N-1}}{2} R_{ci}^{N-(N-1)}$$

Para el equipo de dos etapas de este ejemplo

$$P_f = P_i R_{ci}^2 - \frac{(\Delta P)_1}{2} R_{ci}$$

Como ya se indicó anteriormente el número de términos de la derecha es igual al número de etapas. La ecuación 5.23 puede resolverse por ensayo y error o por algún método numérico.

Para dos etapas la solución es analítica.

$$R_{ci} = \frac{\frac{(\Delta P)_1}{2} + \sqrt{\frac{(\Delta P)_1}{2} + 4 P_i P_f}}{2 P_i}$$

- 3) Encuentre la presión de descarga de la primera etapa, P_{D1} y la presión de succión de la segunda etapa P_{S2} .

$$P_{D1} = P_i R_{ci} \quad (5.24)$$

$$P_{S2} = P_i R_{ci} - \frac{(\Delta P)_1}{2} \quad (5.25)$$

- 4) Localice en el Molliere o en el diagrama de Presión-Entalpia las condiciones de succión, P_i y T_i y determine la entalpia inicial, H_i .
- 5) Siguiendo la línea de entropia constante, localice la presión de descarga de la primera etapa, P_{D1} y determine la temperatura, T_{D1} y la entalpia H_{D1} correspondientes.
- 6) Establezca hasta que temperatura se desea enfriar en gas mediante el enfriador interetapa.

$$T_{S2} = T_{D1} - \Delta t \quad (5.26)$$

- 7) Localice las condiciones de succión de la segunda etapa (T_{S2} y P_{S2}) y determine la entalpia del gas a esas condiciones (H_{S2}).
- 8) Repita el paso 5, ahora para la segunda etapa. Determine H_f y T_f .
- 9) Determine la potencia teórica, P_t

$$P_T = w (\Delta H_1 + \Delta H_2)$$

ó

$$P_T = w (H_{D1} - H_i) + (H_f - H_{S2}) \quad (5.27)$$

El procedimiento es similar para cualquier número de etapas.

- 10.- Para determinar la potencia al freno se puede hacer uso de la figura 5.16, aplicando el factor de pérdidas L_0 , ya conocido.

$$P = P_T L_0$$

donde P = potencia al freno

También es común hacer uso de eficiencias definidas de diferentes maneras, así, definiendo η_T como una eficiencia de compresión total

$$P = \frac{P_T}{\eta_T} \quad (5.28)$$

Este método además de ser rápido tiene la ventaja de que se manejan las relaciones reales de las propiedades del gas, por ésto resulta muy útil cuando se manejan presiones elevadas.

Desafortunadamente, no se cuenta con diagramas de este tipo para todos los gases y el problema es aún mayor cuando se trata con mezclas por lo que el uso de este método se ve muy restringido.

5.8 Método de Hartwick.

Este método es un procedimiento alternativo que puede emplearse en el cálculo de compresores recíprocos.

Considera que los gases que se están comprimiendo no siguen un comportamiento ideal y toma como base el modelo isentrópico, haciendo ciertas modificaciones para obtener un método de cálculo que resulta satisfactorio a presiones hasta de 1000 atmósferas.

El procedimiento a seguir es el siguiente:

- 1) Determine el volumen específico del gas a las condiciones de entrada.

$$V_i = \frac{Z_i RT_i}{P_i}$$

- 2) Evalúe la temperatura de descarga

$$T_f = T_i \left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

- 3) Calcule el volumen específico a las condiciones de descarga

$$V_f = \frac{Z_f RT_f}{P_f}$$

- 4) Calcule el gasto de entrada Q_i , L³/T

a) Evalúe la eficiencia volumétrica

$$\eta'_v = 1 - \% v'_m \left(\frac{v_i}{v_f} \right) - 1 = 1 - \% v'_m \left[\left(\frac{p_f}{p_i} \right)^{1/k} - 1 \right]$$

El porcentaje de volumen muerto ($\%v'_m$) varía en el rango de 5 a 35% para diseños comunes.

b) El gasto de entrada es ahora, para un cilindro de simple efecto.

$$Q_i' = PD \eta'_v \quad (5.29)$$

5) Determine el exponente isoentrópico corregido

$$k' = \frac{\ln P_f/P_i}{\ln v_i/v_f} \quad (5.30)$$

6) Finalmente, calcule la potencia al freno como

$$P = \frac{k'}{k'-1} P_i Q_i \left[\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{k'-1}{k'}} - 1 \right] L_o F_L \quad (5.31)$$

Si la unidad es varias etapas y en cada una de ellas se tiene la misma razón de compresión, la potencia real total se obtiene como:

$$P = N \frac{k'}{k'-1} P_i Q_i \left[\left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{k'-1}{k'N}} - 1 \right] L_o F_L \quad (5.32)$$

5.9 Método BHP/MMCFD.

Cuando no se requiere de un cálculo muy riguroso se puede hacer uso de este método.

La potencia al freno que se requiere para manejar un millón de pies cúbicos de gas por día, medido a 14.4 psia y temperatura de succión del compresor, BHP/MMCFD, se utiliza para el cálculo de la potencia al freno BHP, de la siguiente manera:

$$\text{BHP} = (\text{BHP/MMCFD}) (C \times 10^{-6}) \quad (5.33)$$

El valor de BHP/MMCFD se obtiene a partir de la figura 5.18 entonces se multiplica por el gasto de gas, C, referido a las mismas condiciones (14.4 psia y temperatura de succión). El factor de 10^{-6} corrige las unidades.

Para bajas razones de compresión, de 1.0 a 2.5, se deben afectar los valores de BHP/MMCFD leídos de las figuras 5.18A, B, y C multiplicándolos por el factor de corrección del recuadro superior de la figura 5.18A.

Estas curvas están elaboradas considerando una eficiencia mecánica del cilindro de compresión de 95%.

Cuando este procedimiento se utiliza para el cálculo de compresores de múltiples etapas es más conveniente evaluar la potencia total

como la suma de las potencias de cada etapa, puesto que un cálculo en forma global reportaría un resultado menor ya que no tomaría en cuenta las pérdidas por fricción en los interenfriadores.

Estas curvas están elaboradas considerando un comportamiento ideal de los gases. Una aproximación al comportamiento real puede hacerse multiplicando la potencia obtenida por el factor de compresibilidad Z_1 . Esta corrección debe hacerse solo cuando Z_1 es mayor a la unidad, en caso contrario es más conveniente omitirla.

Cuando se tiene conocimiento de que las desviaciones de la idealidad son grandes es más prudente utilizar otros métodos de estimación.

BHP/MMCFD, POTENCIA AL FRENO POR MILLON DE PIES³/DIA
 REFERIDOS A 14.4 PSIA Y TEMPERATURA DE SUCCION

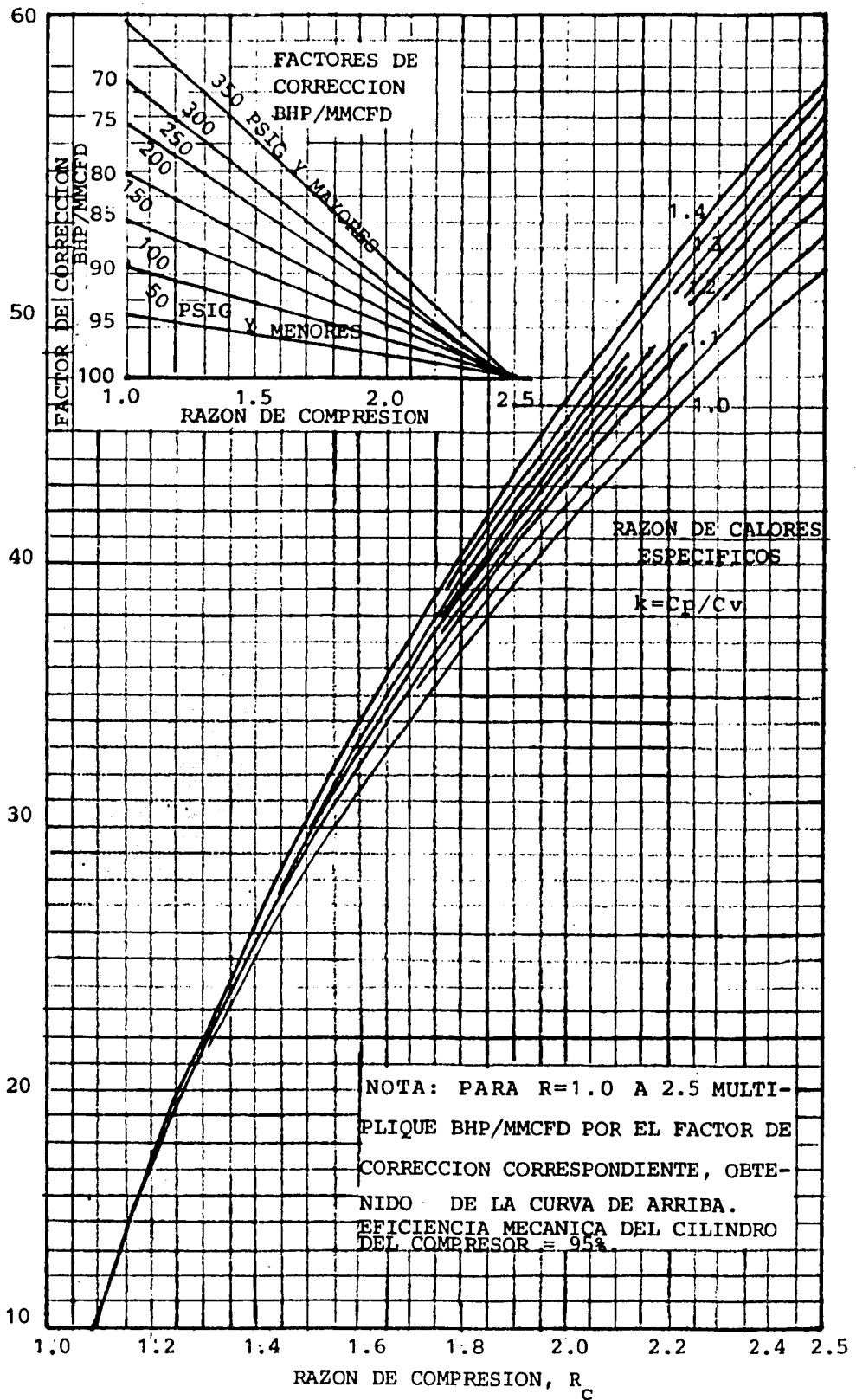


FIGURA 5.18 A. Potencia al freno necesario para manejar un millón de pies cúbicos de gas por día.

BHP/MCFD, POTENCIA AL FRENO POR MILLON DE PIES³/DIA
 A 14.4 PSIA Y TEMPERATURA DE SUCCION

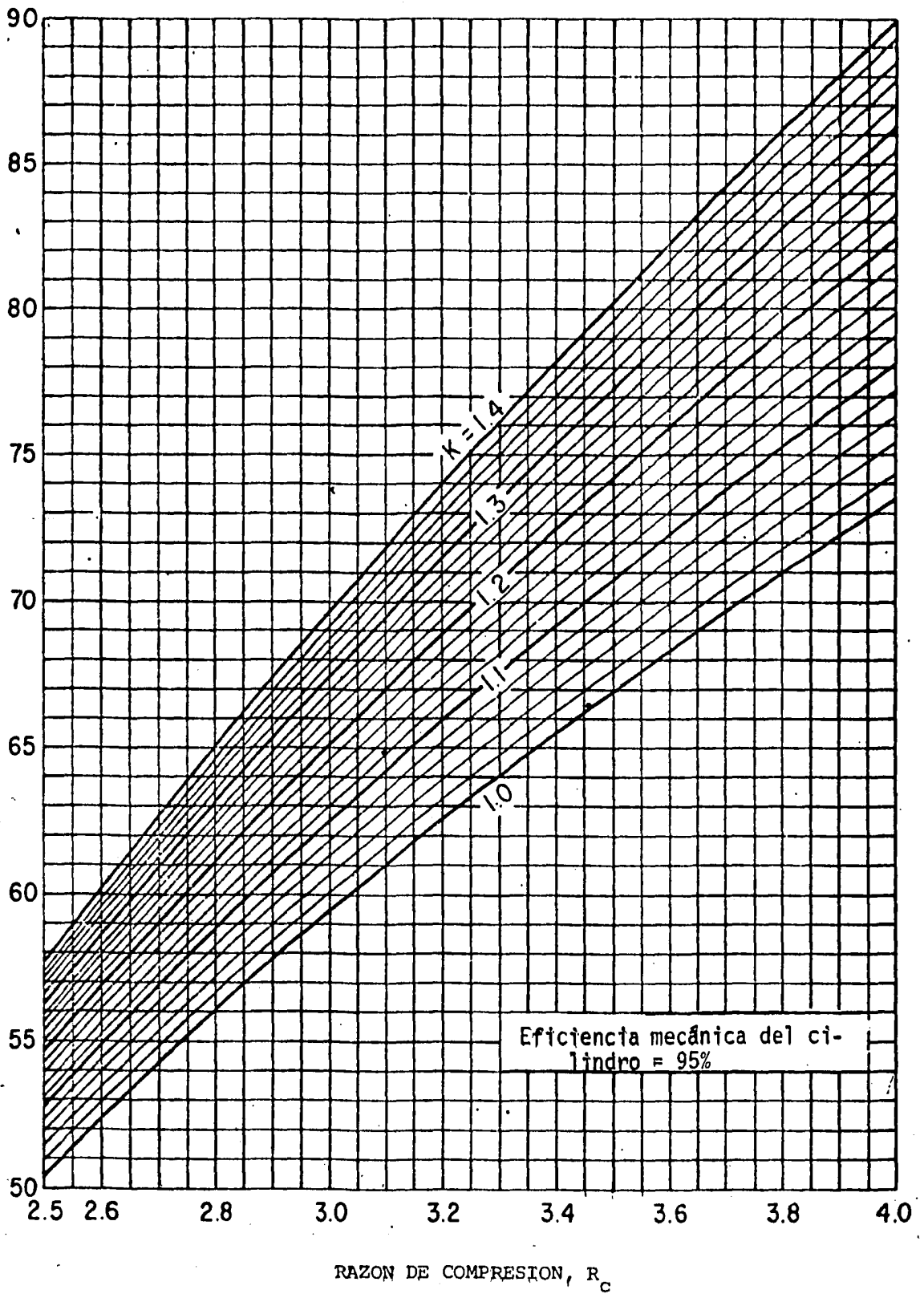


FIGURA 5.18 B. Potencia al freno requerida para manejar un millón de pies cúbicos de gas por día.

BHP/MMCFD, POTENCIA AL FRENO POR MILLON DE PIES CUBICOS POR DIA
 A 14.4 PSIA Y TEMPERATURA DE SUCCION

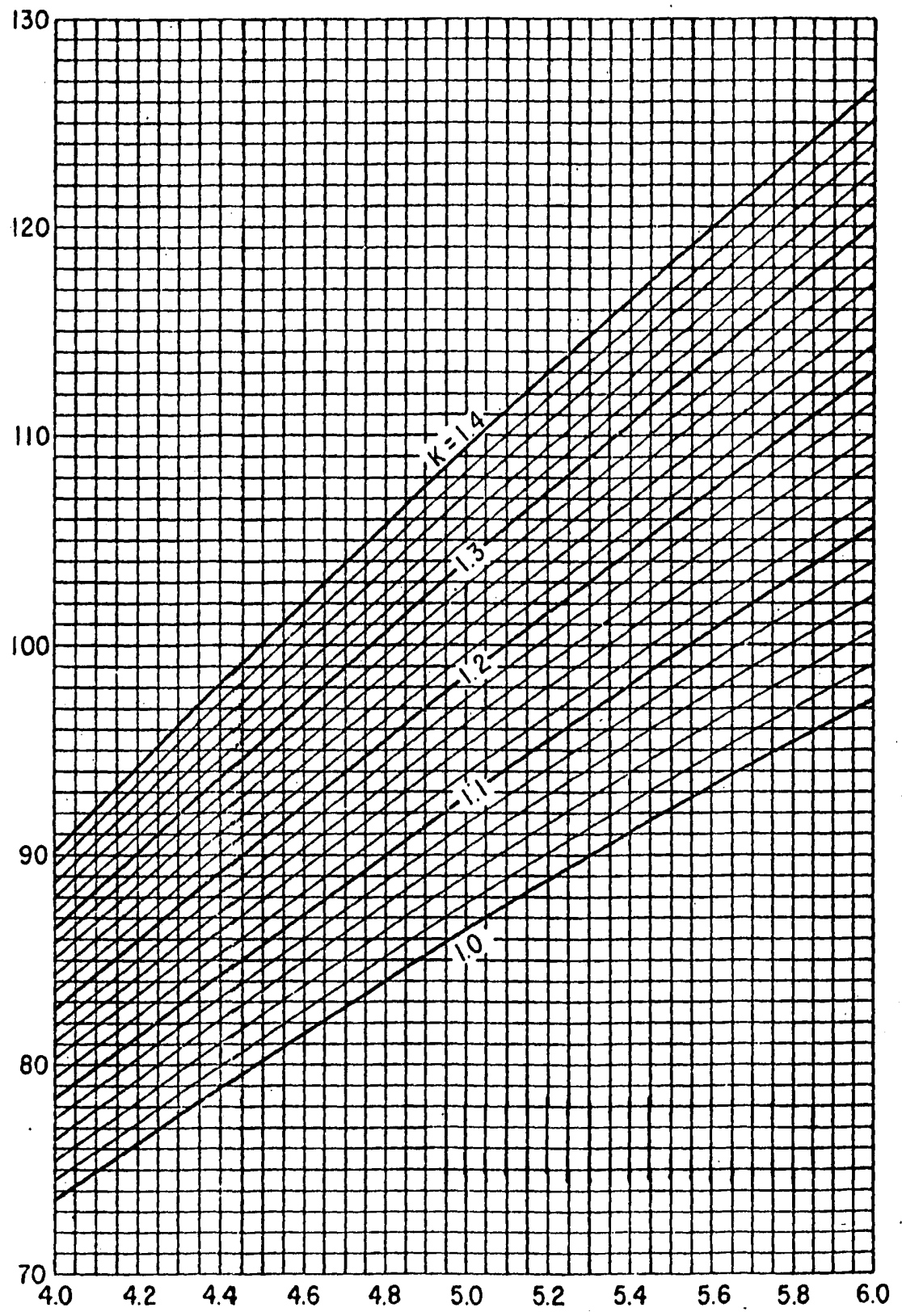


FIGURA 5,18 C, Potencia al freno requerida para manejar un millón de pies cúbicos de gas por día.

5.10 Método para compresores de flujo axial.

La información con respecto a los métodos de selección para compresores axiales es menos accesible que para compresores centrífugos. Si bien los compresores axiales siguen las mismas leyes básicas con respecto al trabajo de compresión, gasto y velocidad periférica.

El siguiente procedimiento para seleccionar un compresor axial sirve para propósitos de aproximación y solo es aplicable cuando se requiera aire con presión de succión de 14.7 psia y una temperatura de 100°F. Para explicar claramente este procedimiento consideramos como un ejemplo que se desea seleccionar un compresor para manejar 70 000 ICFM de aire a las condiciones de succión mencionadas arriba y que se desea elevar su presión a 57 psia.

1. Seleccione el tamaño del compresor y el número de etapas usando la figura 5.19, para ello utilice el gasto y la presión de descarga indicados. Con 70 000 ICFM y una presión de descarga de 57 psia el tamaño adecuado es una carcasa No. 900 con once etapas.
2. Con el gasto conocido obtenga la velocidad aproximada a la que deberá operar el compresor, de la figura 5.20. Con 70 000 ICFM la velocidad estará en el rango de 5 000 a 5 100 rpm.
3. Con la presión de descarga en psia, obtenga la potencia requerida de Hp por 100 ft³/min. de la figura 5.21. Con la presión de descarga requerida de 57 psia, la potencia es 12.65 para 100 ft³/min. La potencia

Tamaño del compresor

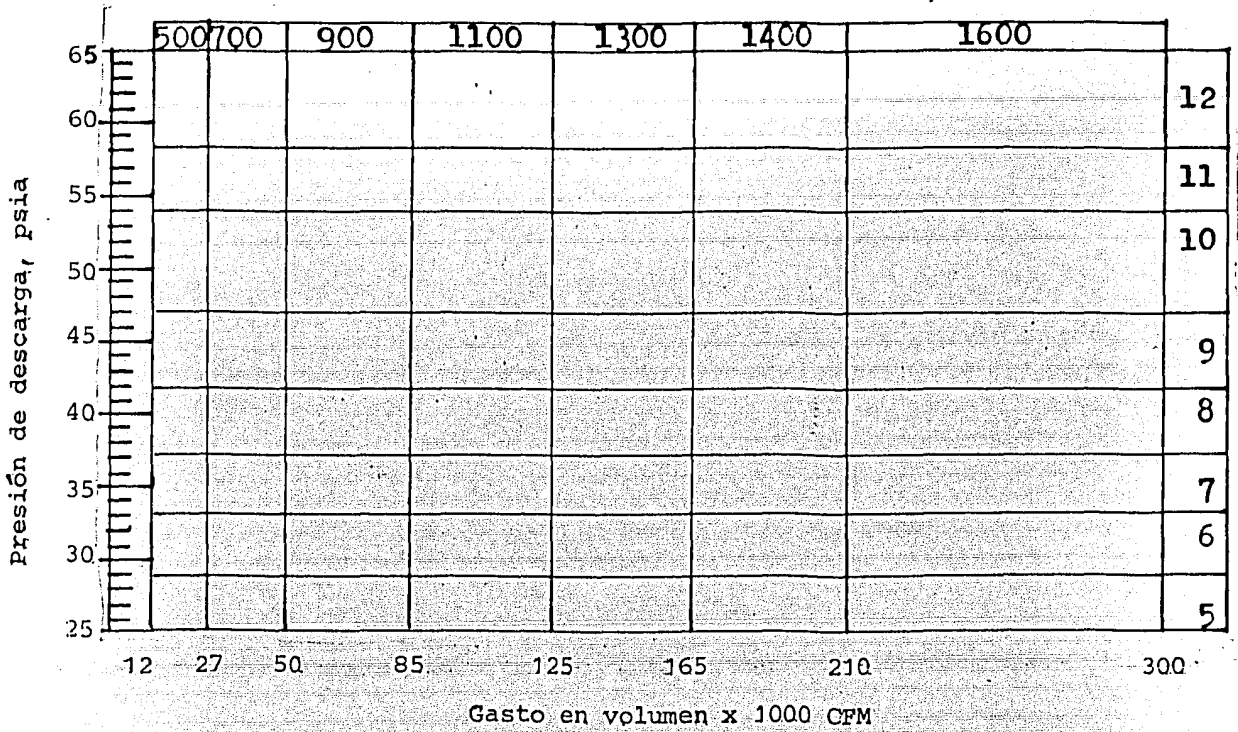


FIGURA 5.19. Selección de compresores axiales.

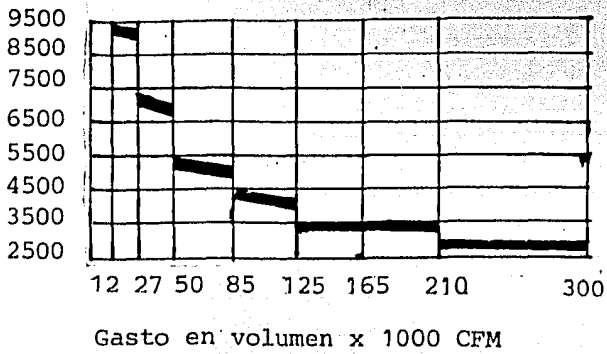


FIGURA 5.20 Velocidad del compresor

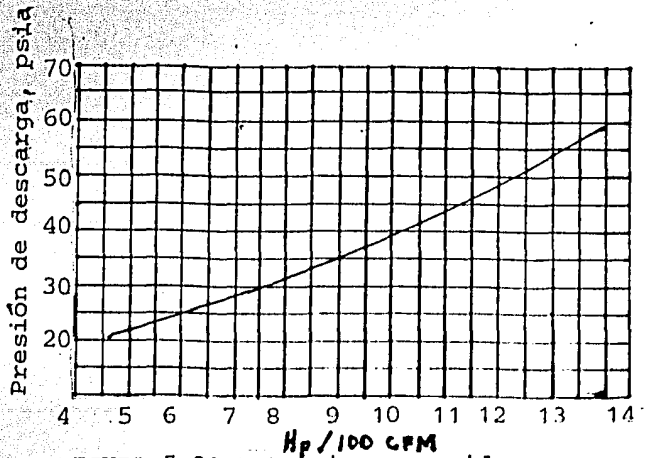
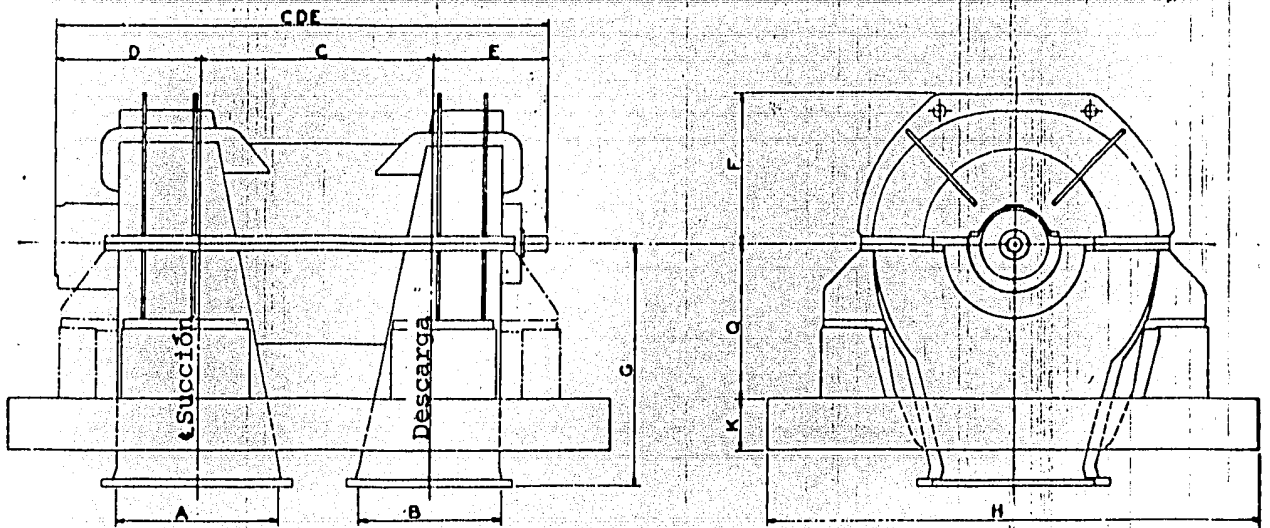


FIGURA 5.21 Potencia requerida.

cia total requerida será $12.65 (700) = 8\ 855$.

4.- Una vez seleccionado el compresor así como el número de etapas obtenga las dimensionales de la figura 5.22. La carcasa Nb. 900 con once etapas tiene las siguientes dimensiones globales: 151 in de largo, 118 in de ancho y 96 in de altura. El peso del compresor es aproximadamente de 40 500 lb.



TAMANO DE CARCASA	TABLA PARA UN COMPRESOR AXIAL DE CINCO ETAPAS											POR CADA ETAPA ADICIONAL		
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	Q	CDE	PESEO DEL COMPRESOR, LB	SUMR A "C" Y A "CDE"	SUME AL PESO DEL COMPRESOR
500+	24	18	20½	32	21	18	33	52	12	36	73½	5000	3	500
700+	36	30	51	32	25	31	60	72	12	27	108	20000	4½	1000
900	48	36	63	32	20	36	60	118	12	36	115	31500	6	1500
900#			72½								124½			
1100	60	42	69	32	26½	40	72	124	12	36	129½	34300	6½	1600
1100#			76								136½			
1300	66	54	76	32	26	45	78	124	12	36	134	62000	6	2000
1300#						60					69000			
1400	78	54	76	32	26	45	84	138	12	36	134	62000	8	3000
1700	80	72	104½	32	32	54½	84	192	18	42	168½	125000	8	5000

FIGURA 5.22. Peso y dimensiones del compresor,

VI.- Comparación de Métodos de Cálculo de Compresores.

6.1 Comparación de Métodos.

En la tabla 6.1 se comparan los métodos para el dimensionamiento de compresores. En base a sus características podemos hacer las conclusiones siguientes:

1.- Solamente aquellos métodos que usan diagramas de propiedades termodinámicas están restringidos a gases puros. Por lo general solo se encuentran disponibles en la literatura diagramas de este tipo para sustancias puras. Cuando el fluido es una mezcla de gases puede aplicarse cualquier otro método, basta conocer la composición del gas para poder evaluar sus propiedades promedio.

2.- Algunos de los métodos encontrados en la literatura aplican exclusivamente a cierto tipo de compresores. Para compresores reciprocantes tenemos

- a) Método del factor L_0
- b) Método P-H/ L_0
- c) Método de Hartwick
- d) Método BHP/MMCFD

Otros métodos aplican en forma exclusiva a compresores centrífugos, entre ellos figuran

- a) Método P - H/Eficiencias



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

- b) Método N
- c) Método "Molliere"
- d) Método corto

Para compresores de flujo axial sólo está disponible un método, y aún más, éste está restringido a la compresión de aire y a condiciones de operación muy específicas.

Por otro lado, hay métodos generales, es decir, aplican a cualquier tipo de compresor. Con esta característica encontramos el método del factor X que, por su carácter general es menos práctico pues a partir de él solo se obtienen conclusiones básicas como lo son la potencia requerida y las propiedades del fluido a la descarga del equipo.

3.- Ninguno de los métodos encontrados en la literatura se basan en el modelo isotérmico. Esto debido a que una compresión isotérmica implica remover el calor generado durante la compresión continuamente, manteniendo así constante la temperatura del gas. Hay equipos de diseño especial, por ejemplo los equipos isotérmicos de la compañía Sulzer que básicamente son compresores centrífugos cuya carcasa tiene enfriadores integrados, donde el modelo isotérmico es aplicable. Cabe recordar que el trabajo requerido para la compresión calculada en este modelo es relativamente menor (véase capítulo IV).

Los modelos de compresión más utilizados son el isoentrópico y el politrópico.

El modelo isoentrópico tiene la ventaja de que no requiere datos de fabricante, sólo es necesario el conocimiento de la razón de calores específicos C_p/C_v , éste parámetro conocido comúnmente como coeficiente isoentrópico, es característico de cada gas y fácilmente accesible en la literatura. Se observó además que todos los métodos para compresores recíprocos utilizan este modelo. Esto se explica porque en un compresor de pistón la velocidad del gas en cualquier punto es relativamente baja por lo que no hay calentamiento excesivo y el modelo es bastante aproximado.

En métodos más exactos se hace uso de la eficiencia isoentrópica, la cual está definida en base al aumento real de temperatura, de aquí que es necesario recurrir a datos experimentales para calcularla (ecuación 5.3).

Por otro lado, el modelo politrópico requiere, de entrada, de datos experimentales para evaluar el coeficiente politrópico (ecuación 3.31). Este modelo se aplica con mayor frecuencia al cálculo de compresores centrífugos cuya operación a altas velocidades provoca una elevada disipación de energía por fricciones que eleva la temperatura del gas en forma excesiva.

Al igual que el modelo isoentrópico éste puede aproximarse aún más utilizando la eficiencia politrópica, la cual se usa en algunos métodos y tiene también un carácter experimental (ecuación 5.5).

Se ha observado además que las eficiencias a las que nos hemos referido se pueden relacionar a través de la ecuación 5.6. Esto ha

permitido seguir una trayectoria ventajosa para el cálculo, en base a - que la eficiencia politrópica depende del tipo de gas pero no tanto como la eficiencia isoentrópica y, por otro lado, es relativamente constante para cualquier velocidad del impulsor. En diferentes métodos que utilizan este tipo de eficiencias se observó que requieren de datos de fabricante, en particular de eficiencia politrópica contra gasto, que el fabricante ha determinado para cada una de sus máquinas. Esta información se usa para conocer la eficiencia isoentrópica; de esta manera se puede calcular el trabajo de compresión en base al modelo isoentrópico, afectando el resultado con la eficiencia isoentrópica previamente determinada para obtener el trabajo real. Esta secuencia es particularmente útil cuando se dispone de un diagrama de propiedades termodinámicas porque se logra una mayor exactitud.

4.- Los métodos para el cálculo de compresores incorporan por lo general uno o más pasos que requieren de gráficas. Estas gráficas son de distintos tipos. Algunas nos presentan la información que el fabricante proporciona sobre la operación de sus equipos, como son las curvas características de operación, datos de eficiencias y de disipación de energía por fricciones, etc.

Otro tipo de gráficas sirven para simplificar los cálculos y otras son base fundamental del cálculo, como lo son los diagramas de propiedades termodinámicas del fluido.

5.- La selección de la ecuación de estado a usar depende principalmente de la exactitud deseada.

La ecuación de estado más sencilla es la ecuación del gas ideal. Desgraciadamente cuando la presión aumenta a más de 10 atmósferas la mayoría de los gases ya no se comportan de acuerdo a ella y, por lo tanto, son necesario ecuaciones más complicadas para lograr la exactitud requerida en ingeniería.

Se ha observado que la aproximación que se obtiene aplicando el principio de estados correspondientes es suficiente para el caso que nos ocupa. De los métodos estudiados todos hacen uso del factor de compresibilidad, z , para tomar en cuenta la desviación del comportamiento ideal del gas.

Es bien sabido que existen otras ecuaciones de estado que tienen mayor exactitud, pero por su complejidad no son usadas en los métodos investigados; excepto en el caso en que la información proporcionada por estas ecuaciones se encuentra convenientemente tabulada o bien representada en un diagrama de propiedades termodinámicas como lo son los diagramas P-H, T-S, H-S, P-V, etc.

6.- Excepto el método del factor X , que nos proporciona únicamente la potencia teórica para la compresión de gases, los demás métodos incluyen el cálculo de la potencia al freno que es la potencia que el accionador debe entregar al compresor.

Todos los métodos incluyen el cálculo de la temperatura de descarga del equipo excepto el método para el cálculo de compresores axiales, ya que en este equipo el aumento de presión es muy pequeño y el

cambio de temperatura despreciable.

7.- Los métodos que calculan el número de etapas lo hacen en base a considerar el mismo trabajo de compresión por etapa y siempre a partir de la ecuación 4.4. El número de etapas también está restringido por la temperatura de descarga alcanzada en cada etapa del proceso de compresión, (véase capítulo IV).

Tres métodos proporcionan todos los datos interetapa, estos son el método BHP/MMCFD, el PH/L_0 y el método de Hartwick, todos ellos aplican a compresores recíprocos.

8.- Sólo algunos métodos permiten calcular la velocidad del impulsor y éstos han sido desarrollados por fabricantes de equipo, todos en base a los principios teóricos antes expuestos.

Se encontró, sin embargo, un método exclusivamente para el cálculo de la velocidad de equipo centrífugo, (véase capítulo VII). La base de éste es que no se debe alcanzar la velocidad sónica ($Ma = 1$) en ningún punto de equipo, por lo que se propone una velocidad periférica del impulsor de 50 a 75% de la velocidad sónica. Una vez determinada esta velocidad periférica se selecciona un diámetro comercial y se determinan las revoluciones por minuto a las que debe girar el impulsor.

9.- El método BHP/MMCFD es el único que incluye criterios para la selección del cilindro de compresores recíprocos.

10.- En general ningún método proporciona datos en cuanto a tamaño y precio del equipo. Esto puede consultarse en catálogos de fabricantes.

11.- La tabla 6.2 muestra los resultados del caso de estudio para la potencia y la temperatura de descarga obtenidos con los distintos métodos. La tabla 6.3 muestra los mismos resultados pero expresados como un porcentaje de error.

Se tomó como base de comparación los métodos generales de diagramas termodinámicos ya que estos están contruídos a partir de ecuaciones de estado más rigurosas.

De tales resultados podemos concluir que:

a) Las potencias calculadas con los métodos para compresores centrífugos son muy aproximadas a excepción de aquella calculada por el método del factor x que fue menor con un porcentaje de error de más del 15%. La razón es clara, este método considera que la compresión es isentrópica y además que el gas se comporta idealmente, a diferencia de los otros métodos que de una u otra manera incorporan algún medio para considerar la disipación de energía por fricciones por un lado y por otro las desviaciones del comportamiento ideal del gas.

El orden de aproximación de los métodos es el siguiente:

1) Método P-H/Eficiencias

- 2) Método "Molliere"
- 3) Método N
- 4) Método corto
- 5) Método del factor x

No obstante que existe cierta diferencia en los resultados podemos observar que los primeros cuatro métodos llevarían al mismo diseño, es decir, a un compresor centrífugo de una potencia nominal de 7 500 Hp.

b) Las potencias calculadas con los métodos para compresores-reciprocantes son también aproximados. El orden de acuerdo a ello es el siguiente:

- 1) Método P-H/ L_0
- 2) Método de Hartwick
- 3) Método del factor L_0
- 4) Método BHP/MMCFD

El porcentaje de error de cada método es pequeño como puede observarse en la tabla y cualquier método llevaría a un compresor de 7000 Hp de potencia nominal.

c) De los resultados mostrados en las tablas 6.2 y 6.3 se puede concluir que para el mismo servicio el utilizar un compresor recíprocante representa un ahorro significativo de potencia.

Sin embargo la selección del compresor no se puede basar exclusivamente en esta consideración.

La selección final deberá tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- 1) Costo del equipo
- 2) Costos de instalación
- 3) Volumen ocupado
- 4) Peso del equipo
- 5) Costos de operación
- 6) Costos de mantenimiento

Aún cuando, para compresores reciprocantes, los costos de operación son menores (menor potencia) se ha observado que todos los demás aspectos le son desfavorables cuando se comparan en la base del mismo servicio. De aquí que cuando las dos alternativas son posibles se deberá elegir equipo centrífugo.

Sin embargo, no siempre es posible utilizar un equipo centrífugo principalmente cuando se requieren presiones muy elevadas.

d) Desde luego los métodos que se recomiendan por su exactitud son los que se usaron aquí como base de comparación, esto es, el método P-H/Eficiencias para compresores centrífugos y el método PH/L₀ para compresores reciprocantes. Si el fluido a comprimir es una mezcla -

de gases se tendrán que usar otros métodos. Para compresores centrífugos el método N es adecuado y bastante exacto, sin embargo, cabe hacer notar que este método, aparentemente restringido a cierto equipo, sigue los principios de cálculo del modelo isoentrópico corregido por diversas eficiencias, de aquí que puede aplicarse confiablemente sin importar marca o fabricante, o bien, para eliminar cualquier prejuicio es más conveniente evaluar las propiedades promedio del fluido y hacer uso de los modelos de compresión desarrollados en el capítulo III afectados, si se requiere mayor exactitud, por las eficiencias correspondientes obtenidas de cualquier fuente seria.

Un método menos exacto pero muy completo es el Método Corto el cual se puede usar como una buena aproximación preliminar. Este tiene otra virtud, es el único que considera el efecto de cargas laterales.

Para compresores reciprocantes recomendamos el método de Hartwick que es bastante exacto y puede aplicarse a mezclas de gases, además que podemos evaluar las condiciones interetapa que son muy importantes para estos casos donde es posible alcanzar condiciones indeseables.

TABLA 6.2 Resultados del caso de estudio

Compresor Centrifugo

Método	BHP (HP)	Temp. descarga (°F)	BHP comercial (HP)
P-H/Eficiencias	7228	330	7500
"Molliere"	7355	330	7500
Método Corto	7600	--	7500
Factor X	5970	280	--
Método N	7384	370	7500

Compresor Reciprocante

Método	BHP	Temp. descarga	BHP comercial
P-H/L ₀	6 573	230	7000
Hartwick	6 684	218	7000
Factor L ₀	6 886	218	7000
BHP/MMCFD	7 034	--	7000

TABLA 6.3 Resultados del caso de estudio

Compresor Centrífugo

Método	BHP(% error)	Tem.descarga (% error)
P-H/Eficiencias	0.0	0.0
"Molliere"	1.75	0.0
Método Corto	5.2	-.-
Factor X	17.4	15.1
Método N	2.1	12.1

Compresor Reciprocante

Método	BHP(% error)	Tem.descarga (%error)
P-H/L ₀	0.0	0.0
Hartwick	1.2	5.2
Factor L ₀	4.7	5.2
BHP/MMCFD	6.9	-.-

TABLA 6.1

TABLA DE COMPARACION DE METODOS DE CALCULO DE COMPRESORES

Características	FACTOR X	FACTOR LO	HARTWICK	BHP/MMCFD	PH/LO	MOLLIERE	N	PH/EF.	CORTO	COMP. AXIAL
	GAS/MEZ.	GAS/MEZ.	GAS/MEZ.	GAS/MEZ.	GAS	GAS	GAS/MEZ.	GAS	GAS/MEZ.	AIRE
1) GAS/MEZCLA										
2) TIPO DE COMPRESOR										
a) CENTRIFUGO		-	-	-	-	-	-	-	-	-
b) RECIPROCANTE						-	-	-	-	-
c) FLUJO AXIAL		-	-	-	-	-	-	-	-	-
3) MODELO DE COMPRESION										
a) ISOTERMICO	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
b) ISOENTROPICO						-	-	-	-	-
c) POLITROPICO	-	-	-	-	-					
4) ANALITICO/GRAFICO	AN/GRA	AN/GRA	ANALIT.	AN/GRA	AN/GRA	AN/GRA	AN/GRA	AN/GRA	GRAF.	GRAF.
5) ECUACION DE ESTADO	IDEAL	Z	Z	Z	DIAG.	DIAG.	Z	Z	IDEAL	-
6) EFICIENCIAS CONSID.	-	n_{VOL}	n_{VOL}	n_{BHP}/n_{VOL}	n_{GLOBAL}	n_P / n_{ISOE}	n_P / n_{VOL}	n_{ISOE} / n_{VOL}	-	-
$n_{BHP}/n_{VOL}/n_{CUM}/n_P / n_{ISOE} / n_{ISOT}$										
7) CALCULA										
a) POTENCIA TEOR/BHP	P T	BHP	BHP	BHP	BHP	BHP	BHP	BHP	BHP	BHP
b) TEMP. DE DESCARGA										-
c) No. DE ETAPAS			-					-		
d) COND. INTERETAPA	-	-				-	-	-		-
e) VELOC. DEL IMPULSOR	-	-	-	-	-	-	-	-		
f) SELEC. DEL IMPULSOR	-	-	-	-	-	-	-	-		-
g) SELEC. DEL CILINDRO	-	-	-	-	-	-	-	-		-
h) TAMAÑO DEL EQUIPO	-	-	-	-	-	-	-	-		-
i) PRECIO DEL EQUIPO	-	-	-	-	-	-	-	-		-
8) INFORMACION DE FAB.	-	-			-					
9) UNIDADES SI/SP	SP	SP	SP	SP	SI/SP	SI/SP	SI/SP	SP	SP	SP

6.2 Caso de estudio.

Se desea comprimir 4000 lbmol/h de propileno desde una presión inicial de 20 psia y 40°F de temperatura hasta una presión de descarga de 400 psia.

Datos:

Fluido: Propileno
gasto: 4000 lbmol/h
 T_S : 40°F
 P_S : 20 psia
 P_D : 400 psia
 M : 42.08 lb/lbmol
 k : 1.15

A continuación se calcula el compresor requerido en el caso de estudio con los diferentes métodos tratados en el capítulo V.

METODO: P-H/Eficiencias (Sección 5.1)

Consideraremos un compresor centrífugo sin enfriadores inter-etapa.

$$W_f = H_D - H_S \quad (3.14)$$

el diagrama P-H para el propileno

$$H_S = 485 \text{ BTU/lb}$$

siguiendo la línea de entropía constante

$$H_D = 565 \text{ BTU/lb}$$

y

$$W_f = 565 - 485$$

$$W_f = 80 \text{ BTU/lb}$$

evaluaremos ahora la eficiencia isoentrópica, η_{isoe} del diagrama P-H

$$v_S = 6.2 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$Q = \left(4000 \frac{\text{lbmol}}{\text{h}}\right) \left(42.08 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}}\right) \left(6.2 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}}\right) \left(\frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}}\right)$$

$$Q = 17393 \text{ ft}^3/\text{min}$$

de la figura 5.1

$$\eta_p = 77.7$$

de la ecuación 5.6

$$\eta_{\text{isoe}} = 0.732$$

$$P_r = \frac{(4000 \frac{\text{lbmol}}{\text{h}})(42.08 \frac{\text{lb}}{\text{lbmol}})(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}})(80 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}})(778 \frac{\text{lb ft}}{\text{BTU}})}{(0.732)(550)}$$

$$P_T = 7228 \text{ HP}$$

del diagrama P-H

$$H_D = 594.3$$

$$T_D = 330^\circ\text{F}$$

METODO: Corto (Sección 5.2)

a) $Q_S = 17393 \text{ ft}^3/\text{min}$

$$P_S = 20 \text{ psia}$$

$$t_S = 40^\circ\text{F}$$

$$M = 42.08$$

b) $Rc_T = 20$

$$k = 1.15$$

$$H = 70000 \text{ (figura 5.5)}$$

c) $N^\circ\text{Etapas} = 8 \text{ (figura 5.6)}$

- d) Ancho = 73 in
 Longitud = 110 in
 Velocidad = 5800 rpm
 Bridas de succión : 24"
 Bridas de descarga: 20" (figura 5.7)

- c) Costo
 \$ 88000 (figura 5.8)
 $w = 2085.33 \text{ lb/min}$

- f) BHP = 7600 H_p (figura 5.9)

2.- METODO: N (Sección 5.3)

$$Q_S = v_S w$$

$$v_S = \frac{Z_S RT_S}{144 P_S} \quad R = \frac{1544}{42.08} = 36.69 \frac{\text{lb ft}}{\text{lb } ^\circ\text{R}}$$

$$P_c = 668 \text{ psia}, T_c = 658 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$P_R = \frac{20}{668} = 0.03$$

$$T_R = \frac{500}{658} = 0.76$$

$$Z_S = 0.955$$

$$v_s = \frac{(0.955) (36.69) (500)}{144 (20)}$$

$$v_s = 6.08 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$Q_s = (6.08) (2805.33)$$

$$Q_s = 17065.25 \text{ ft}^3/\text{min}$$

3.- Modelo: 38 M

$$\eta_p : 0.77$$

Máximo número de etapas: 9

Velocidad nominal: 8100

$$4.- T_2 \text{ aprox} = \frac{X}{\eta_{\text{isoe}}} (T_1) + T_1$$

$$\eta_{\text{isoe}} = 0.725$$

$$X = 0.48$$

$$T_2 \text{ aprox} = \frac{0.48}{0.725} (500) + 500$$

$$T_2 \text{ aprox} = 831 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$T_2 \text{ aprox} = 371 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_R = \frac{831}{658} = 1.26 \quad P_R = \frac{400}{668} = 0.6$$

$$Z_D = 0.9$$

$$Z_{\text{prom}} = \frac{0.9 + 0.955}{2} = 0.927$$

$$5.- \quad H_p = \frac{(0.927) (36.69) (500)}{0.1694} \left((20)^{0.1694} - 1 \right)$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{1.15-1}{1.15(.77)} = 0.1694$$

$$H_p = 66365.9 \frac{\overline{1b} \text{ ft}}{1b}$$

6.- de la figura 5.13

$$\text{máx. trabajo por etapa} = 10560 \frac{\overline{1b} \text{ ft}}{1b}$$

$$\text{N}^\circ \text{ de etapas} = \frac{66365.9}{10560} = 6.28 \rightarrow 7 \text{ etapas}$$

7.- Velocidad

$$\text{vel.} = 8100 \left(\frac{66365.9}{(12000)(7)} \right)^{1/2}$$

$$\text{vel.} = 7200 \text{ rpm}$$

8.-

$$\text{HP}_G = \frac{(2805.33) (66365.9)}{(.77) (33000)}$$

$$HP_G = 7327 \text{ HP}$$

$$HP_f = 57$$

$$BHP = 7384 \text{ HP} \longrightarrow 7500 \text{ HP}$$

9.-

$$t_2 = \frac{66365.9}{(0.927)(36.69) \left(\frac{1.15}{.15} \right) (.77)} + 40$$

$$t_2 = 370.53 \text{ }^\circ\text{F}$$

10.-

$$Q_2 = (17065.25) \frac{20}{400} \frac{830.53}{500} \frac{0.9}{0.955}$$

$$Q_2 = 1335.7 \text{ ft}^3/\text{min}$$

METODO: "Molliere" (Sección 5.4)

1.- $Q_1 = 17393 \text{ ft}^3/\text{min}$

2.- Modelo: 38 M (tabla 5.2)

Características

- a) Cabeza por etapa: 10000 - 12000 $\frac{\text{lb ft}}{\text{lb}}$
- b) $\eta_p = 0.77$
- c) Máximo número de etapas: 9
- d) Velocidad nominal: 8100 rpm

3.- del diagrama P-H

$$H_S = 485 \text{ BTU/lb}$$

$$H_{D(\text{isoe})} = 565 \text{ BTU/lb}$$

$$\Delta h_{\text{isoe}} = 565 - 485$$

$$\Delta h_{\text{isoe}} = 80 \text{ BTU/lb}$$

$$H_{\text{isoe}} = 80 * 778$$

$$H_{\text{isoe}} = 62240 \frac{\text{lb ft}}{\text{lb}}$$

4.-

$$RcT = 20$$

de la figura 5.12 con $RcT = 20$, $k = 1.15$ y $\eta_p = 0.77$

$$\eta_{\text{isoe}} = 72.5$$

$$X = 0.48$$

$$H_p = \frac{62240 * 0.77}{0.725}$$

$$H_p = 66103 \frac{\bar{1}b \text{ ft}}{1b}$$

5.- de la figura 5.13

$$\text{m\u00e1ximo trabajo por etapa} = 10\,560 \frac{\bar{1}b \text{ ft}}{1b}$$

$$N^\circ \text{ de etapas} = \frac{66\,103}{10\,560} = 6.26 \longrightarrow 7 \text{ etapas}$$

6.- Velocidad

$$\text{Velocidad} = 8100 \left\{ \frac{(66\,103)^{1/2}}{12000 * 7} \right\}$$

$$\text{Velocidad} = 7185 \text{ rpm}$$

7.- $W = 2805.33 \text{ lb/min}$

$$HP_G = \frac{(2805.33 \frac{1b}{\text{min}}) (66103.17 \frac{\bar{1}b \text{ ft}}{1b})}{(0.77) (33\,000)}$$

$$HP_G = 7298 H_p$$

8.- de la figura 5.14

Pérdidas en sellos y cojinetes: $57 H_p$

$$\text{BHP} = 7298 + 57$$

$$\text{BHP} = 7355 H_p$$

9.-

$$h_2 = \frac{80}{0.725} + 485$$

$$h_2 = 595.3$$

10.- del diagrama

$$T_D = 330 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$v_D = 0.45 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

11.-

$$Q_2 = (2805.33 \frac{\text{lb}}{\text{min}}) (0.45 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}})$$

$$Q_2 = 1262.4 \text{ ft}^3/\text{min}$$

METODO: Factor X (Sección 5.5)

$$X = 20^{0.283} - 1$$

$$X = 1.334$$

de la figura 5.15

$$d = 0.28$$

y

$$\frac{XG}{X} = 0.36$$

$$XG = 0.36 (1.334)$$

$$XG = 0.48$$

la potencia, de la ecuación 5.9, resulta

$$HP = \frac{0.01}{0.28} (20 \text{ psia}) \left(17393 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}\right) (0.48)$$

$$HP = 5968 \text{ HP}$$

la temperatura final se calcula a partir de la ecuación 5.11

$$T_f = T_i (XG + 1)$$

sustituyendo valores

$$T_f = (40 + 460) (0.48 + 1)$$

la temperatura final es

$$T_f = 740 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$T_f = 280 \text{ } ^\circ\text{F}$$

METODO: Factor Lo (Sección 5.6)

$$\text{BHP} = F_w Z_i T_i L_o F L_w / 2546 \quad (w (=) \text{ lbmol/h})$$

$$F_w = \left(1.987 \frac{\text{BTU}}{\text{lb mol } ^\circ\text{R}} \right) \left(\frac{1.15}{1.15-1} \right) \left(2.832^{0.13043} - 1 \right)$$

$$F_w = 2.215$$

$$\text{BHP}_1 = (2.215)(0.955)(500)(1.24)(1.05)(4000)/2546$$

$$\text{BHP}_1 = 2164 \text{ HP}$$

Segundo cilindro

$$\text{BHP}_2 = (2.215)(0.95)(542.71)(1.24)(1.05)(4000)/2546$$

$$\text{BHP}_2 = 2336 \text{ HP}$$

Tercer cilindro

$$BHP_3 = (2.215) (0.89) (591.637) (1.24) (1.05) (400)/2546$$

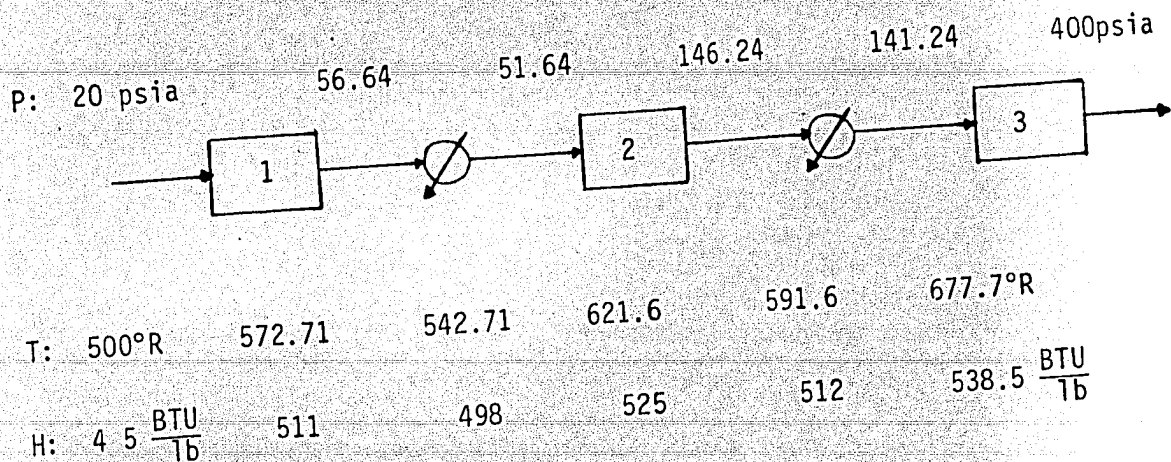
$$BHP_3 = 2385.8 \text{ Hp}$$

$$BHP_{total} = 2164 + 2336 + 2385$$

$$BHP_{total} = 6885.8 \text{ Hp}$$

METODO: PH/Lo (Sección 5.7)

Considerando $\Delta P = 5 \text{ psi}$ y $\Delta T = 30^\circ\text{F}$ tenemos de la ecuación 6.1 y del diagrama P-H para el propileno



El trabajo total W_f

$$W_f = W_1 + W_2 + W_3$$

del diagrama P-H

$$W_f = (511-485) + (525-498) + (538.5 - 512)$$

$$W_f = 26 + 27 + 26.5$$

$$W_f = 79.5 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$W_f = (79.5 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}) (778)$$

$$W_f = 61851 \frac{\overline{\text{lb}} \text{ ft}}{\text{lb}}$$

$$P_T = w W_f$$

$$w = 46.755 \text{ lb/s}$$

$$P_T = (46.755 \text{ lb/s}) (61851 \frac{\overline{\text{lb}} \text{ ft}}{\text{lb}})$$

$$P_T = 2891877.9 \frac{\overline{\text{lb}} \text{ ft}}{\text{s}}$$

$$P_T = 5258 H_D$$

Considerando una eficiencia global de 80% (equivalente a $L_0 = 1.25$)

$$\text{BHP} = \frac{5258}{0.8}$$

$$\text{BHP} = 6572.5 \text{ HP}$$

METODO: Hartwick (Sección 5.8)

Número de etapas

$$R_{c_i} = (R_{cT})^{1/N}$$

para $N = 3$

$$R_{c_i} = \left(\frac{400}{20} \right)^{1/3}$$

$$R_{c_i} = 2.714$$

Se usará un compresor de 3 etapas.

Se considerará una caída de presión de 5 psi en los enfriadores interetapas y una disminución de temperatura de 30°F.

Razón de compresión por etapa.

Una vez determinado el número de etapas se hará una segunda aproximación de la razón de compresión por etapa a partir de la ecuación

$$P_f = P_1 R_c^N - \Delta P_1 R_c^{N-1} - \Delta P_2 R_c^{N-2} \quad (6.1)$$

esto es

$$400 = 20R_C^3 - 5R_C^2 - 5R_C$$

resolviendo para R_C

$$R_C = 2.832$$



Primer cilindro

$$a) \quad v_{S1} = \frac{(0.955) - (1544) - (500)}{(42.08) (20) (144)}$$

$$v_{S1} = 6.087 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$T_{D1} = T_{S1} (R_{C1})^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{D1} = 500 \left(\frac{56.64}{20} \right)^{\frac{1.15-1}{1.15}}$$

$$T_{D1} = 572.71^\circ\text{R}$$

Factor de compresibilidad a las condiciones de descarga de la -
primer etapa

$$TR_{D1} = \frac{572.17}{658}$$

$$PR_{D1} = \frac{56.64}{668}$$

$$TR_{D1} = 0.087$$

$$PR_{D1} = 0.083$$

$$Z_{D1} = 0.96$$

$$v_{D1} = \frac{(0.96) (1544) (572.71)}{(42.08) (56.64) (144)}$$

$$v_{D1} = 2.473 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$b) \quad Q_{S1} = (6.087 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}}) (4000 \frac{\text{lbmol}}{\text{h}}) (42.08 \frac{\text{lb}}{\text{lb mol}}) (\frac{\text{h}}{60 \text{ min}})$$

$$Q_{S1} = 17076 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$k' = \frac{\ln \left(\frac{56.64}{20} \right)}{\ln \left(\frac{6.087}{2.473} \right)}$$

$$k' = 1.1557$$

de la ecuación 5.31

$$\text{BHP} = \frac{144}{33000} \left(\frac{1.1557}{1.1557-1} \right) (20) (17076) (2.832^{0.13472} - 1) (1.24) (1.05)$$

$$\text{BHP}_1 = 2168.34 \text{ HP}$$

Segundo cilindro

factor de compresibilidad a las condiciones de succión de la segunda -
etapa

$$T_{S2} = 572.71 - 30$$

$$T_{S2} = 542.71 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$TR_{S2} = \frac{542.71}{658}$$

$$TR_{S2} = 0.825$$

$$PR_{S2} = 0.077$$

$$Z_{S2} = 0.95$$

$$T_{D2} = T_{S2} R_{C1}^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{D2} = 542.71 (2.832)^{\frac{1.15-1}{1.15}}$$

$$T_{D2} = 621.64 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$v_{S2} = \frac{(0.95) (1544) (542.71)}{(42.08) (51.64) (144)}$$

$$v_{S2} = 2.544 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

Factor de compresibilidad a las condiciones de descarga

$$TR_{D2} = \frac{621.64}{658}$$

$$TR_{D2} = 0.945$$

$$PR_{D2} = \frac{146.24}{668}$$

$$PR_{D2} = 0.22$$

$$Z_{D2} = 0.91$$

$$v_{D2} = \frac{(0.91)(1544)(621.64)}{(42.08)(146.24)(144)}$$

$$v_{D2} = 0.986 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$Q_{S2} = -(2.544)(4000)(42.08)\left(-\frac{1}{60}\right)$$

$$Q_{S2} = 7136.768 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}}$$

$$k'_2 = \frac{\ln\left(\frac{146.24}{51.24}\right)}{\ln\left(\frac{2.544}{0.986}\right)}$$

$$k'_2 = 1.098$$

de la ecuación 5.31

$$BHP = \frac{144}{33000} \left(\frac{1.098}{1.098-1} \right) (51.64) (7136.768) (2.832^{0.089} - 1) (1.24)(1.05)$$

$$BHP_2 = 2284.38 \text{ HP}$$

Tercer cilindro

$$T_{S3} = 621.637 - 30$$

$$T_{S3} = 591.637 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$TR_{S3} = \frac{591.637}{658}$$

$$TR_{S3} = 0.9$$

$$PR_{S3} = \frac{4.24}{668}$$

$$PR_{S3} = 0.21$$

$$Z_{S3} = .89$$

$$v_{S3} = \frac{(0.89) (1544) (591.637)}{(42.08) (141.24) (144)}$$

$$v_{S3} = 0.95 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

Factor de compresibilidad a las condiciones de descarga de la tercera etapa

$$T_{D3} = (591.637) (2.832)^{0.13}$$

$$T_{D3} = 677.7^\circ\text{F}$$

$$TR_{D3} = \frac{677.7}{658}$$

$$TR_{D3} = 1.030$$

$$PR_{D3} = 1.030$$

$$PR_{D3} = \frac{400}{668}$$

$$PR_{D3} = 0.6$$

$$z_{D3} = 0.78$$

$$v_{D3} = \frac{(0.78) (1544) (677.7)}{(42.08) (400) (144)}$$

$$v_{D3} = 0.337 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$k'_3 = \frac{\ln \left(\frac{400}{141.24} \right)}{\ln \left(\frac{0.95}{0.377} \right)}$$

$$k'_3 = 1.004$$

$$Q_{S3} = \frac{(0.95) (4000) (42.08)}{60}$$

$$Q_{S3} = 2665.067 \text{ ft}^3/\text{s}$$

de la ecuación 5.31

$$BHP_3 = \frac{144}{33000} \left(\frac{1.004}{1.004-1} \right) (141.24) (2665.067) (2.832^{0.004-1}) (1.24)(1.05)$$

$$BHP_3 = 2230.85 \text{ HP}$$

Potencia total

$$BHP_T = BHP_1 + BHP_2 + BHP_3$$

$$BHP = 2168.34 + 2284.38 + 2230.85$$

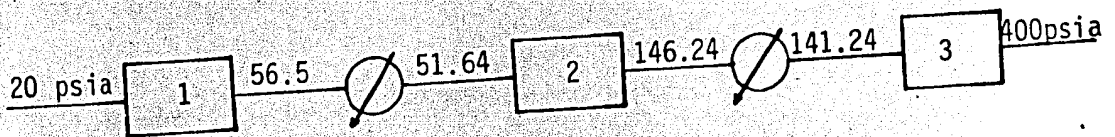
$$BHP = 6683.56 \text{ HP}$$

METODO: BHP/MMCFD (Sección 5.9)

Número de etapas 3

Primer cilindro

Corrigiendo el gasto de succión a las condiciones de 144 psia y 100°F.



$$Q_{S1} = (17076 \text{ ft}^3/\text{min}) \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{h}} \right) \left(\frac{24 \text{ h}}{\text{día}} \right)$$

$$Q_{S1} = 24.589 \times 10^6 \text{ ft}^3/\text{día}$$

$$C = 24.589 \times 10^6 \frac{\text{pies}^3}{\text{día}} \left(\frac{20}{14.4} \right) \left(\frac{460 + 100}{500} \right)$$

$$C = 38.250 \times 10^6$$

de la figura 5.18 con $Rc_1 = 2.832$

$$\text{BHP/MMCFD} = 61.3$$

$$\text{BHP}_1 = \text{BHP}_1/\text{MMCFD} \quad c \times 10^{-6}$$

$$\text{BHP}_1 = (61.3) (38.250)$$

$$\text{BHP}_1 = 2344.7 \text{ HP}$$

Segundo y tercer cilindro

La potencia requerida en cada cilindro resulta igual ya que el gasto C es el mismo, así como la razón de compresión por etapa, por lo tanto

$$\text{BHP} = 3(2344.7)$$

$$\text{BHP} = 7034 \text{ HP}$$

VII.- Selección de Compresores

7.1. Rangos generales de aplicación de compresores industriales.

La selección de compresores para refinerías de petróleo, plantas químicas y petroquímicas es una actividad muy importante porque en casi todas las plantas de proceso se involucra uno o más gases.

Los compresores están entre los equipos más caros y complejos, por ello es necesario conocer los diversos equipos disponibles, sus ventajas y desventajas, para poder hacer una selección correcta para una aplicación dada.

Los compresores tienen un tiempo de entrega muy grande por ello es conveniente hacer la orden de estas unidades tan pronto como sea posible. Las figuras 7.1a y 7.1b indican el rango general de aplicación de los distintos tipos de compresores. En esta figura se puede observar que cuando se requiere baja capacidad y alto trabajo de compresión ó alta presión de descarga los equipos adecuados son los compresores reciprocantes; mientras que para aplicaciones que requieran altos gastos son más convenientes los compresores centrífugos.

7.2. Selección de compresores centrífugos.

Los compresores centrífugos han sido los más utilizados en las plantas de proceso porque son relativamente simples en cuanto a su diseño, requieren por ello poco mantenimiento y proporcionan largos períodos de operación continua.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

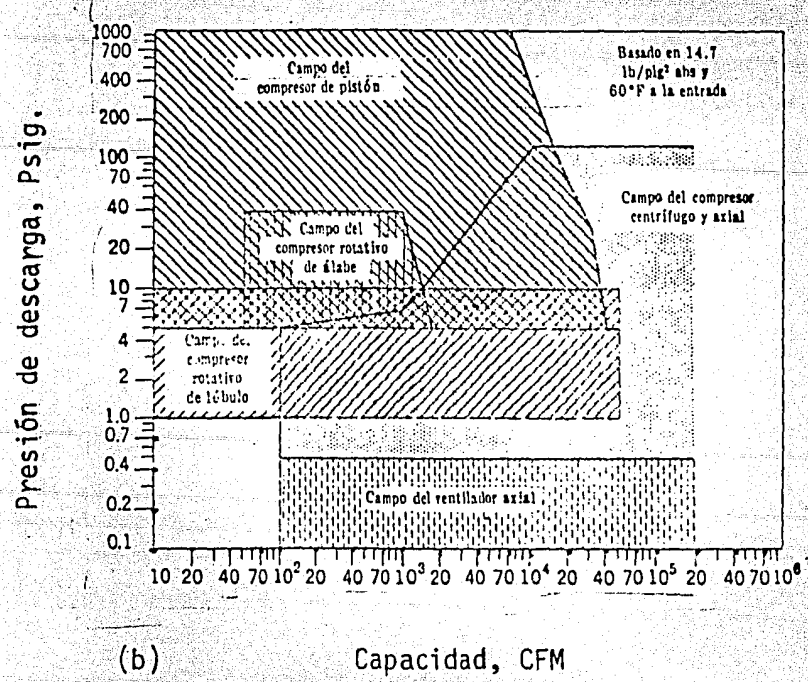
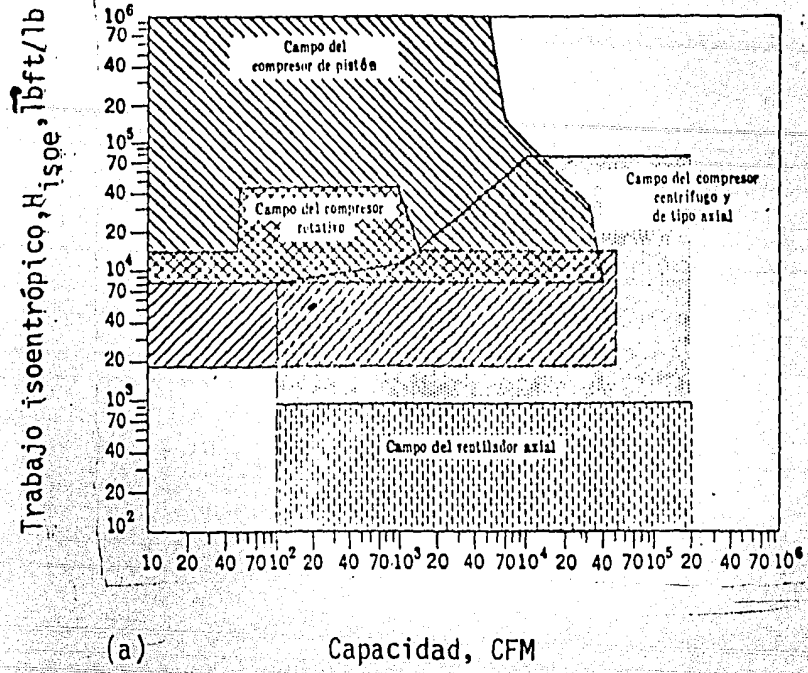


FIGURA 7.1. Rangos generales de aplicación de los distintos tipos de compresores.

Encontramos compresores centrífugos en unidades de craqueo catalítico, en plantas de etileno, en unidades para la síntesis de amoníaco y en muchas otras aplicaciones en plantas petroquímicas y de refinación. Estos equipos se utilizan con mucha frecuencia en ciclos de refrigeración que manejan amoníaco, Freón 12 y gases hidrocarbonados.

En la Tabla 7.1 se muestran algunas aplicaciones típicas del compresor centrífugo.

TABLA 7.1. Aplicaciones típicas de compresores centrífugos.

APLICACION	PRESION (Psig)	CAPACIDAD DE LA PLANTA	POTENCIA BHP
Reformación Catalítica	400	10 000 b/d	2 500
Craqueo Catalítico	35	50 000 b/d	2 500
Butadieno	150	40 000 t/año	50
Etileno	500	40 000 t/año	1 500
Acido Nítrico	120	40 000 t/año	3 000

Teóricamente no hay un tamaño límite para compresores centrífugos. El tamaño mínimo, sin embargo, está establecido por consideraciones de diseño que involucran los espacios entre el impulsor y la carcasa.

El estilo más simple de compresor centrífugo es el diseño de una sola etapa. Los diseños comerciales están disponibles para manejar gastos desde alrededor de 3 000 ICFM hasta 150 000 ICFM. El impulsor cerrado figura 2.14 se utiliza para trabajo de compresión de alrededor de 12 000 \bar{b} ft/lb. El impulsor abierto de aletas radiales desarrolla más trabajo de compresión para el mismo diámetro y la misma velocidad. Una variación de este tipo, figura 2.14 , con aletas tridimensionales desarrolla trabajo de compresión hasta 20 000 \bar{b} ft/lb.

Compresores centrífugos de múltiples etapas.

Cuando los requerimientos de trabajo de compresión son demasiado grandes para un solo impulsor la solución obvia es dos o más impulsores en serie, dando origen a los compresores de múltiples etapas. El más convencional de éstos es el de carcasa dividida horizontalmente con tres a ocho impulsores en serie, con o sin interenfriadores, como el mostrado en la figura 2.17.

Se dispone de diseños en el rango de 1 000 hasta 10 000 ICFM, desarrollando trabajo de compresión desde 20 000 hasta 100 000 \bar{b} ft / lb, en base al número de impulsores o etapas por carcasa. En algunas ocasiones los impulsores se arreglan opuestos entre sí para igualar parcialmente las fuerzas de empuje y para simplificar los problemas de diseño relacionados en el empuje de los cojinetes, y en los sellos del eje.

Se usan arreglos similares de impulsores en carcasas divididas verticalmente, tipo barril, construídas de hierro fundido o forjado. - Las carcasas divididas verticalmente son las mejores para altas presio - nes. En el Estándar API 617. "Standard for Centrifugal Compressors" - se especifica que la carcasa de tipo barril debe utilizarse para pre - siones mayores de 200 ó 250 psig si el contenido de hidrógeno en la - mezcla de gas es 70% o mayor, para asegurarse de que no habrá fugas. - Los rangos de flujo son desde 1 000 a 100 000 ICFM. Los compresores - tipo barril se construyen para resistir presiones hasta 10 000 psig.

La máquina estándar para servicio de aire comprimido es el di - seño de 3 o 4 etapas con interenfriadores como el que se muestra en la figura 2.30 , que se construyen en diferentes tamaños para manejar de - 500 a 70 000 ICFM, en base a comprimir aire desde la presión atmosféri - ca hasta alrededor de 125 psig.

Un derivado popular de los compresores de múltiples etapas es - el de carcasa empernada externamente el cual se utiliza para servicios de aire o gases a bajas presiones. Esta máquina es ampliamente usada - para flujos en un rango de 400 hasta 20 000 ICFM, con trabajos de com - presión tan altos como 18 000 hasta 20 000 $\bar{1}b$ ft/lb. Las unidades ope - ran de 3 000 a 4 000 rpm, permitiendo el uso de cojinetes de bola lu - bricados con grasa, los cuales son de bajo costo. También las bajas - velocidades permiten usar impulsores de aluminio en lugar de impulso - res de acero forjado.

Están disponibles también diseños modulares de alta velocidad. Estos cubren gastos de 500 hasta 15 000 ft³/min y trabajos de compresión alrededor de 60 000 lb ft/lb en una carcasa. Este tipo tiene las características de las máquinas de alta velocidad en cuanto al diseño de los cojinetes, sellos, ejes e impulsores, pero sus costos son menores a los de las unidades de múltiples etapas de carcasa dividida horizontalmente.

Todos estos tipos tienen limitaciones mecánicas debido a la rigidez de eje y cojinetes, deflexión en el eje, velocidades críticas y problemas de rotación.

Cuando el proceso requiere más trabajo de compresión que el que puede ser desarrollado con un número máximo de impulsores en una carcasa se pueden usar dos o más carcasas en serie para obtener hasta 25 o 30 impulsores en serie. Para hacer tal combinación se ha de calcular (a) el gasto de succión en cualquier carcasa que se este considerando, (b) el trabajo total a través de esa etapa o sección, y (c) con juntar la carcasa disponible tamaños de impulsores y velocidades, con o sin engranes modificadores de velocidad para obtener una serie completa de carcasas.

Antes de seleccionar o especificar un compresor con múltiples etapas se debe considerar cuidadosamente la elevación de la temperatura durante la compresión. Si la temperatura de descarga resulta aproximada a 350°F se debe incluir algún medio de enfriamiento para evitar

daños a los gases calientes en la descarga o problemas asociados con los materiales de construcción a altas temperaturas. Se usan interenfriadores para enfriar los gases después de cada etapa de compresión o después de varias etapas. Ver Capítulo IV.

Velocidad específica.

La velocidad específica, N_s , es un índice para diversos tipos de compresores. Se define como:

$$N_s = N \sqrt{Q/H}^{3/4} \quad (7.1)$$

Es común expresar la velocidad, N , en rpm; la capacidad, Q , en ft^3/s a las condiciones de succión; y la cabeza o trabajo de compresión, H , en $\overline{\text{ft}}$ ft/lb.

Otra cantidad adimensional para los impulsores o rotores se denomina diámetro específico, D_s , definido por:

$$D_s = D H^{1/4} / \sqrt{Q} \quad (7.2)$$

donde D es el diámetro del impulsor o rotor, ft.

⁷
Balijs presenta una carta de velocidades específicas combinando las relaciones de las ecuaciones 7.1 y 7.2, la cual se muestra en -

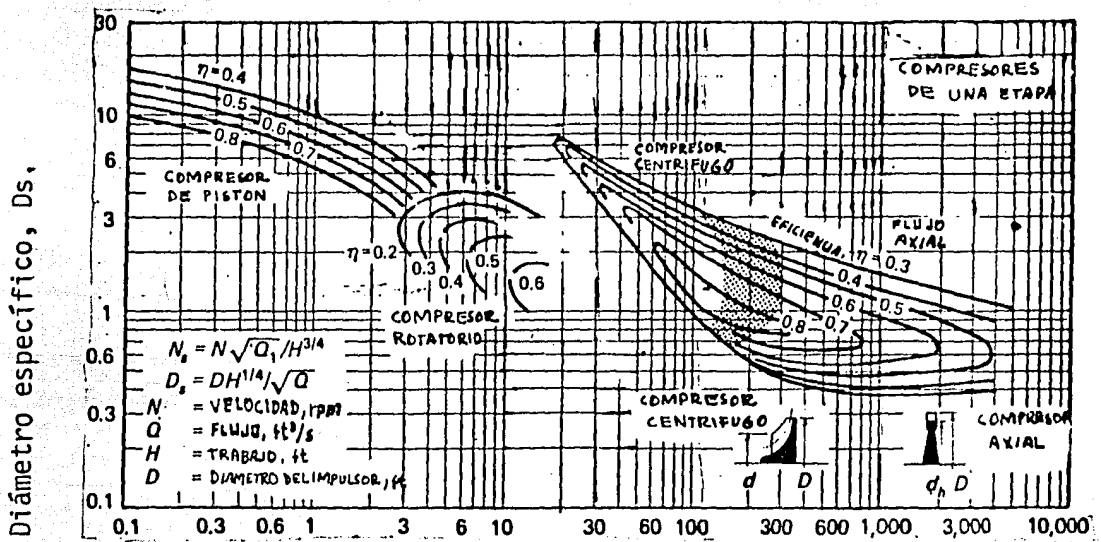


FIGURA 7.2. La velocidad específica y el diámetro específico permiten la selección de un tipo definido de compresor de una etapa.

la figura 7.2. Si se utiliza esta figura debe hacerse en base al trabajo de compresión por etapa, esto es, cada impulsor o etapa debe seleccionarse con respecto a la capacidad de succión y el trabajo de compresión para esa etapa. La figura 7.2 proporciona una correlación útil para seleccionar el tipo de compresor para una aplicación particular. Con el ejemplo siguiente se ilustra su uso.

Realice una selección preliminar de un compresor para manejar 90 000 ICFM de aire si las condiciones de succión son 14.3 psia y 70% de humedad relativa. La presión de descarga será 22.3 psia, el peso molecular de 28.59, $k = C_p/C_v = 1.395$. Considere un diámetro del impulsor, D , de 55 in, y una velocidad de rotación, N , de 3550 rpm.

Para usar la figura 7.2 debemos encontrar la velocidad específica y el diámetro específico de las ecuaciones 7.1 y 7.2. Para esto debemos calcular primero el gasto de aire a la succión...

$$Q_s = 90000/60 = 1\ 500\ \text{ft}^3/\text{s}$$

así como el trabajo de compresión isoentrópica de la ecuación 3.25. Recordando que los factores de compresibilidad son la unidad en estas condiciones, tenemos

$$H_{\text{isoe}} = \frac{1545}{28.59} (550) \left(\frac{(22.3/14.3)^{0.283} - 1}{0.283} \right) = 14\ 072$$

$$N_s = \frac{3\ 550 \sqrt{1500}}{(14\ 072)^{3/4}} = 106.4$$

$$D_s = \frac{(55/12) (14072)^{1/4}}{\sqrt{1500}} = 1.29$$

Usando estos valores en la figura 7.2, encontramos que al seleccionar un compresor centrífugo con impulsor de flujo radial estaremos en la región de mayor eficiencia.

Para hacer la selección del equipo se debe calcular el gasto a la succión, el flujo en masa, el trabajo de compresión y la potencia. Se dan aquí dos ejemplos.

Ejemplo 7.1. Seleccione un compresor centrífugo para manejar 100 MMSCFD de cierto gas natural, cuyo peso molecular es de 16. Consideraremos una compresión politrópica. Otros datos pertinentes y los cálculos necesarios se muestran en la tabla 7.2.

Ejemplo 7.2. Realice una selección de un compresor centrífugo para manejar una corriente principal de 50 000 lb/h y una corriente adicional de 45 000 lb/h de Amoniaco. Usaremos ahora un método que requiere un diagrama Presión-Entalpia. Otros datos pertinentes y los cálculos necesarios se muestran en la Tabla 7.3.

TABLA 7.2

METODO DE TRABAJO POLITROPICO GLOBAL			
IDENTIFICACION	COMPRESOR	SELECCION ALTERNATIVA	FUENTE O EXPLICACION
Capacidad, MMSCFD	100	Idéntico	Dato
Capacidad, w, lb/h			Dato
Capacidad de Succión, Q, ICFM	5398.637		Eq. (5.3.10)
Presión de succión, Ps, psia.	200		Dato
Temperatura de succión, °F	90		Dato
Temperatura de succión, °R	550		Dato
Humedad relativa %			Dato
Presión de descarga, Pd, psia	400		Dato
Peso molecular	16.04		Dato
Constante del gas, R=1545/M	96.322		Calculado
Razón de calores específicos, k	1.35		Dato o calculado.Ver Tabla.5.1
Factor de compresibilidad, succión, Zs	0.98		Dato o calculado.Ver Tabla.5.1
Factor de compresibilidad, descarga, ZD	0.97		Dato o calculado. Ver Tabla.5.1
Factor de compresibilidad, promedio	0.975		Calculado
Volumen específico, v, ft ³ /lb	1.79		Ver eq. (5.3.1).
Flujo en masa, w, lb/min	3010.11		Ver eq. (5.3.1).
Relación (k-1)/k	0.26		Calculado
Velocidad acústica en la succión, Ua, ft/s	1502.3		$Ua = (KgRTsZs)^{1/2}$
Razón de compresión, Rc = PD/PS	2		Calculado
Coeficiente de trabajo,	0.50		De la Tabla 7.4

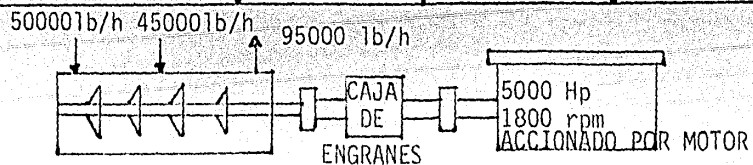
Eficiencia politrónica, η_p , %	.738		De la figura 7.3
Diámetro nominal del impulsor, D, in	19		De la tabla
Relación $(n-1)/n = \gamma$	0.351		$\gamma = \frac{(k-1)/k}{\text{poly}}$
Rc^γ	1.276		Calculado
Temperatura de descarga, politrónica, TD, °R	701.64		$TD = TS(Rc)^\gamma$
Temperatura de descarga, politrónica, TD, °F	241.64		
Trabajo politrónico, H_p , lb ft/lb	40538.4		Eq. (5.3.4)
Potencia teórica, (HP), HP	5010.47		Eq. (5.4.4)
Potencia disipada, cojinetes, HP	27	24	Selección de la figura 7.5
Potencia disipada, sellos, HP	23	18	Selección de la figura 7.5
Potencia disipada, engranes, HP			Ninguno
Potencia al freno, BHP	5060	5052	
Máxima velocidad periférica del impulsor U , ft/s	900		U 0.9 a 1.0 (U_a)
Velocidad periférica del impulsor real, U , ft/s	807.87	722	$U = H_p g / N_s }^{1/2}$
Número de etapas, N_s	4	5	De la relación de arriba
Tamaño de la estructura	# 2	# 2	De tabla o fabricante
Velocidad de rotación, N, rpm	9737	8702	$N = 229 U/D$
Coefficiente de flujo a la succión, ϕ_s	0.0565	0.0633	Eq. (7.4)
Coefficiente de flujo a la descarga, ϕ_D	0.0370	0.0414	Eq. (7.4)

TABLA 7.3.

CALCULO DE UN COMPRESOR CENTRIFUGO

Sección o Etapa	1º	Carga Lateral	2º	
Gas	Amoniaco			Dato
Peso molecular	17.03			Dato
Razón de calores específicos	1.31			Dato
Compresibilidad, Zs	0.94		0.94	Cálculo
Carga, W_1 , lb/h	50 000			Dato
Carga, W_1 , lb/min	833.33			
Carga adicional, W_2 , lb/h		45 000		Dato
Carga adicional, W_2 , lb/min		750.0		
Carga total, $W_1 + W_2$, lb/min	833.33		1583.33	
Presión de Succión, Ps, psia	48	110	110	Dato
Temperatura de succión, Ts, °F	20	60	118	Dato (ó calculado)
Temperatura de succión, Ts, °R	480	520	578	
Entalpía de succión, h_1 , BTU/lb.	-748	-744	-718	de Tablas o diag. P-H
Volumen Específico de succión, Vs, ft ³ /lb	5.8		3.0	de Tablas o diag. P-H
Capacidad de succión, Qs, ft ³ /min	4833		4750	Eq.(5.3.1)ICFM=Qs=Wu=W/S
Presión de descarga, PD, psia	110		330	Dato
Entalpía de descarga, $h_{2\text{isoe}}$, BTU/lb	-710		-652	De trabajo o diag. P-H
Δh_{isoe} , BTU/lb	38		66	$\Delta h = h_{2\text{isoe}} - h_1$
Trabajo isoentrópico, lb ft/lb	29564		51348	Eq. (5.4.2)
Eficiencia (politrópica), η_p , %	73.7		73.7	Figura (7.3)
Eficiencia (isoentrópica), η_{isoe} , %	71.		70.2	Eq. (5.6)

Δh (politrópico), BTU/lb	53.5		94	$\Delta h_p = h_{isoe} / \eta_{isoe}$
Entalpía (politrópico), BTU/lb	-694.5		-624	$h_1 + \Delta h_p$
Temperatura de descarga, °F	180		340	De Tablas o diag. P-H
Volumen específico de descarga, VD	3.6		1.45	De Tablas o diag. P-H
Capacidad de descarga, QD, ft ³ /min	3000		2296	$QD = W_1 V_0$
Potencia teórica, HP _{G isoe} , HP	1052		3510	Eq. (5.4.4)
Pérdidas en sellos y cojinetes, HP		91		
Pérdidas de engranes (si usa), HP		91		2% de HP _G
Potencia al preno BHP		4744		
Tamaño de bastidor	# 2		# 2	
Número de etapas	2		2	Estimado
Diámetro preliminar del impulsor, D, in	-19		19	De Tabla 7.4 o dato de Fab.
Coefficiente de trabajo,	0.50		0.50	De Tabla 7.4 o dato de fab.
Velocidad periférica, u, ft/s	975		1285	$V = (H_{isoe} g / Nst)^{1/2}$
Velocidad acústica, u _a , ft/s	1314		1442	$U_a = (K_g RTZ)^{1/2}$
Razón, U/U _a	0.742		.892	= 0.9 a 1.0
Velocidad del eje, N rpm	15488		15488	N = 229 U/D



Para realizar los cálculos para los ejemplos 7.1 y 7.2 necesitamos información adicional y una explicación de las indicaciones que se dan en las tablas 7.2 y 7.3. En la figura 7.3 y en la tabla 7.4 se muestran algunos valores representativos para la eficiencia politrópica, el rango de flujo, el diámetro del impulsor y el coeficiente de trabajo de compresión para máquinas industriales de uso frecuente. Datos más específicos se deben obtener de los fabricantes de estos equipos.

El coeficiente de trabajo de compresión, μ , y el coeficiente de flujo ϕ , son valores adimensionales que se usan para describir el funcionamiento de cualquier impulsor o grupo de impulsores. La relación puede ser expresada como una curva de operación figura 7.4. Para la selección se elige el valor de μ cerca de la eficiencia máxima. Los coeficientes de trabajo de compresión y de flujo se definen como

$$\mu = Hst g/U^2 \quad (7.3)$$

$$\phi = 700Q_s/ND^3 \quad (7.4)$$

donde Hst es el trabajo de compresión por etapa, ft; g es la constante gravitacional 32.2 ft/s^2 ; U es la velocidad periférica del impulsor, ft/s; Q_s es la capacidad a las condiciones de succión, ft^3/min ; N es la velocidad del impulsor, rpm; y D es el diámetro del impulsor, ft.

Los valores reales de μ y la forma de la curva son dependien -

Para impulsores convencionales con aletas inclinadas hacia atrás.

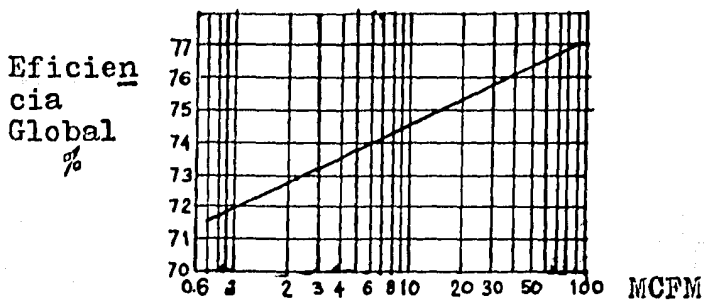


Fig. 7.3. Eficiencia de Compresores Centrifugos de múltiples Etapas

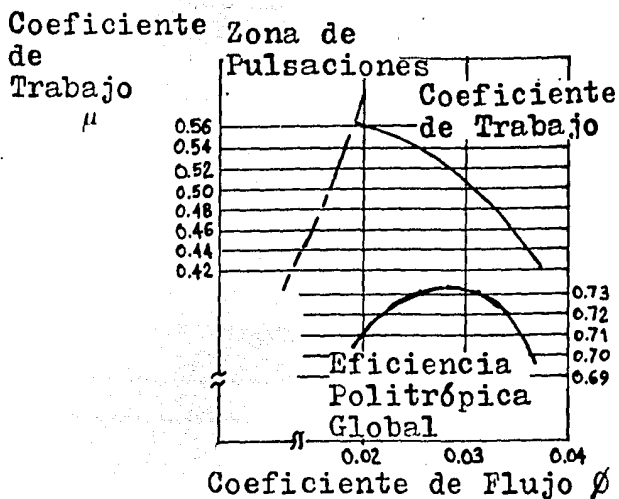


Fig. 7.4. Operación de un Compresor Centrifugo

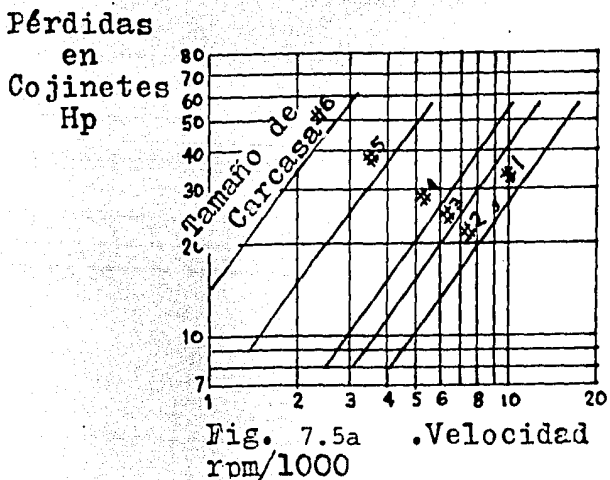
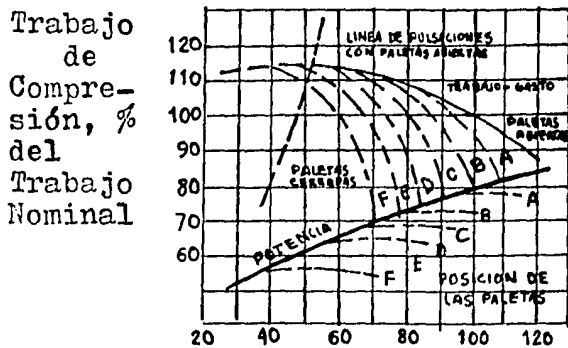


Fig. 7.5a .Velocidad rpm/1000



Capacidad, % del Gasto Nominal

Fig. 7.6. Las paletas guías en la succión afectan la operación de compresores axiales.

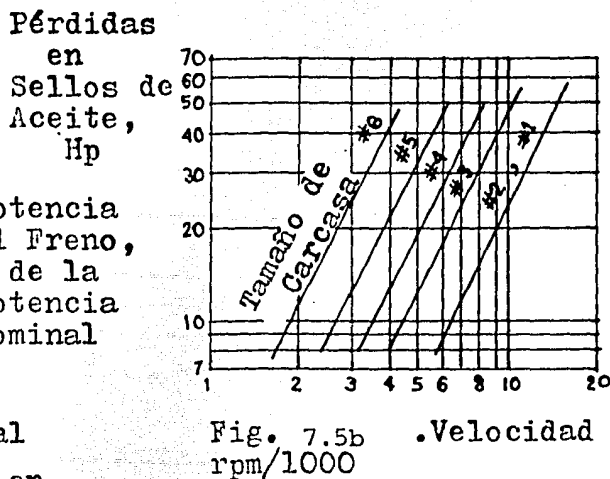


Fig. 7.5b .Velocidad rpm/1000

tes del diseño del impulsor. Es necesario contar con información específica con respecto a la zona de pulsaciones y carga, antes de intentar estimar la forma de una curva real.

Una vez que se ha determinado la potencia teórica se debe añadir la potencia disipada debido a las fricciones en cojinetes, sellos y engranes modificadores de velocidad. La figura 7.5 muestra las disipaciones sugeridas para equipos convencionales de múltiples etapas en base a sellos de película de aceite.

Todos estos cálculos dan resultados preliminares. Determinaciones más aproximadas son hechas por el diseñador del compresor al utilizar datos para cada impulsor, haciendo posible una selección "rodete por rodete", en la cual, la operación de cada impulsor está determinada en base a sus condiciones específicas de succión. Posteriormente se analiza junta esta información para obtener la operación total del compresor.

Sellos de eje.

Una consideración importante es la selección del sello de eje. Los tipos comunes de sellos incluyen el sello de laberinto, el sello de anillo de carbón, el sello de contacto mecánico, el sello de aceite y el sello de vapor. Los más usados son los sellos de laberinto para presiones menores, y los sellos de anillos de carbón y anillo de aceite para presiones hasta de 2 500 psi.

Instalación de compresores centrífugos.

Las cimentaciones para compresores centrífugos no necesitan ser tan pesadas como las requeridas por los equipos reciprocantes. Sin embargo, la cimentación debe ser suficientemente pesada para prevenir que el compresor se desalineie después de instalado. Toda la tubería debe soportarse apropiadamente para no ejercer una carga sobre las bridas del equipo. Se debe instalar una válvula check en la línea de descarga del compresor para protegerlo del flujo reverso durante alguna falla del accionador. Se debe usar un mecanismo para ventear el compresor cuando se registre un flujo bajo que pueda provocar que el equipo entre en la zona de pulsaciones. Es común colocar una válvula de mariposa en la línea de succión para controlar el flujo del gas. Ha de notarse que el estrangulamiento de la línea de succión mediante una válvula reduce la presión y con ello aumenta el volumen del gas. Esto es conveniente porque mantiene el gasto a las condiciones de succión por arriba de un cierto valor mínimo.

7.3 Selección de compresores de flujo axial.

En los compresores dinámicos de flujo axial el flujo del gas es paralelo al eje del compresor y no cambia de dirección como en el equipo centrífugo de flujo radial. El rango de capacidades para las máquinas axiales como se muestra en la figura 7.2 está a la derecha de las máquinas centrífugas de flujo radial, lo cual indica que el equipo axial se utiliza para flujos mayores que el centrífugo.

La curva característica de una máquina axial es más empinada - que para una centrífuga. Debido a las características de flujo del rotor, y al gran número de etapas, el compresor axial tiene un rango de estabilidad muy estrecho figura 7.6. Se controla fácilmente mediante la modificación de la inclinación de las paletas variables del estator, generalmente sobre las primeras etapas de cualquier máquina axial; y - algunas veces sobre cualquier etapa para obtener mayor estabilidad y - eficiencia.

Los detalles mecánicos en cuanto a cojinetes, sellos de eje, - sistemas de lubricación y sistemas de sello de aceite, así como el control y funcionamiento a velocidades variables son todos similares a - los correspondientes centrífugos de flujo radial.

7.4 Selección de compresores reciprocantes.

Se utilizan compresores reciprocantes cuando se requieren pequeños gastos, alrededor de 3 000 ICFM. Se dispone también de compresores reciprocantes de mayor tamaño, pero en estos casos se prefiere utilizar equipo de tipo centrífugo. Cuando se requiere de altas presiones y gastos relativamente bajos se utilizan máquinas reciprocantes. El número de etapas se elige de acuerdo a la presión de descarga que se desea, el tamaño disponible de los cilindros y las cargas en el bastidor y en el vástago del compresor.

Los equipos más pequeños son de 100 Hp, con cilindro de acción simple y enfriados con aire. También se construyen unidades de 25 a 200 Hp, que se enfrían con agua, son de pistón de doble acción conocidos como tipo duplex, con prensaestopas separado para permitir fugas controladas y pueden estar diseñados para que el lubricante no entre en contacto con el gas comprimido, estos se conocen como compresores no lubricados. Los compresores no-lubricados se utilizan para la generación de aire de instrumentos o para suministrar pequeñas cantidades de gas de proceso.

Los compresores más grandes requieren de dos o más cilindros.- En muchas instalaciones de proceso estos cilindros son arreglados horizontalmente y en serie, formando dos o más etapas de compresión. Los tamaños nominales corrientemente disponibles para aplicaciones de proceso se muestran en las Tablas 7.5, 7.6 y 7.7. El número de etapas de compresión depende fuertemente de la elevación de la temperatura a través de una etapa (por lo general limitada a 250°F), las cargas en el bastidor y en el vástago y ocasionalmente de la elevación de la presión a través de una etapa (generalmente limitada a menos de 1 000 psi).

Los compresores reciprocantes tienen altas eficiencias, como resultado de que el proceso de compresión se acerca al modelo isoentrópico, esto es, es casi perfectamente reversible, por ello las pérdidas de energía son relativamente bajas. Sin embargo, las pérdidas mecánicas ocurren dentro del cilindro debido a las disipaciones de energía por fricciones del fluido a través de las válvulas, anillos del pistón

Tabla 7.4. Valores para la selección de compresores centrífugos de múltiples etapas.

Tamaño	Rango de flujo ft ³ /min	Coefficiente de trabajo* prom.	Diámetro del impulsor, D Nominal, in
1	800 a 2000	0.48	14 a 16
2	1500 a 7000	0.49 a 0.50	17 a 19
3	4000 a 12000	0.50 a 0.51	21 a 22
4	6000 a 17000	0.51 a 0.52	24
5	8000 a 35000	0.51 a 0.52	32
6	35000 a 65000	0.53	42 a 45
7	65000 a 100000	0.54	54 a 60

* En base a impulsores con paletas inclinadas hacia atrás, los impulsores con paletas radiales tienen valores mayores.

Tabla 7.5. Tamaño nominal para compresores reciprocantes

Tipo	Embolada Típica, in	Velocidad Típica, N rpm	Rango de potencia Hp
Bastidor de Cigüeñal simple	5,7	600 a 514	hasta 35
	7,9	450	30 a 60
	9,11	400	50 a 125
	11,13	300 a 327	100 a 175
Bastidor de Baja velocidad Horizontal Cilindros Opuestos (dos o más)	9, 9 1/2	600 a 514	200 a 800
	10, 10 1/2	450	
	11, 12	450 a 400	800 a 2000
	14	327	1000 a 2500
	15, 15 1/2, 16	327 a 300	1500 a 4000
	17, 18		
	19, 20	227 a 257	3000 a 10000
Bastidor de velocidad alta y media Horizontal Cilindros Opuestos (dos o más)	5	1000	150 a 400
	6, 8	720 a 900	1000 a 4500
	9	600	4000 a 8000

Tabla 7.6. Tipos de compresores reciprocantes.

	Rango de potencia	Rango de Presión de Vacío a X psig.
Horizontal		
En línea recta	10 - 150	7 500 psig
Duplex	200 - 1000	15 000 psig
Duplex, ángulo		
Accionado con Motor	700 - 2000	15 000 psig
Accionado con Turbina	200 - 1500	15 000 psig
Cilindros Opuestos	150 - 5000	15 000 psig
Vertical	25 - 450	1 000 psig
"V", "L", "T"	600 - 1000	5 000 psig
Motor en Angulo	100 -	15 000 psig

Tabla 7.7. Selección de Accionador para compresores reciprocantes.

	Accio- nado con banda	Conecta- do direc- tamente a Motor Síncrono	Conecta- do direc- tamente a Motor de Induc- ción	A través de engr- nes con- Motor o Turbina	Máqui- na de vapor inte- gral	Máqui- na acopla- da.
Horizontal Línea Recta	X	X		X	X	
Horizontal Duplex	X	X			X	
Horizontal Duplex Angulo		X			X	
Horizontal Cilindros Opuestos		X	X	X		X
Vertical "V", "L", "T"	X	X	X	X		X
Con Motor en Angulo						X

y empaque del vástago. La eficiencia global de compresores recíprocos está en el rango de 75 a 80%. 10 puntos por arriba de los compresores centrífugos.

Un método rápido y razonablemente aproximado para determinar los requerimientos de potencia para cada etapa de un compresor recíproco es utilizar las curvas de las figuras 5.18. El método se describe en el Capítulo V. Si el compresor es de diseño no-lubricado, la potencia obtenida debe incrementarse en un 5%.

Tamaño del cilindro.

Una vez que se ha establecido las condiciones de presión y temperatura se debe calcular la capacidad a las condiciones de succión para cada etapa. Debido a la necesidad de espacios muertos para permitir la operación, el pistón no barre el volumen completo del cilindro. De aquí que la capacidad real del cilindro es algo menor que el desplazamiento del pistón. La relación de eficiencia volumétrica del cilindro se expresa como:

$$\eta_v = Q/C_{dis} \quad (7.5)$$

donde η_v es la eficiencia volumétrica; Q es la capacidad a las condiciones de succión, ICFM; C_{dis} es el desplazamiento del cilindro, ft^3 /min.

$$C_{dis} = \left(\frac{AECA + AECL}{144} \right) \left(\frac{L}{12} \right) N \quad (7.6)$$

donde L es el recorrido del pistón, in; AECA es el área del pistón en el extremo de la cabeza, in²; AECI es el área del pistón en el extremo del cigüeñal, in²; y N es la velocidad en rpm. Note que el área en el extremo del cigüeñal es igual al área en el extremo de la cabeza menos el área del vástago del pistón. La siguiente relación nos permite el cálculo de la eficiencia volumétrica

$$\eta_v = 0.97 - V_m \left[\frac{(Rc)^{1/k} - 1}{Z_d/Z_s} \right] \quad (7.7)$$

donde Vm es el volumen muerto del cilindro, Rc es la razón de compresión, k es la razón de calores específicos y Zd y Zs son los factores de compresibilidad a las condiciones de descarga y de succión respectivamente.

Cargas en el bastidor.

Todo tipo de bastidor de compresores tiene un límite con respecto a las fuerzas que pueden ser aplicadas durante la compresión. En la manera más simple, estas cargas pueden calcularse a partir del diámetro del cilindro y las presiones que actúan sobre el pistón.

Para cilindros duplex cuando el pistón se mueve internamente hacia el cigüeñal, la carga de compresión en el bastidor, Fc, es:

$$F_c = P_d \text{ AECA} - P_s \text{ AECI} \quad (7.8)$$

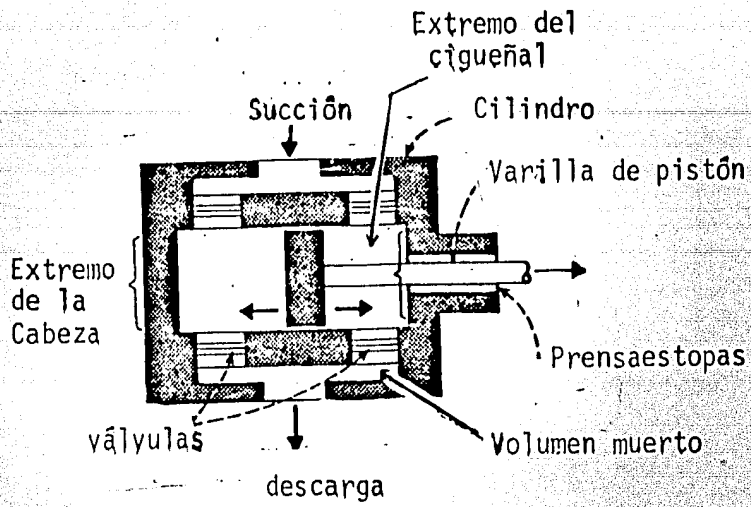


FIGURA 7.7. Cilindro de doble acción (duplex).

y, para cuando el pistón se mueve externamente alejándose del cigüeñal, la carga de tensión en la estructura, F_t , es:

$$F_t = P_s A_{ECA} - P_d A_{ECI} \quad (7.9)$$

donde F_c y F_t están en \overline{lb} ; P_s y P_d son las presiones de succión y de descarga, psi.

Todo tipo de bastidor del compresor tiene valores máximos con respecto a las cargas, los cuales no se deben exceder durante la operación. Los valores para la operación normal deben ser el 60 a 75% de la capacidad máxima del bastidor.

Se deben especificar los límites en cuanto a la velocidad de rotación, N , y la velocidad promedio del pistón, U_p , para evitar la selección de un equipo que por operar demasiado rápido presente un mayor desgaste y con ello necesite de un mantenimiento excesivo.

$$U_p = 2N(L/12) \quad (7.10)$$

donde U_p es la velocidad del pistón, ft/min; N es la velocidad de rotación, rpm; y L es el recorrido del vástago, in. Los límites generales de la velocidad del pistón es de 800 a 850 ft/min, y es algo menor para compresores del tipo no-lubricados alrededor de 700 ft/min.

Ejemplo 7.3. Realice una selección preliminar de un compresor-reciprocante para manejar 41.3 MMSCFD de una mezcla de hidrocarburos -

con un peso molecular de 2.925. Los datos pertinentes y los cálculos necesarios se muestran en la Tabla 7.8.

Instalación de compresores reciprocantes.

La instalación de compresores reciprocantes requiere más cuidado y estudio que los compresores de tipo centrífugo. Esto debido a que el empuje impuesto sobre la cimentación es, por la naturaleza de la máquina, considerablemente mayor. Para evitar problemas de pulsaciones en la tubería es necesario proporcionar botellas amortiguadoras de pulsaciones, tanto en la succión como en la descarga del equipo. En general, la tubería debe colocarse simétricamente.

Accionadores de compresores reciprocantes.

La selección del accionador para compresores reciprocantes es función de la disponibilidad y costo de los servicios. Se puede utilizar como fuente de potencia combustible, vapor o energía eléctrica. Los motores de combustión de gas tienen ciertas ventajas cuando hay abundancia de gas natural o gases de desecho. Cuando se dispone tanto de gas como diesel es conveniente utilizar un motor gas-diesel. Información más detallada sobre los distintos accionadores puede consultarse en el Capítulo VIII.

7.5 Selección de compresores rotatorios.

Los compresores rotatorios son máquinas de desplazamiento posi

TABLA 7.8.- Cálculo de un compresor reciprocante

Método BHP/MMCFD				
Capacidad, MMSCFD		41.3		Dato
Capacidad, lb/h				Dato
Gas	Hidrógeno + Hidrocarburos			Dato
Peso molecular, Mp		2.925		Dato o calculado
Razón de calores específicos, k		1.40		Dato o calculado
Presión de succión, Ps, psia		208 - 2 = 206		Dato (-pérdidas en el amortiguador de pulsaciones).
Temperatura de succión, °F		100		Dato
Temperatura de succión, °R		560		
Presión de descarga, PD, psia		1885 + 19 =	1904	Dato (+ pérdidas en el amortiguador de pulsaciones).
Razón de compresión global, Rc		1904/206 = 9.24		
Número de etapas, Ns				Considere (Rc _i =2.0 a 3.0)
Etapas	1	2	3	Para identificación
Razón por etapa (aprox.).	2.10	2.10	2.10	(Rc _i) ³
Presión de descarga aprox. PD, psia	433	909	1909	Rc _i Ps
Caída de presión interetapa, psi	7	12	--	= 0.1 (PD) ^{0.7}
Pérdidas en el amortiguador de pulsaciones, psi	Succión	--	19 descarga	1% de la presión absoluta
Presión de succión, Ps, psia	206	433	909	Dato o calculado
Temperatura de succión, Ts, °F	100	100	100	Dato o considerando enfriamiento perfecto.
Compresibilidad de la succión, Zs	1.01	1.018	1.035	Dato o calculado
Presión de descarga, PD, psia	440	921	1904	PD + Pérdidas interetapa
Temperatura de descarga, TD, °F	236	235	231	Ts (Rc _i) ^{(k-1)/k}
Compresibilidad a la descarga, ZD	1.016	1.03	1.062	Dato o calculado

Razón real por etapa, Rcj	2.14	2.13	2.09	Calculo: PD/PS(Arriba)
Capacidad de succión, Qs, ICFM	2,226	1.067	517	Eq. (5.3.10)
MMCFD	45.40	45.40	45.40	MMCFD=(ICFM)PS/10 ⁴ Zs
BHP/MMCFD	46.5	46.25	45.2	De la Fig. (5.18)
Factor de corrección por dens. rel., Fsg.	0.875	0.87	0.865	De la Fig. ()
Compresibilidad promedio, Zp	1.013	1.024	1.049	(ZS + ZD)/2
BHP/etapa	1871	1871	1862	(BHP/MMCFD)Fsg (MMCFD)Zp
BHP Total		5604		Suma de todas las etapas
Número de cilindros	1	1	1	
% Volumen muerto, % Vm	15	15	15	Use del 15% para estimación
Eficiencia volumétrica, η_v , %	86.3	86.6	87.3	Eq. (4.2)
Desplazamiento requerido, ft ³ /min.	2579	1233	593	(ICFM)/ η_n
Embolada, L, in	18			De la Tabla 7.5 o fabricante.
Velocidad, N, rpm	227			De la Tabla 7.5 o fabricante.
Varilla del pistón, d, in	5			De la Tabla 7.5 o fabricante.
Diámetro del cilindro, D, in	24.12 Use 24 1/2	16.87 Use 17	11.97 Use 12	Eq. (7.6)
Area (extremo de la cabeza) AECA, in ²	461.86	226.94	113.10	
Area (extremo del cigüeñal) AECl, in ²	442.23	207.35	93.47	AECA - A vástago
Carga en la estructura, compresión, Fc, \bar{T}_b	112,119	119,226	130,375	Eq. (7.8)
Carga en la estructura, tensión, Ft, \bar{T}_b	-99,438	-92,687	-75,156	Eq. (7.9)
Límite de carga en la estructura, \bar{T}_b	150 000			En base a las estructuras disponibles.

tivo, en las cuales un elemento rotatorio desplaza un volumen fijo durante cada revolución.

Estos equipos también requieren de recirculación de la descarga o de control de venteo al igual que los compresores reciprocantes a menos que usen accionadores de velocidad variable como lo son las turbinas.

Los diferentes estilos que existen pueden agruparse en cuatro tipos básicos. El más conocido es el compresor de lóbulos, en el cual dos o tres rotores en forma de ocho se engranan al girar. Los rotores son accionados a través de engranes de distribución fijos a cada eje.- Hay equipos de este tipo desde aproximadamente $2 \text{ ft}^3/\text{min}$ hasta los tamaños grandes de alrededor de 20 000 ICFM. Se usan principalmente como sopladores de baja presión para aire o gases, elevando su presión desde la atmosférica hasta 5 ó 7 psig. También se aplican ampliamente como bombas de vacío las cuales son realmente compresores operando con presiones de succión por debajo de la atmosférica y presiones de descarga ligeramente por encima de la atmosférica.

Un segundo tipo es el compresor de paletas deslizables consiste de un rotor excéntrico que tiene ranuras en las cuales se deslizan paletas hacia dentro y hacia afuera durante cada revolución. Las paletas atrapan el gas y gradualmente reducen su volumen y elevan su presión hasta que este sale a través de puertos de descarga, figura 2.13. Este tipo de compresor produce hasta 50 psig por etapa y están disponibles en arreglos para alcanzar presiones hasta de 125 psig, en un ran-

go de 1 500 a 2 000 ft³/min. Este tipo de compresor también se usa como bombas de vacío.

Para las industrias de procesos químicos, tanto los equipos de lóbulos como los de paletas deslizables tienen limitaciones en cuanto a su aplicación debido a que se obtienen incrementos pequeños en la presión y porque generalmente solo se encuentran disponibles en hierro fundido. Esto los hace inadecuados para ciertos gases corrosivos o peligrosos. Sin embargo son de bajo costo inicial y deben ser considerados como una alternativa para trabajos ligeros.

Un tercer tipo es el compresor de tornillo el cual es moderadamente popular en años recientes y está disponible en grandes tamaños. Estos compresores son ruidosos, aunque últimamente se han mejorado en este aspecto. Las aplicaciones típicas para compresores de tornillo son las de compresión de aire, etileno, hidrocarburos gaseosos sucios y para plantas de licuefacción de gases. Se encuentran disponibles de 50 a 3 500 ICFM en los diseños en aceite, y alrededor de 1 000 a 20 000 ICFM en los diseños secos. Los últimos operan a velocidades hasta de 10 000 ó 12 000 rpm y pueden obtenerse presiones de descarga hasta de 250 a 400 psig o aproximadamente elevaciones de presión de 50 psi por carcasa.

El tipo seco es el que generalmente se prefiere en la industria de procesos químicos porque no causan contaminación en la corriente de proceso. Sin embargo, los diseños en aceite tienen amplia aceptación para generar aire de servicios y como compresores portátiles de aire, así como compresores en sistemas de refrigeración para refrige-

rantes fluorocarbonados.

La cuarta versión es conocida como compresores de anillo líquido. En este equipo, un rotor circular con paletas gira en una carcasa circular u ovalada en la que también está presente agua u otro líquido como sello, figura 2.17. La fuerza centrífuga provoca que el líquido forme un anillo alrededor de la carcasa mientras la máquina está en operación. El gas viaja al interior a través del centro del rotor con paletas y gradualmente disminuye el volumen y aumenta la presión hasta alcanzar los puertos de descarga donde el gas sale de la carcasa. El líquido presente en el gas de descarga se separa, se enfría y se recircula o se desecha.

La mayor aplicación de este tipo de compresor se encuentra como bomba de vacío. Es capaz de producir vacíos hasta de 3 ó 4 in Hg.- También son utilizados como sopladores de baja presión hasta 25 psig.- El rango de tamaños es de 10 ft³/min hasta alrededor de 10 000 ft³/min. Los compresores de anillo líquido tienen amplio uso para manejar gases corrosivos, en este caso el gas está en contacto con el líquido de sello en lugar de cualquier parte metálica. Estos equipos se han usado para comprimir acetileno donde se debe evitar la formación de chispas. También se utiliza para manejar cloro, gas ácido, bióxido de carbono, etc. Hay una gran variedad de este tipo de compresores contruídos de aceros inoxidable. Estos equipos solo se usan para servicios que requieren bajas capacidades y bajas presiones de descarga. La figura 7.2 de velocidad específica proporciona una guía útil para seleccionar un compresor rotatorio. El trabajo, el gasto y la potencia pueden cal

cularse de la misma manera que para los equipos centrífugos. Sin embargo, no hay disponible una fuente reconocida de datos para la eficiencia de estos equipos, de aquí que el estimado preliminar para la selección de la máquina debe hacerse usando datos del fabricante.

A) Ventajas de los compresores centrífugos y axial sobre los compresores reciprocantes.

- 1.- Menor tamaño de la máquina
- 2.- Seguridad en el funcionamiento
- 3.- Mantenimiento mínimo
- 4.- Desgaste despreciable
- 5.- Cimentación sencilla y económica
- 6.- Fácil instalación y operación
- 7.- Funcionamiento sin vibraciones o en grado mínimo
- 8.- Regulación fácil
- 9.- Empleo de motores eléctricos de inducción para accionarlos
- 10.- Bajo consumo de corriente eléctrica para el arranque
- 11.- Mínima contaminación del fluido por el aceite lubricante
- 12.- Mayor gasto volumétrico.

B) Ventajas de los compresores centrífugos sobre los axiales.

- 1.- Menor número de etapas para la misma razón total de compresión,
- 2.- Mayor estabilidad en su funcionamiento. El fenómeno de oscilación es menos notorio.

- 3.- Alcanzan presiones de operación más altas hasta 400 bar. Los axiales están limitados a 50 bar.
- 4.- La curva de rendimiento es más plana, por ser menos sensibles a los efectos de incidencia del fluido sobre los álabes en operación a carga parcial y sobrecarga.

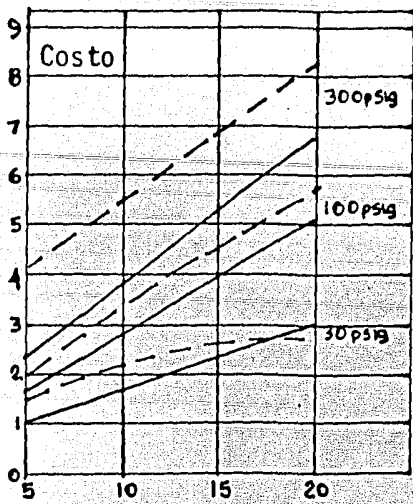
C) Ventajas de los compresores axiales sobre los centrífugos.

- 1.- Mejor rendimiento trabajando a las condiciones de diseño.
- 2.- Para la misma potencia, el axial es de menor tamaño y peso, aumentando la velocidad de giro.

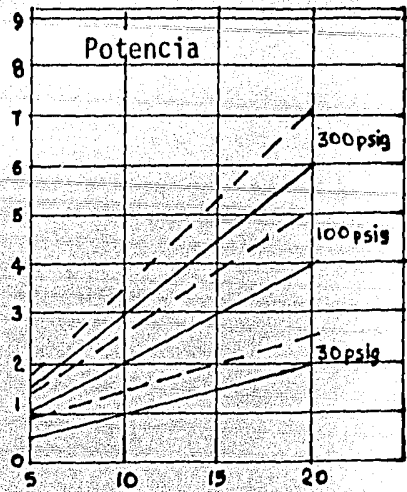
D) Ventajas de los compresores de desplazamiento positivo sobre los compresores centrífugos y axiales.

- 1.- Los compresores de desplazamiento positivo pueden alcanzar presiones de trabajo mucho más alta que los turbocompresores. En ciertos procesos donde se exijan presiones superiores a los 500 bar y hasta 8 000 bar es necesario hacer uso de los compresores reciprocantes. También han resultado convenientes los compresores de pistón en la ingeniería de las bajas temperaturas, en el proceso de llenado de tanques y en el manejo de gas natural.
- 2.- Cuando la presión en la succión es inferior a la atmosférica, los turbocompresores tienen muy limitada su aplicación, salvo en aquellos casos donde no sea muy sensible esa reducción de presión. Pero cuando se requieren presiones de vacío más

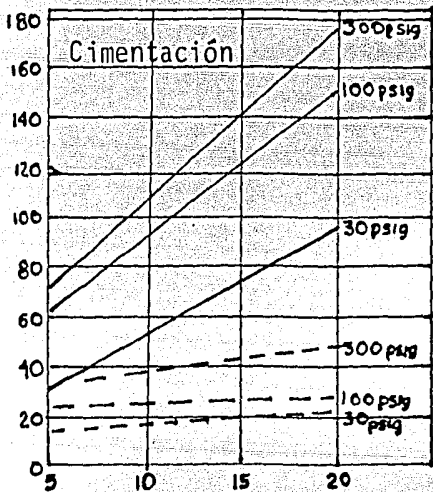
drásticos es preciso recurrir a las bombas de vacío o compresores rotativos positivos, que pueden llegar a presiones en la succión desde 1 bar hasta 4×10^{-6} bar.



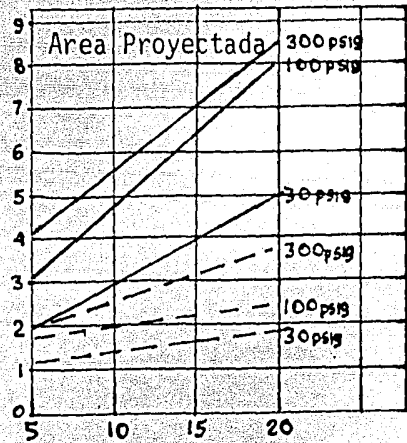
Capacidad, CFM x 10³



Capacidad, CFM x 10³

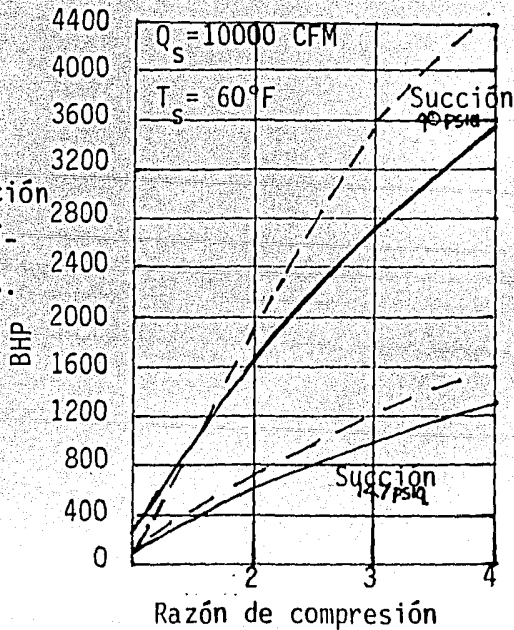


Capacidad, CFM x 10³



Capacidad, CFM x 10³

FIGURA. 7.8 Comparación de compresores centrífugos y reciprocantes.



VIII.- Accionadores.

8.1 Turbinas de gas.

Generalmente, las turbinas de gas se instalan en lugar de turbinas de vapor por alguna de las siguiente razones:

a) Las turbinas de gas son plantas de potencia independientes. No requieren de calderas, condensadores, calentadores de agua de alimentación, y sistemas de agua de enfriamiento u otro equipo asociado.

b) Proporcionan altas potencias de salida a altas velocidades con bastante seguridad y fácil mantenimiento y sólo requieren poco espacio.

c) El rango de potencias para las turbinas de gas es de 1000- a 100 000 Hp.

d) Las turbinas de gas pueden poseer eficiencias térmicas más altas que las turbinas de vapor comparables.

Con todos estos factores favorables uno podría pensar que es fácil justificar la instalación de turbinas de gas en lugar de turbinas de vapor, esto no es así. Antes de discutir las aplicaciones apropiadas, es útil revisar alguna información sobre las turbinas de gas.

8.1.1 Fundamentos.

La figura 8.1 muestra un arreglo básico para una turbina de gas de un ciclo. Un compresor centrífugo proporciona aire a una cámara



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

ra de combustión, donde el combustible es quemado con aire en exceso - a presión constante (ciclo simple significa que los productos de combustión son mezclados con aire en exceso para proporcionar gas motriz a temperatura suficientemente baja para ser manejado con los materiales disponibles). El gas motriz se expande a través de la turbina, la cual acciona el compresor de aire y proporciona potencia adicional de salida. Como último paso, los productos de combustión son expelidos a la atmósfera. Esta configuración tiene serias dificultades. Primero, requiere alta eficiencia tanto para el compresor como para la turbina. Segundo, tanto la presión como la temperatura deben exceder ciertos valores mínimos antes de que cualquier potencia de salida pueda ser producida.

La figura 8.2 ilustra las eficiencias térmicas alcanzables para turbinas simples como una función de la razón de presiones y la temperatura de entrada a la turbina. Para una presión dada, mayores temperaturas producen eficiencias más altas.

La relación entre la razón de presiones y la temperatura de entrada a la turbina, y la razón de trabajo (trabajo neto/trabajo total) y el consumo de aire se muestran en la figura 8.3 como ejemplo, la razón de trabajo para una razón de presiones de 4.5 y una temperatura de entrada de 1 200°F es alrededor de un tercio, esto es, la turbina de 9 00 Hp produce 3 000 Hp de salida, con 6 000 Hp requerido por el compresor de aire. A 1 800°F, la misma razón de presiones y potencia, la razón de trabajo aumenta a más de 0.5, es decir, da una potencia de salida de 45 000 Hp. Esto también indica una disminución en

Fig. 8.1 Arreglo de una Turbina de gas de ciclo simple.

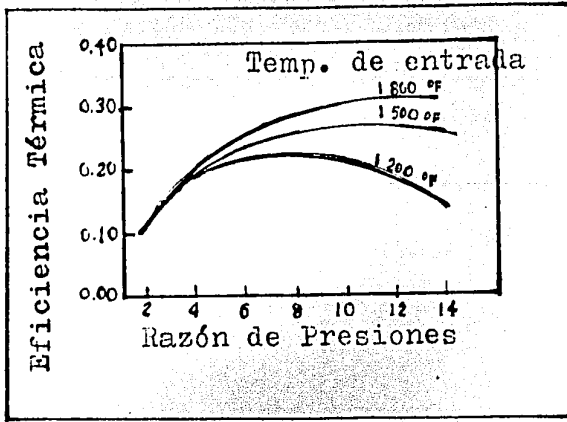
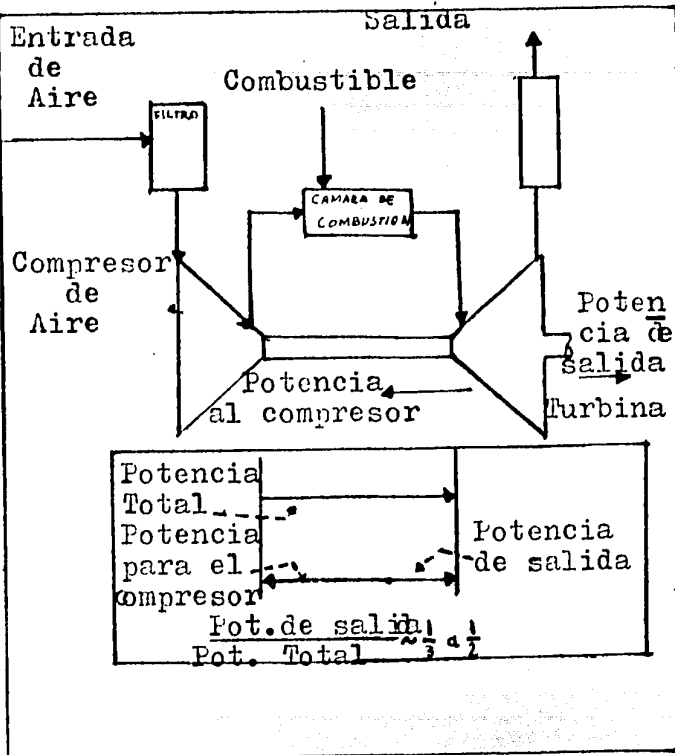


Fig. 8.2 La eficiencia Térmica depende de la razón de presiones y de la temperatura de entrada,

Fig. 8.4 Las modificaciones mejoran la eficiencia pero provoca una mayor caída de presión.

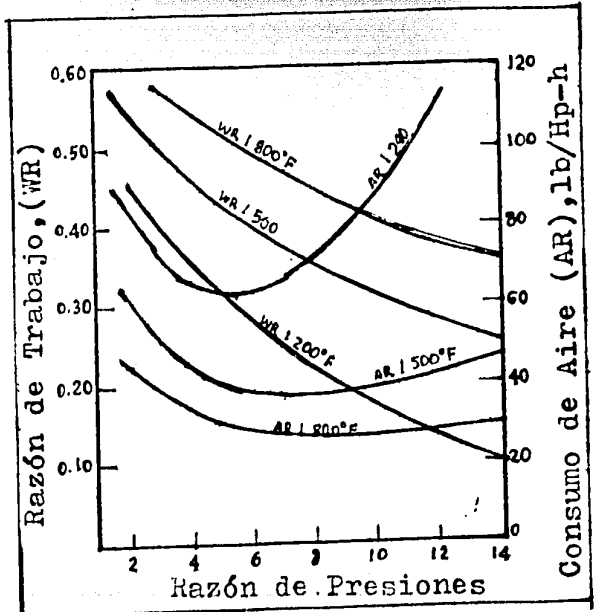
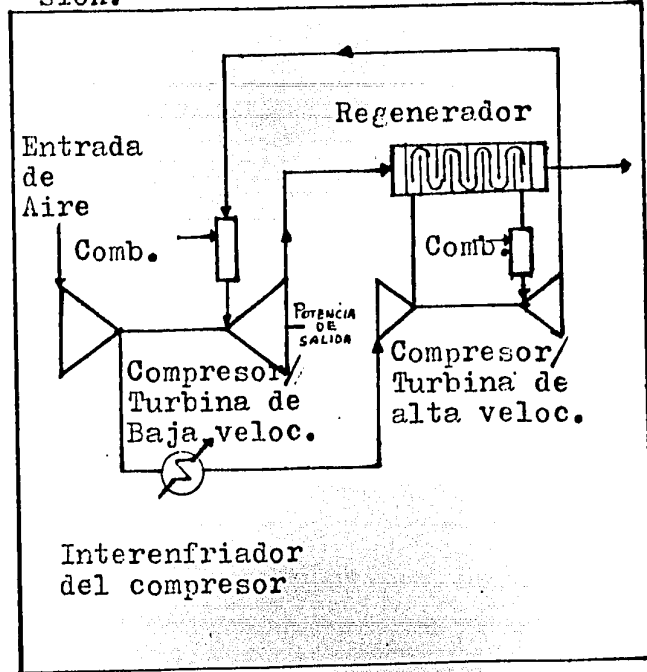


Fig. 8.3 La razón de presiones y la temperatura de entrada del gas en la turbina afectan la razón de trabajo y el consumo de aire.

el consumo de aire, lb de aire requerido/ (potencia de salida) (h), - con un aumento en la razón de presiones y en la temperatura del ciclo.

La óptima razón de presiones para una cierta temperatura, como se determinó de las figuras 8.2 y 8.3 resalta los efectos combinados - de las eficiencias del compresor y la turbina sobre la eficiencia térmica alcanzable en el ciclo.

Se puede modificar el ciclo simple para aumentar la eficiencia sobre los límites impuestos por el compresor y la turbina y por los - límites de temperatura de los materiales de construcción disponibles, - permitiendo que, los gases calientes de la salida de la turbina precalientan el aire que descarga el compresor antes de que éste pase a la cámara de combustión y utilizando interenfriadores para reducir la - energía requerida para la compresión, finalmente se puede añadir recalentamiento interetapa para aumentar la potencia de salida de la turbina. Estas modificaciones pueden aplicarse individualmente o en cualquier combinación. El uso simultáneo de las tres modificaciones se muestra en la figura 8.4.

8.1.2 Tipos de turbina de gas,

Las turbinas de gas se clasifican como turbinas para servicio pesado y turbinas derivadas de la aviación,

Los diseños para servicio pesado se han desarrollado para satisfacer los requerimientos normales en las plantas industriales cuan-

do no se tienen limitaciones en cuanto a peso y espacio.

Los requerimientos generales para la turbina, el sistema de lubricación, los servicios auxiliares e instrumentación, están estipulados por los estándares API 614 y API 616.

Las turbinas derivadas de la aviación, en contraste, es una máquina de chorro, en la cual el avión ha sido sustituido por una turbina de potencia. Por esto la máquina es un generador de gas motriz, - que proporciona gas a una turbina convencional para servicio pesado.

Estas turbinas ofrecen ciertas características: (1) Se puede utilizar la tecnología altamente sofisticada de la aviación y los servicios de investigación asociados; (2) Las técnicas de producción en masa así como los métodos de control de calidad usados para la industria de la aviación tienen un beneficio directo para la producción de estas turbinas; (3) Están disponibles los centros de servicio para las máquinas de chorro de avión, con sus requerimientos rigurosamente certificados en cuanto a partes de repuesto y pruebas.

Para grandes rangos de potencia estas turbinas son más eficientes aún que las turbinas de gas para servicio pesado.

8.1.3 Materiales de construcción.

Sin considerar el tipo de turbina de gas, la eficiencia global depende de las eficiencias individuales de la turbina y el compresor -

8.1.4 Combustible.

Las turbinas de gas pueden operar en base a una amplia lista de combustibles líquidos y gaseosos. Los combustibles gaseosos pueden ser butano, propano, gas natural o algunos gases de proceso como metano, gas de horno de coquización y monóxido de carbono, etc. En cuanto a combustibles líquidos tenemos destilados ligeros, diesel, gasoil, etc.

La selección del combustible está limitada por consideraciones prácticas, fundamentalmente en cuanto a su disponibilidad y costo.

8.2 Motores eléctricos.

En el pasado, el uso de motores eléctricos como accionadores de compresores centrífugos se consideraba únicamente después de haber descartado otras alternativas, como es el uso de turbinas de vapor y turbinas de gas. Actualmente esto ya no es así, principalmente como resultado del aumento en los costos de combustibles. Por otro lado se construyen motores eléctricos de alta eficiencia para accionar la gran mayoría de los compresores centrífugos.

8.2.1 Selección del Motor.

Se construyen grandes motores con incrementos de tamaño (potencia) de 15%. Por ello al seleccionar un motor que iguala o excede los requerimientos de potencia al eje para la máquina accionada, éste tendrá un margen de 0 a 15%.

Es una práctica común añadir 10% de la potencia al eje calculada y entonces usar el motor estándar con potencia inmediatamente superior lo que dará un margen de 10 a 25%.

8.2.2 Voltaje y Arranque.

La selección del voltaje está determinada por el sistema eléctrico disponible. Los voltajes más frecuentemente usados para motores de 500 a 4000 Hp es 4160 volts. Para motores de 4000 Hp y mayores se utiliza voltajes de 6600 a 13 200 volts de acuerdo al sistema de distribución disponible.

Cuando los motores son arrancados presentan alta efluencia de corriente lo cual baja el voltaje en la línea. La caída de voltaje depende del tamaño del sistema eléctrico. El torque del motor varía con el cuadrado del voltaje aplicado. Al reducir el torque disponible generalmente es necesario que los motores arranquen con las paletas de entrada o guías cerradas. Muchos compresores operan bajo estas condiciones por un tiempo corto (de 60 a 120 segundos) sin daños por calentamiento o pulsaciones hasta que el motor alcanza su velocidad total.- Los tres métodos comunes para arrancar a voltaje reducido son: arranque con reactor, arranque con autotransformador y arranque con transformador unitario.

8.2.3 Tipos de motores eléctricos.

Los motores eléctricos adecuados para accionar compresores cen

trífugos son:

1. Motores de Inducción
- 2.- Motores Síncronos

La velocidad más alta de los motores comúnmente disponibles es de 3 600 rpm en sistemas de 60 Hertz. Si se requiere de velocidades mayores es necesario usar engranajes multiplicadores. Los motores de inducción de 1 800 rpm son los accionadores de menor costo en rangos de 500 a 20 000 Hp. Similarmente los motores síncronos son los de más bajo costo para 5 000 Hp y mayores, en especial los que operan a 1 200 rpm.

El motor de inducción es el accionador más utilizado en rangos de 500 a 5 000 Hp, con una velocidad de 1 800 rpm, por ser de costo inferior con respecto a motores similares en potencia pero de distintas velocidades (1 200, 3 600, etc.). Se utilizan engranajes multiplicadores para otras velocidades.

El motor síncrono es el más utilizado para servicios de 5 000-Hp y mayores; Estos están disponibles para las mismas velocidades que los motores de inducción, sin embargo sólo se utilizan de 1 200 rpm porque son de menor costo y en caso necesario se utilizan engranajes multiplicadores para ajustarse a los requerimientos de velocidad del compresor. Los motores síncronos son más eficientes, pueden operar con factores de potencia mayores a 0,8.

MENOR COSTO

ACCIONADOR	INDUCCION (1800 rpm)	SINCRONO (1200 rpm)
1.- 500 a 15 000 Hp	X	
2.- 6000 a 50 000 Hp		X

Para accionadores grandes, por arriba de 30 000 Hp, es posible usar motores síncronos de 3 600 rpm pero no autoarrancables. Estos deben ser llevados hasta la velocidad indicada con una turbina de arranque o con otro motor sincronizado con el sistema. Obviamente se requiere que el compresor sea descargado a un 15 o 20% de la carga total para mantener al equipo arrancador de un tamaño razonable.

8.2.4 Coraza del motor.

La vida del devanado del motor puede aumentarse sustancialmente por la elección adecuada de la coraza.

1.- Coraza Resistente a la Intemperie, (WP II) para usarse en exteriores,

2.- Coraza a Prueba de Goteo, para usarse en interiores, en lugares relativamente limpios.

3.- Coraza Totalmente Cerrada, (TEWAC), para usar en interiores y exteriores, en lugares no necesariamente exentos de polvo. El agua remueve el calor producido por el motor, por ello, este tipo de motores es adecuado para instalaciones en pequeños cuartos.

4.- Coraza Totalmente Cerrada, Enfríada con Ventilador, (TEFC). Estos motores son arreglados para que el calor sea transferido del motor al ambiente mediante un intercambiador de calor montado sobre el bastidor del motor o construido como una parte del motor.

5.- Coraza para Localizaciones Peligrosas. Este requerimiento debe satisfacerse presurizando la coraza del motor con aire limpio o gas inerte. Los motores a prueba de explosión generalmente no están disponibles para potencias superiores a 500 Hp.

8.3 Turbinas de vapor.

La turbina de vapor es un accionador muy seguro y satisfactorio para muchas máquinas de proceso tales como bombas, sopladores y compresores. Estos equipos son un tipo específico de turbinas de expansión. Aquí, el fluido es siempre vapor de agua.

Las turbinas de vapor ofrecen la característica de ser equipos de velocidad variable, esto es especialmente útil cuando se utilizan como accionadores de compresores ya que pueden ajustarse a los requerimientos de energía para cualquier carga.

En contraste, una máquina accionada con motor eléctrico funcionará a velocidad constante, aún para cargas menores a la normal, por ello requerirá de alguna forma diferente de control tal como el estrangulamiento de la línea de succión, o de una derivación o realimentación desde la descarga del compresor a la fuente de succión.

Cualquiera de estos recursos provoca desperdicios de energía.

Otra ventaja de la turbina de vapor es su operación segura. La generación de vapor en muchas plantas de proceso es muy segura. De hecho las turbinas de vapor se seleccionan con frecuencia para accionar las máquinas más críticas en la planta, es decir, aquellos equipos que deben mantenerse operando aún a falla de energía eléctrica.

8.3.1 Tipos de turbinas de vapor.

Todas las turbinas de vapor convencionales son máquinas de flujo axial. Las hay de una etapa y de múltiples etapas.

Las turbinas de vapor de una etapa tienen una boquilla o una serie de boquillas, con solamente una expansión del vapor. Son adecuadas para pequeñas aplicaciones y pueden proporcionar hasta 2 500 Hp en los diseños estándares y aún mayores en diseños especiales con condiciones apropiadas del vapor.

En las turbinas de múltiples etapas el vapor sufre dos o más expansiones a través de un grupo de boquillas, y generalmente se utilizan cuando se requiere una mayor potencia o economía de vapor.

Cuando la presión de descarga de cualquier turbina es a la presión atmosférica o mayor se denomina no condensante o de escape libre. Cuando el vapor sale a presión inferior a la atmosférica, la turbina se denomina condensante o de escape no libre.

Una breve revisión de los principios termodinámicos básicos nos proporcionará una mejor comprensión de como trabajan y los criterios para su aplicación.

8.3.2 Expansión del vapor en una turbina.

En las turbinas de una sola etapa el vapor se expande primero a través de una o más boquillas, con un cambio consecuente en la velocidad y en la entalpía, pero sin realizar trabajo. Entonces, en una o dos filas de álabes móviles, el vapor mantiene su entalpía pero sufre un cambio considerable en su velocidad, dando como resultado un trabajo de flecha.

Considerando una expansión isoentrópica, podemos aplicar el modelo desarrollado con anterioridad para el caso de compresión isoentrópica. Ver sección 3.1.2.

$$W = H_1 - H_2 \quad (8.1)$$

es decir, el trabajo teórico obtenido por la expansión del vapor es igual a la diferencia de entalpías del vapor a la entrada y a la salida de la turbina. Si revisamos un diagrama Entalpía-Entropía para vapor de agua, figura 8.5 y encontramos el punto H_1 que corresponde a las condiciones iniciales del vapor, después de una expansión teóricamente isoentrópica se llegaría al punto H_2 sobre la línea de entropía constante. A causa de las pérdidas de energía por fricciones y por

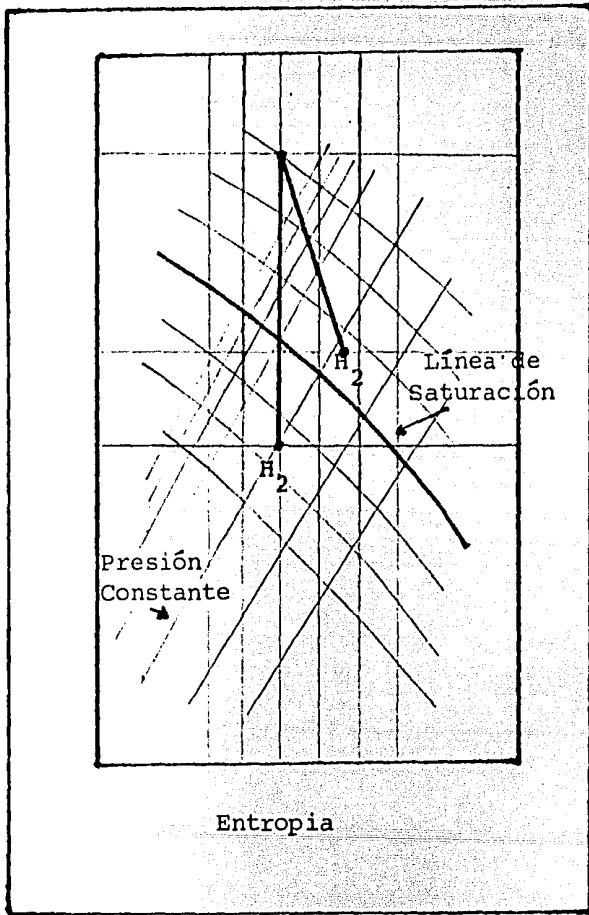


FIGURA 8.5. Expansión de vapor en una etapa.

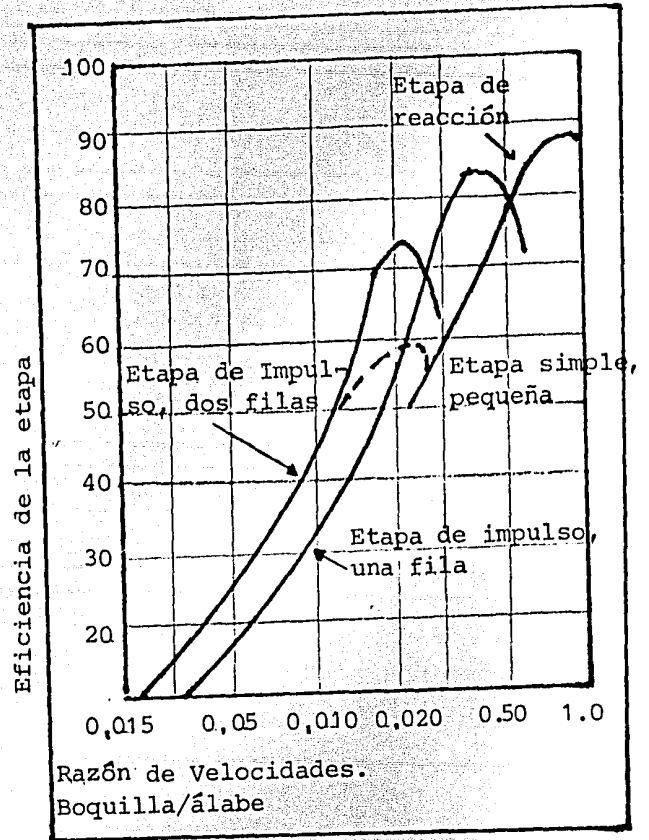


FIGURA 8.6. Efecto de la razón de velocidades sobre la eficiencia.

ineficiencias en la turbina, el vapor realmente sale a ciertas condiciones marcadas por H_2' un tanto arriba y a la derecha del punto isentrópico. La eficiencia global por etapa está definida por:

$$\eta_{\text{etapa}} = \frac{H_1 - H_2'}{H_1 - H_2} \quad (8.2)$$

La eficiencia de la turbina puede expresarse también como:

$$\eta_{\text{etapa}} = \frac{\text{TSR}}{\text{ASR}} \quad (8.3)$$

donde:

TSR = Consumo Teórico de Vapor, lb/KW-h

ASR = Consumo Real de Vapor, lb/KW-h

recordando además que 1 KW = 3413 BTU/h

$$\text{TSR} = 3413 / (H_1 - H_2) , \text{ lb/KW-h} \quad (8.4)$$

$$\text{ASR} = 3413 / (H_1 - H_2) , \text{ lb/KW-h} \quad (8.5)$$

8.3.3 Turbinas de una etapa.

Estas turbinas se utilizan para accionar equipos que requieren baja potencia tal como bombas, sopladores y pequeños compresores. Estas turbinas pueden ser condensantes pero la mayoría son no-condensantes. Los fabricantes ofrecen bastidores en tamaños estandarizados, estos incluyen la carcasa, el diámetro de paso del rodete, los álabes, ejes, cojinetes y las boquillas de entrada y salida. Ver tabla 8.1.

TABLA 8.1. TAMAÑOS TÍPICOS DEL BASTIDOR PARA TURBINAS DE UNA ETAPA.

Bastidor	Diámetro de Paso del Rodete, in.	Tamaño del Eje, in	Brida de Entrada, in	Brida de Salida, in.
1C	14	1 7/8,2	3,4	6,
2C	16,18,19	2, 2 1/8	3,4	6, 8
3C	20, 22	2, 2 1/2,3	3,4,6	8,10
4C	24, 26	2, 2 1/2,3	3,4,6,8	8,10,12
5C	28	2 1/2,2 5/8,3	3,4,6,8	12

8.3.4 Turbinas de múltiples etapas.

Cuando los requerimientos de potencia son demasiado grandes para una turbina de una sola etapa, o si las condiciones del vapor requieren más de una expansión del vapor para obtener buena eficiencia, se usan turbinas de múltiples etapas.

El número de etapas de expansión, número y tipo de rodetes, diámetro de rodete, tamaño de los álabes, serán seleccionados para cada aplicación especial, de acuerdo a las condiciones del vapor disponible, la carga y la velocidad.

8.3.5 Consumo de vapor.

La figura 8.7 usa la razón apropiada de velocidades, boquilla-álabes, para pequeñas turbinas como se muestra en la figura 10.6 y dá-

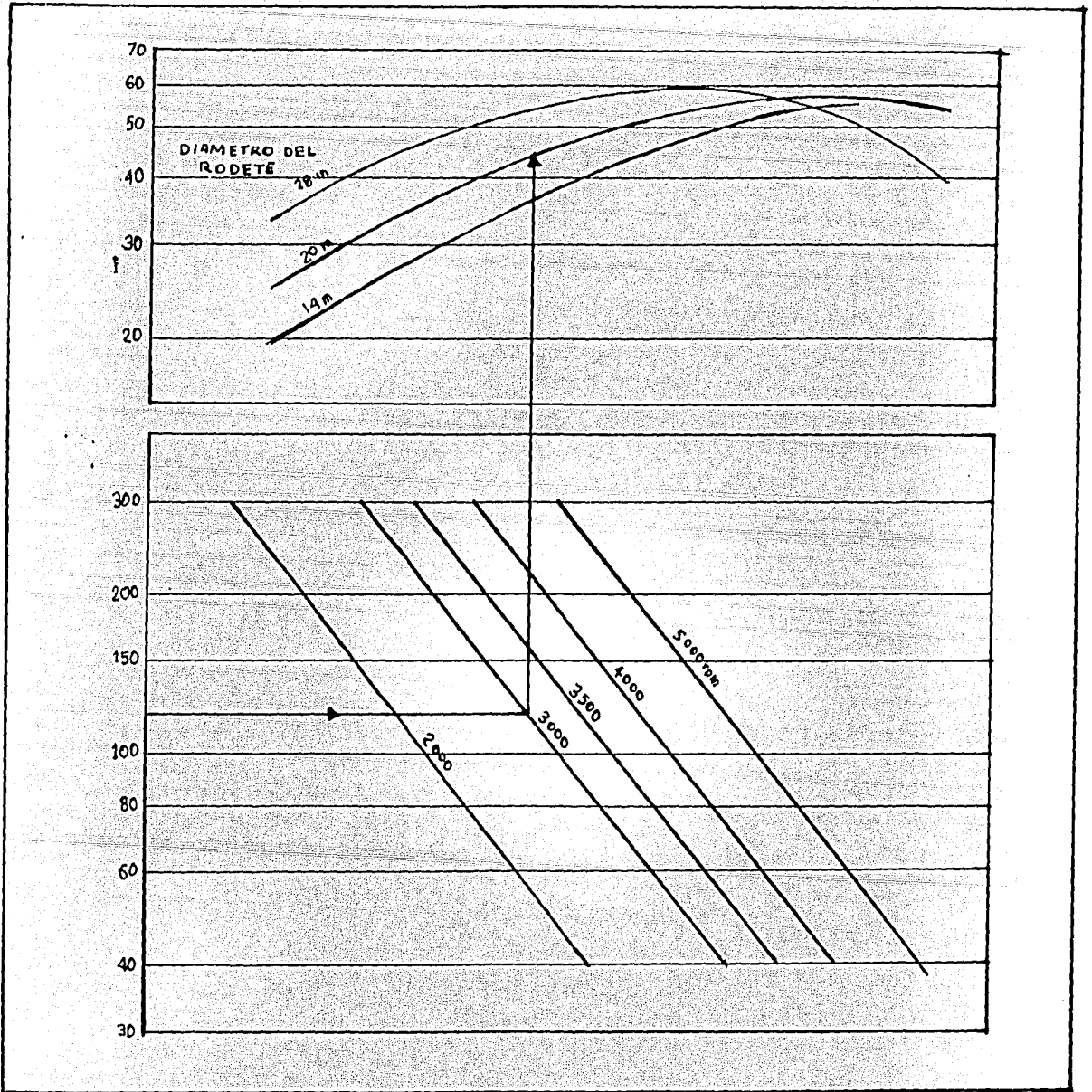


Fig. 8.7 Eficiencias base de turbinas de una sola etapa

un rango general de eficiencias esperadas en base a la diferencia de entalpías del vapor. Se hacen entonces correcciones por sobrecalentamiento, figura 8.8 y por pérdidas de energía por fricciones con el aire, figura 8.9. El gasto de vapor a través de la brida de entrada y la brida de salida se revisa usando las figuras 8.10 y 8.11 las cuales están a una velocidad máxima de 150 ft/s en la brida de entrada, 250 ft/s para turbinas no-condensantes y 350 ft/s para condensantes, en la brida de salida.

Los límites aproximados para la potencia en el eje están dados en la figura 8.12. Para ilustrar el uso de estas gráficas considere mos la evaluación de una turbina propuesta de 400 Hp, operando a 3570-rpm con vapor de 600 psig y 600°F (111.2°F de sobrecalentamiento). El vapor sale de la turbina a 65 psig.

1.- Para las condiciones dadas del vapor, el consumo teórico de vapor se obtiene de tablas o del diagrama de propiedades termodinámicas.

$$TSR = 19.0 \text{ lb/kw-h}$$

2.- Calcule la diferencia de Entalpía.

$$\Delta H = \frac{3413}{TSR} = 179.6 \text{ BTU/lb}$$

3.- Seleccione el tamaño del bastidor de la turbina de la tabla 8.1. En este caso considere el bastidor 3C.

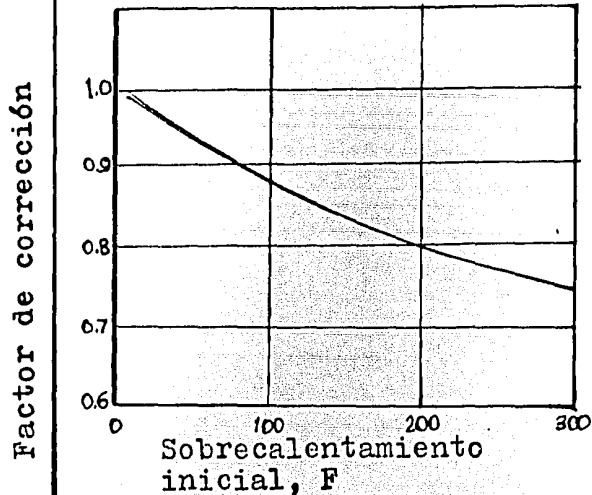
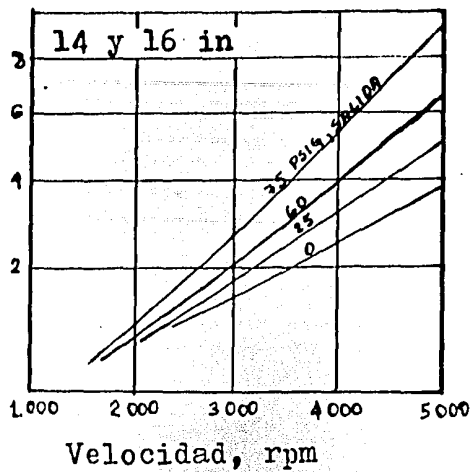


Fig. 8.8 Factor de corrección por sobrecalentamiento para turbinas de una etapa.

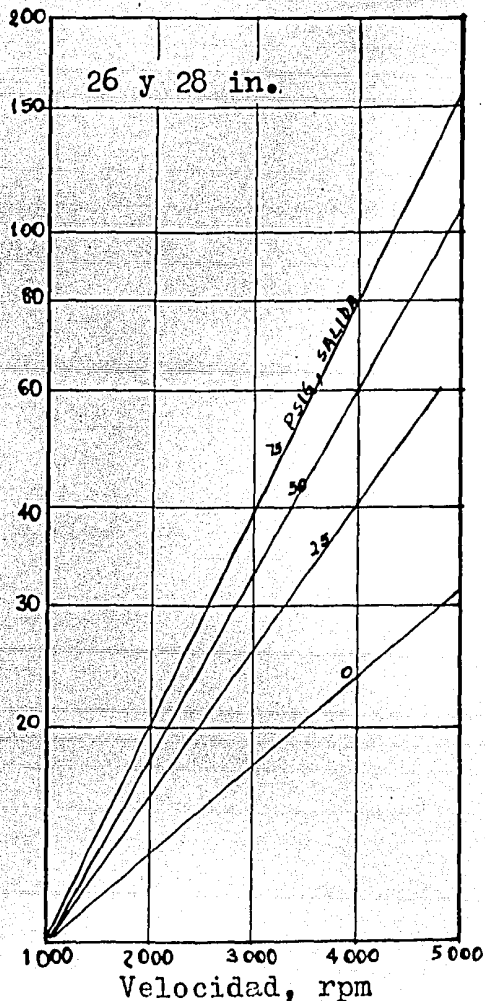
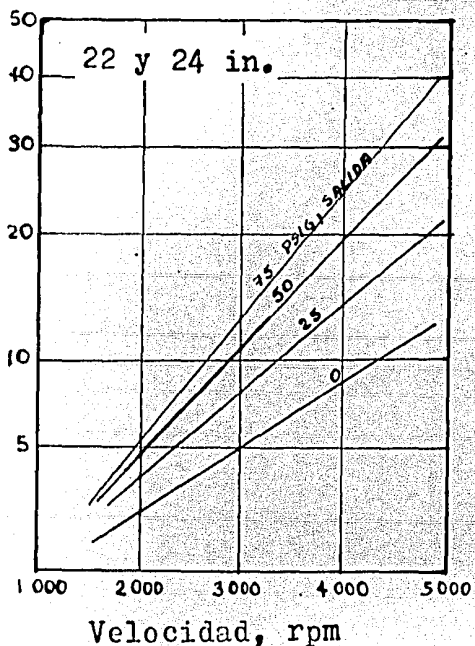
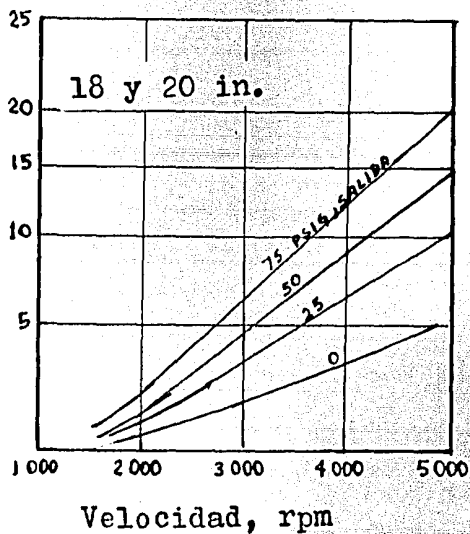


FIG. 8.9 Pérdidas por fricciones para turbinas de una etapa

4.- Encuentre la eficiencia base de la figura 8.7.

$$\eta_{\text{base}} = 43\% \text{ para rodetes de 22 in}$$

5.- Determine la corrección por sobrecalentamiento de la figura 8.8.

$$\text{Corrección} = 0.87$$

6.- Determine las pérdidas de energía por fricciones con el aire, de la figura 8.9.

$$\text{Pérdidas} = 18 \text{ para un rodete de 22 in.}$$

Calcule el consumo real de vapor

$$\text{ASR} = \frac{\text{TSR} \times 0.746}{\text{básica}} \times \text{Corrección por sobrecalentamiento.} \times \frac{\text{Carga} + \text{Pf}}{\text{Carga}}$$

$$\text{ASR} = \frac{(19,0)(0.746)}{0.43} \times 0.87 \times \frac{400 + 18}{400} = 30 \text{ lb/Hp-h}$$

7.- Encuentre el consumo de vapor a plena carga

$$\begin{aligned} \text{Consumo a plena Carga} &= \text{ASR} \times \text{Carga} \\ &= 30 \times 400 = 12\,000 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

8.- Revise los límites de entrada, salida y potencia al eje.-
La brida de entrada disponible, 3 in, en la estructura elegida 3C, -

como se ve de la figura 8.10, es capaz de manejar 35 000 lb/h de modo que es aceptable. Similarmente, la brida de salida de 8 in puede permitir satisfactoriamente el paso de 57 000 lb/h de vapor como se indica en la figura 8.11. Nuevamente resulta adecuada para este servicio. Finalmente de la figura 8.12 se aprecia que el eje de 2 in disponible estará por debajo de su límite de 500 Hp. De modo que el bastidor 3C seleccionado resulta satisfactorio.

8.3.6 Consumo de vapor para turbinas de múltiples etapas.

El consumo de vapor para turbinas de múltiples etapas es más difícil de determinar. Para estimados preliminares, se pueden usar las eficiencias de la figura 8.13, corregidas por los factores dados de la figura 8.14 a la 8.17.

Por ejemplo considere una turbina condensante de 4340 Hp operando a 10 200 rpm con vapor a 650 psig y 725°F (227°F de sobrecalentamiento) el cual sale a una presión absoluta de 4 in de Hg.

1.- Obtenga el consumo teórico de vapor de tablas o del diagrama de propiedades de vapor de agua.

$$TSR = 7.71 \text{ lb/KW-h}$$

2.- Determine las eficiencias base de la figura 8.13.

$$\eta_{\text{base}} = 71\%$$

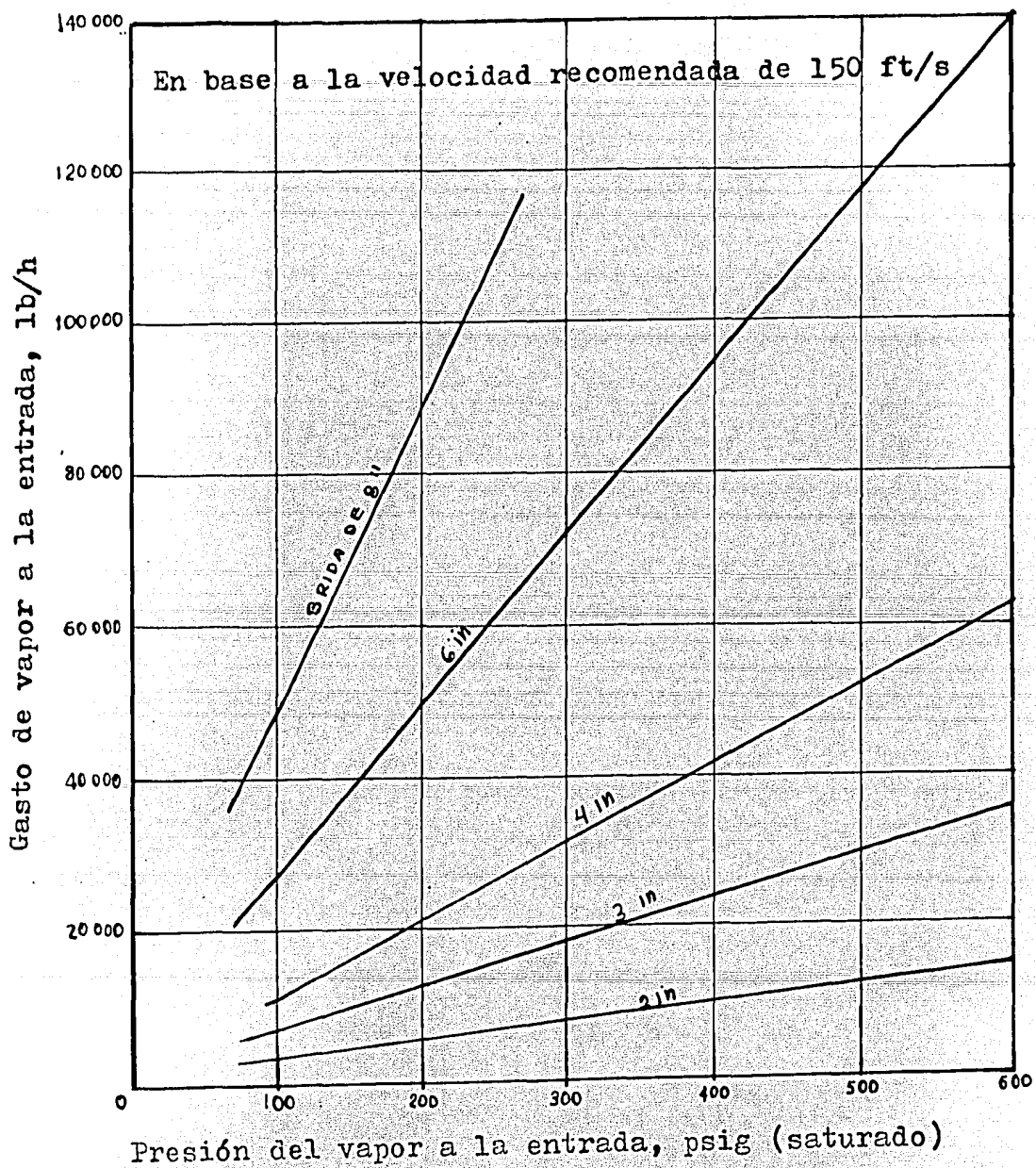


Fig. 8.10 Límites de flujo a la entrada para turbinas de una etapa.

3.- Encuentre la corrección por velocidad, a, de la figura 8.14 el factor de corrección, b, de la figura 8.15 y el factor c, de la figura 8.16 (para turbina condensante). Para turbinas no-condensantes la figura 8.17 proporciona el factor de corrección apropiado.

$$a = 0.92$$

$$b = 1.023$$

$$c = 1.02$$

4.- Calcule el consumo real de vapor

$$\begin{aligned} \text{ASR} &= \frac{\text{TSR} \times 0.746}{\eta_{\text{base}} \times a \times b \times c (\delta d)} \\ &= \frac{(7.72) (0.746)}{(0.71)(0.92)(1.023)(1.02)} \\ &= 8.45 \text{ lb/Hp-h} \end{aligned}$$

5.- Encuentre el gasto de vapor a plena carga

$$\begin{aligned} \text{Gasto a Plena Carga} &= \text{ASR} \times \text{Carga} \\ &= 8.45 \times 4340 = 36\,670 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

6.- Revise los tamaños a la entrada y a la salida, usando velocidades recomendadas de 150 ft/s para la entrada y 350 ft/s para la salida. (250 ft/s para turbinas no-condensantes)

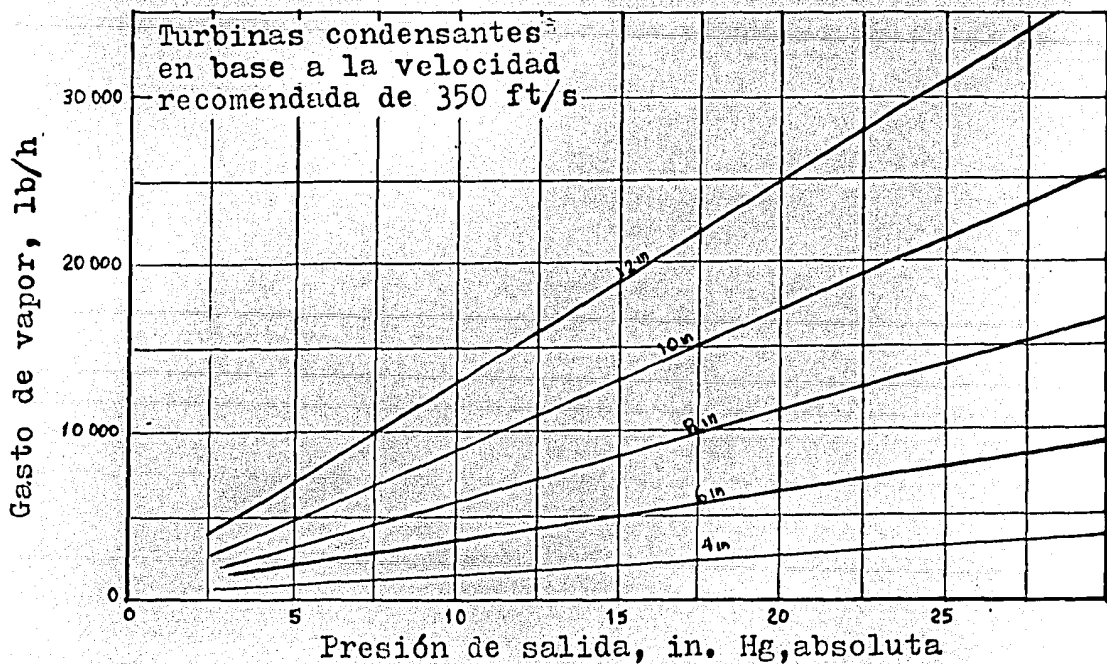
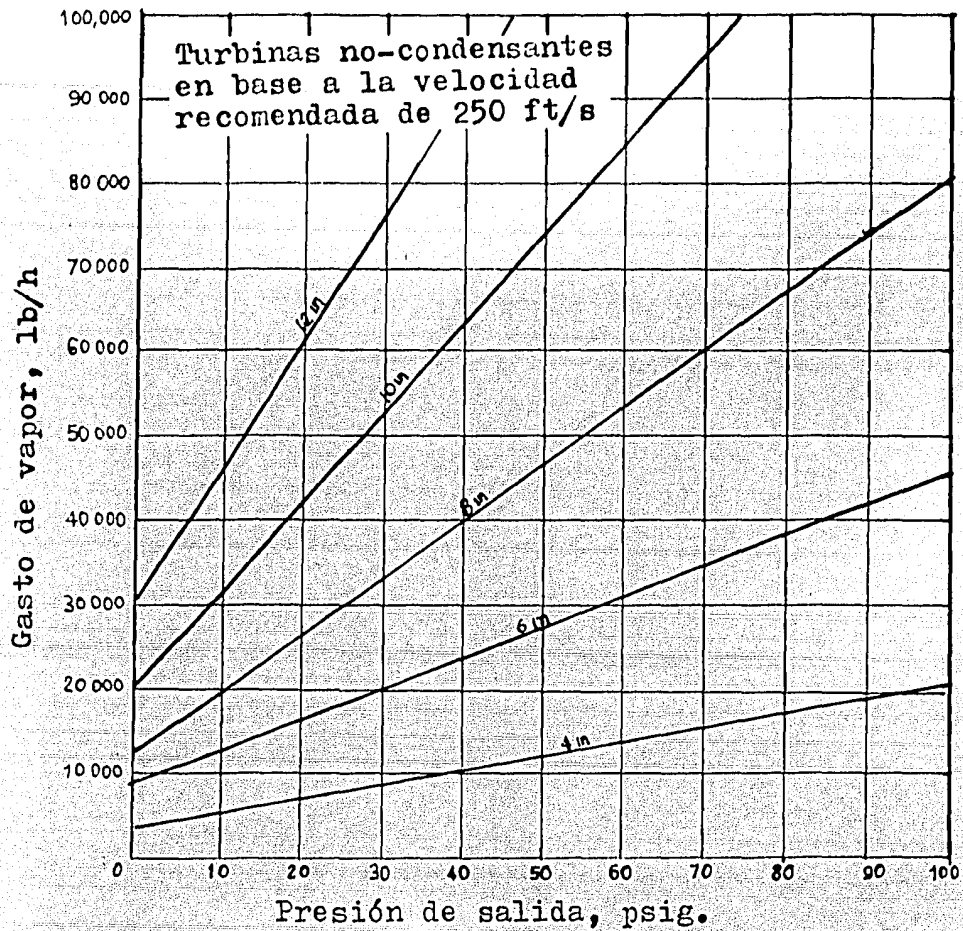


Fig. 8.11 Corrección por velocidad para turbinas de múltiples etapas.

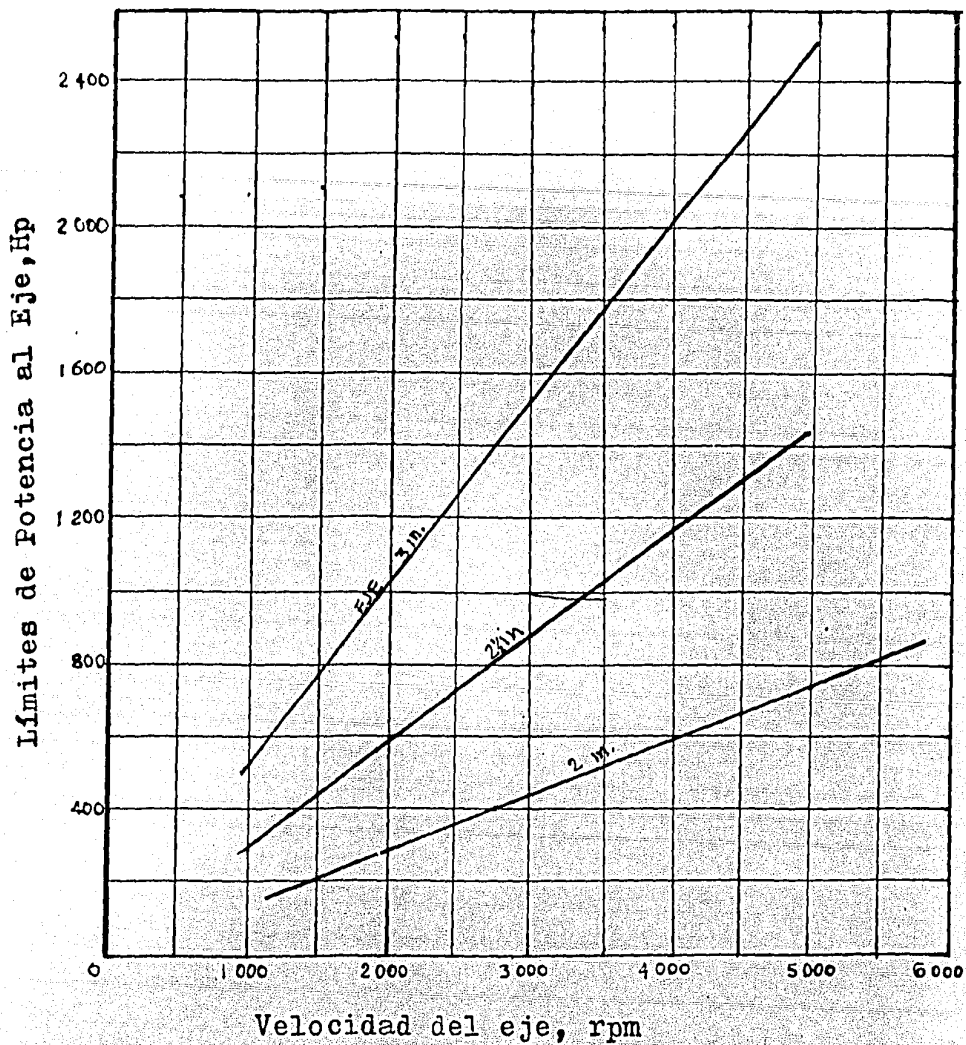


Fig. 8.12 Límites de Potencia al Eje, Hp, para turbinas de una etapa.

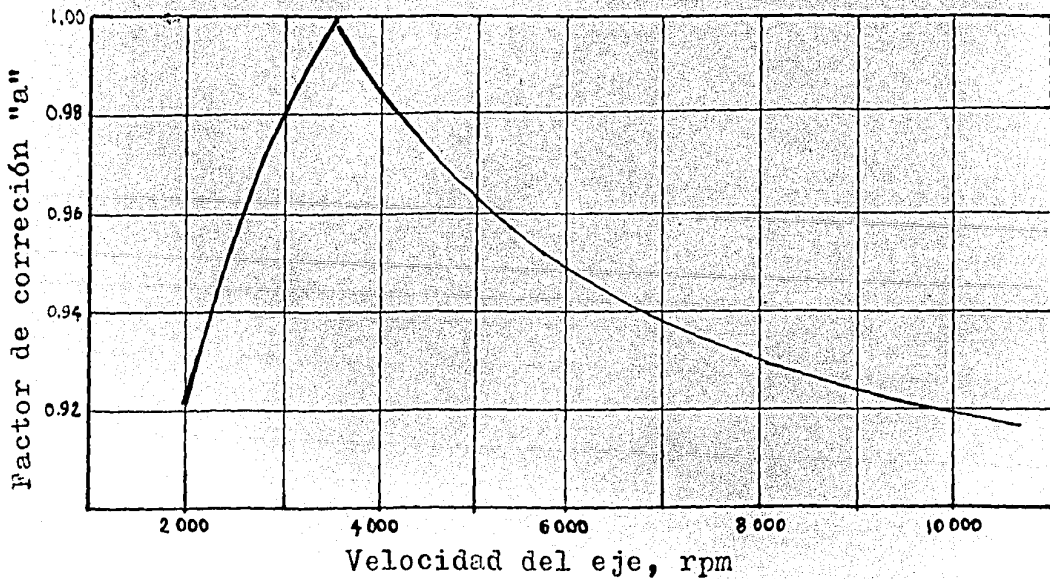
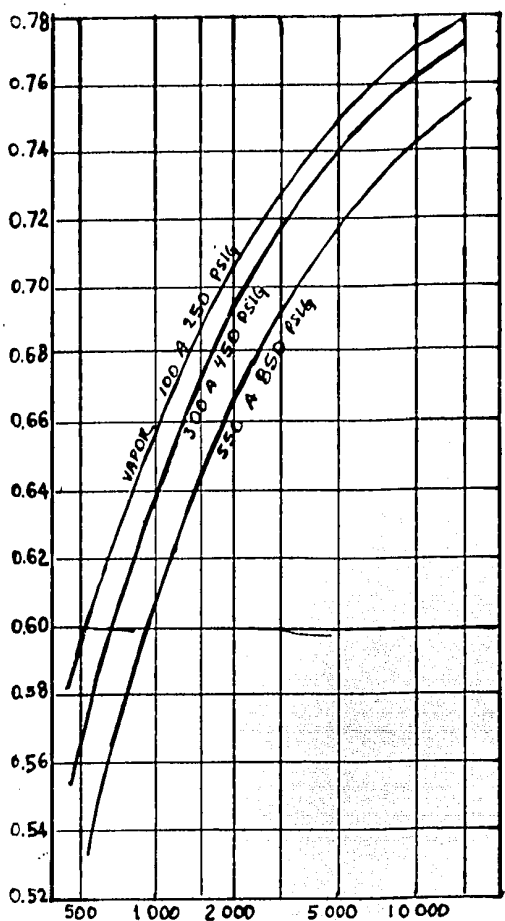


Fig. 8.14 Corrección por velocidad para turbinas de múltiples etapas

Eficiencia base aproximada



Potencia de la Turbina, Hp

Fig. 8.13 -Ef. base para Múltiples Etapas

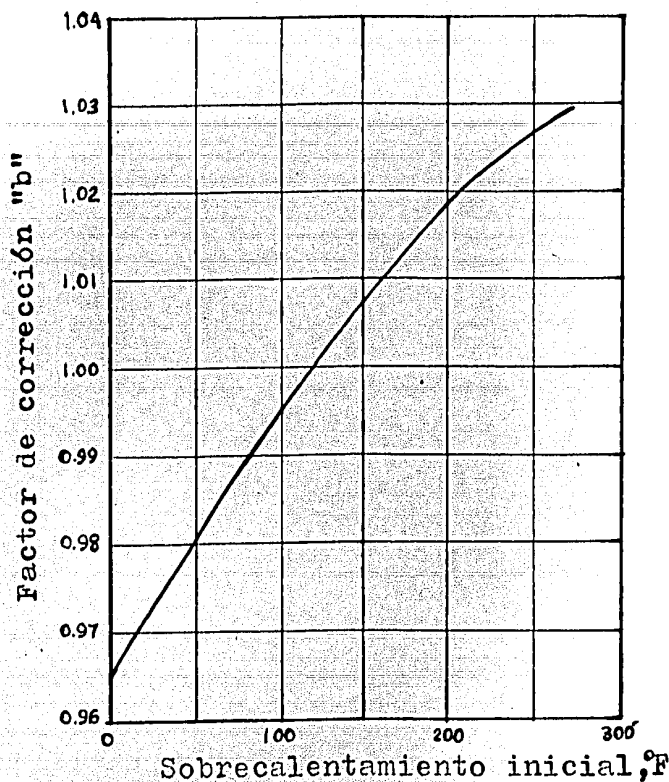
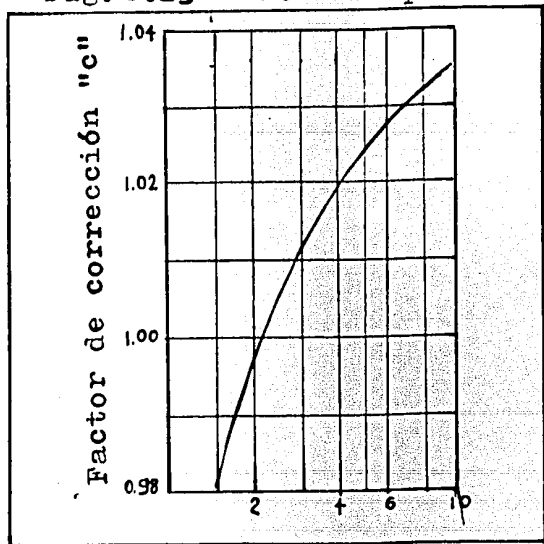


Fig. 8.15 Factor de corrección por sobrecalentamiento para Turbinas de múltiples etapas.



Presión de salida, in Hg

Fig. 8.16 Corrección por des carga para turbinas condensantes de múltiples etapas

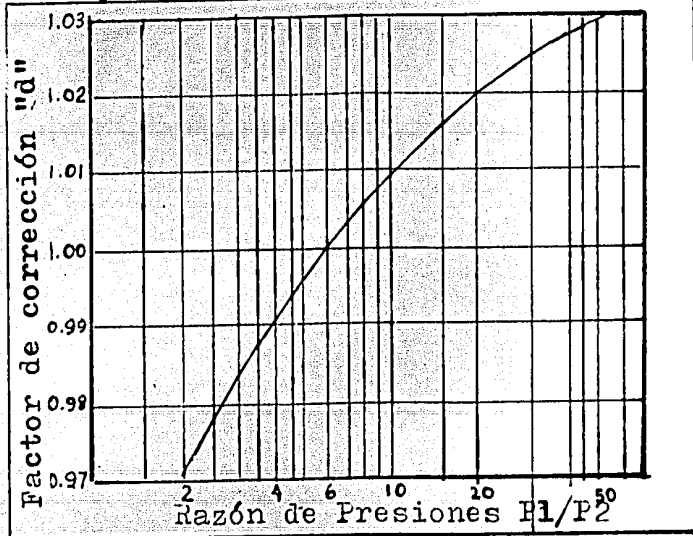


Fig. 8.17 .

Corrección por Razón de Presiones para Turbinas condensantes de múltiples etapas.

$$\text{Gasto de Vapor} = \frac{\text{Area (in}^2\text{)} \times \text{Velocidad (ft/s)}}{0.40 \times \text{Volumen Específico (ft}^3\text{/lb)}}$$

Para una entrada de 4 in

$$\text{Gasto de vapor} = \frac{(12.56) (150)}{(0.04) (0.984)} = 47\ 866 \text{ lb/h}$$

lo cual excede el gasto a plena carga por lo tanto la turbina seleccionada es aceptable.

Para una salida de 30 in.

$$\text{Gasto} = \frac{(706.5) (350)}{(0.04) (174)} = 35\ 528 \text{ lb/h}$$

Valor muy cercano al gasto a plena carga. De los cálculos anteriores se puede concluir que la turbina seleccionada inicialmente será satisfactoria.

Como una guía preliminar, seleccione turbinas de múltiples etapas si la potencia requerida es de 5000 Hp o menor, y si el gasto de vapor a la entrada pasa a través de una abertura de 8 in o menor. Si estos límites son excedidos es más apropiado utilizar turbinas de múltiples etapas con múltiples válvulas.

Los estándares industriales como el API 611 "General Purpose Steam Turbines for Refinery Use" o el API 612, "Special Purpose Steam Turbines for Refinery Use", proporcionan recomendaciones prácticas

para la aplicación de turbinas. El primero de ellos cubre aplicaciones generales, las cuales están definidas como aquellas turbinas horizontales o verticales usadas para accionar equipo que generalmente está de reserva, es relativamente pequeño, o bien, presta un servicio crítico. Se aplica cuando las condiciones del vapor no exceden 600 psig y 750°F, o velocidades que no exceden 6000 rpm. Se aplica regularmente a turbinas de una sola etapa, para accionar sopladores, con potencias por debajo de 2000 Hp y velocidades menores a 5000 rpm. El API 612 cubre turbinas con propósitos especiales, se definen como aquellas turbinas horizontales usadas para accionar equipo que por lo general no es de reserva, es relativamente grande o presta un servicio crítico. Esta categoría no está limitada por las condiciones del vapor o la velocidad de la turbina.

IX.- Uso de Estándares para compresores.

9.1 Importancia del uso de Estándares de Diseño.

Para el Ingeniero involucrado en el diseño de la planta de proceso es importante y algunas veces obligatorio, conocer y estar fami - liarizado con los códigos de diseño aplicables y su uso como fuentes - principales de material base de diseño. Generalmente dicha informa - ción está basada en años de experiencia de gente competente y responsa - ble que ejerce un cierto campo.

Entre las razones básicas para la aplicación de códigos y es - tándares, se tiene las siguientes:

- 1) Son excelentes medios de comunicación.

Los estándares y códigos de diseño proporcionan un lenguaje co - mún para el ingeniero y el constructor, el fabricante y el consumidor - y las agencias reguladoras y legislativas. Un estándar representa un - resumen concreto de información sobre las características de un deter - minado producto.

Quando se compra un equipo, en este caso un compresor, si las - especificaciones establecen que debe satisfacer ciertos estándares, se - reducen marcadamente los riesgos de ambigüedad y con ello la posibili - dad de recibir alguna pieza del equipo que no es la adecuada.

Los estándares proporcionan, en forma concisa, un indicador de - la filosofía completa, calidad y aceptación mínima. El uso de suple -



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

mentos o expansiones, permiten una clara visión de las modificaciones recientes.

2) Utiliza experiencia valiosa y la tecnología más reciente.

Los estándares tienen incorporada una gran cantidad de horas de experiencia. Muchos estándares son actualizados regularmente.

3) Conducen a la reducción de costos del equipo.

La reducción de costos resulta porque los estándares representan una demanda industrial que ha sido satisfecha por los fabricantes con el estándar, lo cual resulta más económico que los diseño especiales. Además de los costos menores, generalmente los tiempos de entrega son menores. Los estándares proporcionan un camino para aplicar la producción en serie, como consecuencia de la uniformidad de los componentes o las instalaciones.

4) Reducción de los costos de operación.

El equipo estándar tiene partes estándares con las ventajas de intercambiabilidad, disponibilidad y costos más bajos. De aquí que sean menores los costos de operación ya que solo se requiere de un pequeño inventario de partes de repuesto.

5) Mejoramiento de la seguridad y confiabilidad de operación.

Los equipos y materiales proporcionados de acuerdo con los códigos y los estándares apropiados han satisfecho ciertas pruebas de control de calidad y por ello son más confiables. Por otra parte, el usuario conoce los límites de diseño del equipo por lo cual puede utilizarlo con mayor confianza.

6) Reducen los riesgos de accidentes.

El uso de estándares de diseño y de seguridad puede ser un material importante para reducir el riesgo de accidentes causados por diseños inseguros.

Todas estas son buenas razones para utilizar el material estandarizado disponible, pero nuevamente, estos representan los requerimientos mínimos, y en muchos casos, dejan varias opciones abiertas al usuario. Así, estas opciones deben ser evaluadas a la luz de los requerimientos específicos.

9.2 Estándares industriales para compresores de gases.

Las principales asociaciones relacionadas con la fabricación y uso de compresores son las siguientes:

- 1.- Compressed Air and Gas Institute (CAGI).

Es una asociación de fabricantes de compresores de aire y compresores de gases en general. Esta asociación ha desarrollado estándares que están relacionados con el equipo y los sistemas para comprimir gases.

Las publicaciones de especial interés en el diseño son:

- a) Compressed Air and Gas Handbook.
- b) Standards for Centrifugal Air Compressors.
- c) Standards for Basic Pressure Lube Systems for Centrifugal-Air Compressors.

2.- Compressed Gas Association (CGA).

Es una organización constituida por firmas, que producen y distribuyen gases criogénicos comprimidos y por fabricantes de equipo relacionado. La asociación desarrolla y publica estándares relacionados al manejo seguro de gases licuados o comprimidos.

El trabajo de la asociación, está representado en su publicación:

- a) Handbook of Compressed Gases.

Este texto contiene amplia información sobre 49 gases ampliamente usados, en términos de sus propiedades, métodos de fabricación, usos comerciales y efectos fisiológicos. Se incluyen datos relaciona-

dos con los materiales de construcción, equipo y contenedores de gas comprimido.

3.- American Petroleum Institute (API).

Esta asociación ha promovido la estandarización de equipo y materiales relacionados con la industria química y petroquímica, donde los compresores de gases son ampliamente usados. Las principales publicaciones que se han preparado para la producción y refinación de petróleo son aplicables en muchas industrias, porque muchos estándares están pensados para propósitos generales. Las publicaciones relacionadas con el equipo de compresión son:

- a) Std 617 Compresores Centrífugos para Servicios Generales en Refinerías.
- b) Std 618 Compresores Reciprocantes para Servicios en Refinerías.
- c) Std 672 Compresores Centrífugos para Aire de Planta.
- d) Std 674 Ventiladores para Propósitos Especiales.

4.- Petróleos Mexicanos (PEMEX).

Petróleos Mexicanos ha venido elaborando normas y especificaciones las cuales son obligatorias para todos los proyectos y obras de esta Institución.

Los estándares para compresores que ha publicado son:

- a) 2.614.21 Compresores Centrifugos.
- b) 2.614.22 Compresores Reciprocantes.

Se presenta a continuación un breve resumen de estas especificaciones con el objeto de informar al lector sobre los principales aspectos a considerar dentro del diseño, construcción, materiales, lubricación, control y pruebas aplicables a los compresores de gases.

9.3 Compresores reciprocantes.

9.3.1 Alcance.

Esta norma cubre los requisitos mínimos de diseño y fabricación de compresores reciprocantes que manejen aire o gas, incluyendo sus sistemas de lubricación y de sello, controles, instrumentación y equipo auxiliar. Quedan excluidos de esta norma los compresores de aire partátiles.

9.3.2 Referencias.

Las principales normas, códigos o especificaciones a las que hace referencia esta norma son las siguientes:

API Instituto Americano del Petróleo (American Petroleum Institute).

- Std 618. Compresores Reciprocantes para Servicio General en Refinerías.
- ASME Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (American Society of Mechanical Engineers). Código de Calderas y Recipientes a Presión. Sec. VIII Div. 1 Recipientes a presión.
- ANSI Instituto Nacional Americano de Normas (American National Standards Institute).
- ASTM Sociedad Americana para Pruebas y Materiales (American Society for Testing and Materials).
- PEMEX Petróleos Mexicanos
- Normas de Seguridad
- Norma 3.132.01 Protección Anticorrosiva a Base de Recubrimientos.
- Norma 2.346.02 Motores Eléctricos.
- Norma 2.614.31 Turbinas de Vapor para Servicio Especial.
- Norma 2.614.32 Turbina de Vapor para Servicio General.

9.3.3 Generalidades.

Los aspectos más importantes que menciona esta norma en la sección de generalidades son:

- a) Cada unidad compresora deberá quedar integrada con lo siguiente: compresor, unidad motriz, reductor si es necesario, acoplamientos, guardas de protección, equipo amortiguador de pulsaciones, tu

bería de interconexión, separadores de líquidos con drenes automáticos y termómetros para cada paso.

b) El fabricante del compresor debe asumir completamente la responsabilidad de la Ingeniería de Proyecto Específico de toda la unidad (Compresor-Reductor (si es necesario)-Accionador), incluyendo análisis torsional, de vibraciones, estudio analógico de pulsaciones sobre todo el sistema y asumirá completamente la responsabilidad técnica y financiera para cualquier modificación debida a los análisis anteriormente indicados.

c) La unidad compresora deberá ser capaz de arrancar y operar a las condiciones especificadas en la hoja de datos.

9.3.4 Construcción.

En cuanto a las especificaciones más importantes tenemos:

a) Toda la unidad debe tener una tolerancia mínima por corrosión de 3.18 mm (1/8 pulg).

b) Con objeto de superar condiciones anormales de operación, tales como alta razón de compresión, supresión de uno o más servicios en máquinas de servicio múltiples, y descompensación de carga, el fabricante, en su diseño, deberá prever cualquier desviación a condiciones tales como la presión mínima de succión, la razón de compresión permitida así como otras posibles limitaciones, e incluirá en los equi

pos, dispositivos de seguridad necesarios para protegerlos a fin de -
prevenir fallas mecánicas.

c) La válvula de alivio se calibrará a una presión de 115% o -
mayor de la presión de operación.

9.3.5 Diseño.

Las especificaciones de diseño más importantes son:

a) La máxima presión de trabajo permitida en el cilindro del -
compresor deberá ser de 10 a 15% mayor que la presión a la cual se ca -
libra la válvula de alivio de la descarga del cilindro.

b) Los compresores deberán contar con equipos para amortiguar
las pulsaciones de la presión. Los amortiguadores de pulsación debe -
rán eliminar las pulsaciones inconvenientes y la vibración excesiva en
las tuberías.

c) El equipo amortiguador de pulsaciones deberá ser diseñado -
y fabricado de acuerdo con ANSI B31,3

d) Los amortiguadores de pulsación o botellas, deberán dise -
ñarse y fabricarse de acuerdo con el Código ASME, de Calderas y Reci -
pientes a Presión, Sección VIII División 1 "Recipientes a Presión".

e) Todas las tuberías y conexiones del equipo deberán estar de acuerdo con el Código ANSI B31.3: "Tuberías para Refinerías de Petróleo".

9.3.6 Materiales.

En cuanto a los materiales para la construcción de compresores debe resaltarse lo siguiente:

a) Los materiales para la fabricación de compresores deberán cumplir con las especificaciones ASTM.

b) A menos que se especifique otra cosa en la hoja de datos, el grado mínimo de calidad de los materiales fundidos a presión debe ser ASTM-A 278 para hierro fundido y ASTM-A 216 para acero.

c) El grado mínimo de calidad de los materiales forjados que vayan a trabajar bajo presión deberán cumplir con las especificaciones ASTM-A 235 ó A 237.

d) Las placas de acero para partes a presión, deberán cumplir con lo especificado en la Sección VIII del Código ASME.

9.3.7 Lubricación del bastidor del compresor.

El sistema de lubricación del bastidor (bielas, crucetas, cigüeñal y sus cojinetes), podrá ser por chapoteo o a presión. El siste

ma a presión deberá también suministrar la lubricación a las partes - del accionador cuando este sea parte integral del compresor.

a) El sistema por chapoteo se limitará sólo a compresores horizontales pequeños con una potencia de 112 KW (150 Hp) o menores, debiendo suministrar lubricación continua a todas las partes en movimiento.

b) El sistema de lubricación a presión debe incluir una bomba de aceite, con coladera a la succión, sistema de suministro y de retorno, filtro doble, enfriador de aceite cuando se requiera mantener una temperatura del aceite que no exceda 71°C (160°F) y los instrumentos necesarios.

9.3.8 Dispositivos de control.

El control de la capacidad en unidades de velocidad constante, se obtendrá por medio de una válvula descargadora en la succión, bolsas, una combinación de bolsas y descargadores o por un sistema de derivación. Según se especifique en la hoja de datos.

a) El control de capacidad en unidades de velocidad variable generalmente se obtiene por control de la velocidad, pero puede suplementarse por los métodos de control señalados en el párrafo anterior.

9.3.9 Instrumentos.

Los compresores deberán suministrarse con los interruptores de alarma y disparo siguientes, salvo se especifique otra cosa en la hoja de datos.

	ALARMA	PARO
1) Alta temperatura de descarga (para cada cilindro)	X	
2) Alta temperatura de agua de enfriamiento en el cilindro del compresor	X	
3) Vibración excesiva	X	X
4) Bajo nivel de aceite y falla del sistema de lubricación forzada	X	
5) Baja presión del sistema de lubricación del bastidor	X	X
6) Alta temperatura de aceite	X	X
7) Alta temperatura en el empaque del vástago (para presiones de operación altas)	X	
8) Flujo de lubricación deficiente a cilindros y vástago.	X	X

9.3.10 Pruebas

El compresor y las partes auxiliares del compresor deberán ser probadas hidrostáticamente de acuerdo con lo siguiente:

Partes	Presión Mínima de Prueba
Cilindro	1 1/2 veces la máxima presión - permisible de trabajo.
Camisas de enfriamiento	1 1/2 la máxima presión permisible de trabajo, pero no menor de 1 1/2 veces la presión especificada.
Recipientes a presión, filtros, enfriadores, etc.	1 1/2 veces la máxima presión - permisible de trabajo, de acuerdo con el Código ASME sección - VIII, Div. 1.

9.4 Compresores centrífugos.

9.4.1 Alcance.

Esta norma cubre el mínimo de requisitos de diseño, manufactura y adquisición de compresores centrífugos que manejen aire o gas y que desarrollen presiones mayores de 0.35 Kg/cm^2 (5 psig), incluyendo sus sistemas de lubricación, de sellos, controles y equipo auxiliar.

9.4.2 Referencias.

Las principales referencias de esta norma son las mismas que se indicaron para la norma 2.614.22 "Compresores Reciprocantes".

9.4.3 Generalidades.

a) Cada unidad compresora será entregada completa, incluyendo coples, protección de los coples, base común y/o placas de apoyo, equi

po auxiliar necesario, tubería auxiliar y todos los dispositivos necesarios para una operación eficiente y segura; así como las refacciones necesarias para pruebas, arranque y operación normal durante dos años.

9.4.4 Construcción.

a) Todas las partes en movimiento deberán contar con dispositivos para protección del personal.

Cuando se tengan atmósferas explosivas, el equipo suministrado deberá estar de acuerdo con las Normas 2.346.01 y A-VII-28 y 30 de Petróleos Mexicanos.

9.4.5 Diseño.

a) La velocidad máxima periférica para rotores soldados será de 252 m/s (825 pies/s); si la velocidad periférica es mayor, deberán usarse rodetes de acero con rodetes forjados integralmente y el fabricante deberá revisar los esfuerzos y factores de seguridad en el diseño del rotor.

b) Las carcasas de los compresores deberán tener las siguientes limitaciones en cuanto a diseño, construcción y características de operación:

1) Compresores de diseño convencional, con carcasa de corte horizontal, fabricados de acero fundido o de secciones soldadas. Se -

usarán para presiones hasta de 46 Kg/cm^2 (650 lb/pulg^2) man, a 117°C - (350°F) de temperatura máxima de descarga cuando manejen gases con peso molecular mayor de 16.

2) Compresores de diseño de barril, fabricados de acero fundido de secciones soldadas. Se usará para presiones entre 46 y 74 Kg/cm^2 (650 y 1050 lb/pulg^2) man.

3) Para presiones mayores de 74 Kg/cm^2 , se usarán compresores de diseño de barril fabricados de acero forjado.

4) Cuando la presión parcial de hidrógeno o helio en el gas manejado exceda de 18 Kg/cm^2 (250 lb/pulg^2) man., se deberá usar un compresor con diseño de barril.

c) El espesor de la carcasa deberá ser el adecuado para soportar las presiones especificadas y de prueba, debiendo adicionarse 3.18 mm ($1/8''$) como tolerancia mínima por corrosión. Esta tolerancia se modificará de acuerdo al gas manejado.

9.4.6 Materiales.

Todos los materiales deberán de estar de acuerdo con las especificaciones ASTM o equivalentes.

9.4.7 Control, instrumentos y dispositivos de protección.

Los dispositivos de protección mínima, suministrados para cada unidad compresora, será como sigue:

	Alarma	Paro
Baja presión de aceite lubricante	X	X
Alta temperatura a la salida de los enfriadores	X	
Bajo nivel de aceite en recipientes	X	
Baja presión diferencial del aceite de sellos.	X	X
Alta presión diferencial en el filtro.	X	
Alta temperatura en las chumaceras del compresor, unidades de engranes y chumacera de empuje de la máquina motriz.	X	
Alta vibración del compresor a máquina motriz.	X	X

9.4.8 Pruebas.

El fabricante deberá entregar certificados de las siguientes pruebas:

- a) Hidrostática
- b) Velocidades críticas
- c) Análisis torsionales y vibracionales
- d) Temperatura de chumaceras
- e) Dinámica

- f) Fugas
- g) Curvas de comportamiento de las bombas de lubricación/se -
llo.
- h) Balanceo Dinámico de coples y rotores.
- i) Curva de operación del compresor.

HOJA DE DATOS DE COMPRESORES
RECIPROCANTES

PROYECTO N° _____
 N° DE REG. / O.C. _____
 N° DE EQUIPO _____
 PREP. POR _____ FECHA _____
 REV. POR _____ FECHA _____
 HOJA 2 DE 3

DATOS DE LOS CILINDROS		PESOS Y DIMENSIONES DEL COMP	
PARTIDA N° / SERVICIO	_____	COMP. ACCIONADOR	_____ kg
N° DE PASOS	_____	MAXIMO DE MANTENIMIENTO	_____ kg
N° DE CILINDROS POR PASO	_____	ESPACIO NECESARIO	_____
TIPO DE CILINDRO	_____	Long _____ m Ancho _____ m Alt _____ m	
SIMPLE / DOBLE EFECTO	_____	RED PARA MANTENIMIENTO	_____ m
CAMISA DEL CILINDRO SI/NO	_____	SELLO DE COMPRESOR	
CAMISA DEL CILINDRO HUMEDO/SECO	_____	<input type="checkbox"/> NO LUBRICADO	<input type="checkbox"/> TEFLON <input type="checkbox"/> CARBON
DIAMETRO EXT DE LA CAMISA (mm)	_____	<input type="checkbox"/> ENFRIADO CON AGUA	
DIAMETRO INT DEL CILINDRO (mm)	_____	<input type="checkbox"/> VENTEO A _____	
LONG DE LA CARRERA (mm)	_____	<input type="checkbox"/> CON LUBRICACION FORZADA	
DIAMETRO DEL VASTAGO (mm)	_____	PIEZAS DE DISTANCIA	
DESPLAZAMIENTO DEL EMB (mm)	_____	N° COMPARTIMIENTOS	_____
CLARO (%)	_____	<input type="checkbox"/> EXTRA LARGO	
RENDIMIENTO VOLUMETRICO (%)	_____	<input type="checkbox"/> ESTANDAR	
VEL MOD DEL GAS EN LAS VALV (m/min)	_____	<input type="checkbox"/> EXTRA LARGO CON COMPARTIMIENTO SENCILLO	
N° DE VALVULAS DE ENTRADA - SALIDA	_____	<input type="checkbox"/> DOBLE COMPARTIMIENTO	
TIPO DE VALVULAS	_____	<input type="checkbox"/> CUBIERTO <input type="checkbox"/> ABIERTO	
AREA DE LEVANTE DE LAS VALVULAS (cm²)	_____	LUBRICACION	
VEL MAX PERMITIDA DEL EMBOLO (m/min)	_____	<input type="checkbox"/> BALCIPADURA DE COJINETES DE MUÑO	
VEL NOMIAL DEL EMBOLO (m/min)	_____	<input type="checkbox"/> BALCIPADURA DE COJINETES DE BIELAS	
CARGA MAX PERMISIBLE DEL VASTAGO TENSION	_____	<input type="checkbox"/> LUBRICACION A PRESION INCLUYENDO	
CARGA MAX PERMISIBLE DEL VASTAGO COMP	_____	<input type="checkbox"/> BOMBA DE ACEITE ACCIONADA POR LA FLECHA DEL COMPRESOR	
PRESION MAX PERMISIBLE DEL CIL 1g/cm² max	_____	<input type="checkbox"/> BOMBA DE ACEITE ACCIONADA POR MOTOR ELECTRICO	
TEMP MAX PERMISIBLE DEL CIL °C	_____	<input type="checkbox"/> BOMBA MANUAL PARA EL ARRANQUE	
VOL DEL AMORTIGUADOR DE SUC (m³)	_____	<input type="checkbox"/> BOMBA ACCIONADA POR MOTOR ELECTRICO PARA EL ARRANQUE	
VOL DEL AMORTIGUADOR DE DESC. (m³)	_____	<input type="checkbox"/> CALENTADOR ELECTRICO CON TERMOSTATO, DE _____ W	
VALV DE ALIVIO RECOMENDABLE 1g/cm² max	_____	CAPACIDAD DE ACEITE DEL SISTEMA _____ LN	
BRIDA DE SUCCION	_____	TIPO DE ACEITE _____	
DIAMETRO - CLASIFICACION - TIPO DE CARA	_____	GRADO _____	
BRIDA DE DESCARGA	_____	CILINDROS	
DIAMETRO - CLASIFICACION - TIPO DE CARA	_____	EL LUBRICADOR SERA ACCIONADO POR	
PERDIDA DE PRESION ENTRE PASOS 1g/cm² max	_____	<input type="checkbox"/> FLECHA DEL COMPRESOR	
MATERIALES DEL COMPRESOR		<input type="checkbox"/> MOTOR ELECTRICO	
BASTIDOR	_____	CAPACIDAD DEL LUBRICADOR _____ LN	
CILINDROS	_____	N° DE LUBRICADORES _____	
CAMISAS DE LOS CILINDROS	_____		
EMBOLOS	_____		
ANILLOS DE LOS EMBOS	_____		
VASTAGOS	_____		
ASIENTO DE LA VALVULA	_____		
DISCOS DE LAS VALVULAS	_____		
REORTES DE LAS VALVULAS	_____		
GUARDA DE LA VALVULA	_____		

HOJA DE DATOS DE COMPRESORES RECIPROCANTES

PROYECTO N° _____
 N° DE REQ./OC _____
 N° DE EQUIPO _____
 PREP POR _____ FECHA _____
 REV POR _____ FECHA _____
 HOJA 3 DE 3

INFORMACION DEL LUGAR DE INSTALACION	ACOPLAMIENTOS
ALTITUD _____ msnm PRESION BAROMETRICA _____ kg/cm ² abs TEMP DE DISEÑO °C _____ VERANO _____ INVIERNO _____ TEMP DE BULBO HUMEDO °C _____ AGUA DE ENFRIAMIENTO PRESION DE SUMINISTRO _____ kg/cm ² abs RETORNO _____ kg/cm ² abs TEMPERATURA DE SUMINISTRO _____ °C RETORNO _____ °C ENERGIA ELECTRICA DISPONIBLE _____ kW Y MAYORES _____ VOLTIOS _____ FASES _____ HERTZ _____ kW Y MENORES _____ VOLTIOS _____ FASES _____ HERTZ MOTORES ELECTRICOS <input type="checkbox"/> APO A PRUEBA DE GOTEO <input type="checkbox"/> PI-I PROTECCION CONTRA INTemperIE NEMA TIPO I <input type="checkbox"/> PI-II PROTECCION CONTRA INTemperIE NEMA TIPO II <input type="checkbox"/> TC-EAA TOTALMENTE CERRADO, ENFRIADO CON AGUA Y AIRE <input type="checkbox"/> TC-POI-EA TOTALMENTE CERRADO, PRESURIZADO CON GAS INERTE, ENFRIADO CON AGUA <input type="checkbox"/> TCCV TOTALMENTE CERRADO CON VENTILACION PROPIA <input type="checkbox"/> APE A PRUEBA DE EXPLOSION TIPO DE AISLAMIENTO _____ CLASE _____ EL EQUIPO SERA CAPAZ PARA TRABAJAR EN: <input type="checkbox"/> SERV CONTINUO <input type="checkbox"/> SERV INTERMITENTE <input type="checkbox"/> SERV EMERGENCIA <input type="checkbox"/> CUBIERTO <input type="checkbox"/> CON AIRE ACOND. <input type="checkbox"/> BAJO TECHO <input type="checkbox"/> MEZANINE <input type="checkbox"/> INTemperIE <input type="checkbox"/> SIN AIRE ACOND. <input type="checkbox"/> DESNIVEL <input type="checkbox"/> PLANTA BAJA <input type="checkbox"/> INVERNIZADO <input type="checkbox"/> TROPICALIZADO <input type="checkbox"/> COND. ESPECIALES VAPOR SUMINISTRADO PRESION kg/cm ² abs _____ MAX _____ HOR _____ MIN TEMPERATURA °C _____ MAX _____ HOR _____ MIN VAPOR DE RESIDA PRESION kg/cm ² abs _____ MAX _____ HOR _____ MIN TEMPERATURA °C _____ MAX _____ HOR _____ MIN GAS COMBUSTIBLE PRESION _____ kg/cm ² abs TEMPERATURA _____ °C POTENCIA CALORIFICA DEL COMBUSTIBLE kcal/kg _____ INF _____ SUP CANTIDAD N ₂ _____ GRAMOS POR 1 B317 m ³ COMBUSTIBLE PARA EL APARQUE, VER ANALISIS DEL GAS EN LA HOJA DE DATOS	COPLA DE BAJA VELOCIDAD FAB _____ MOD _____ TIPO DE LUB _____ COPLA DE ALTA VELOCIDAD FAB _____ MOD _____ TIPO DE LUB _____ FILTROS FILTRO DE ENTRADA DE AIRE FAB _____ MOD _____ TIPO _____ FILTROS DE ACEITE FAB _____ MOD _____ CAP DE RETENCION _____ MICRAS CONSUMOS DEL EQUIPO EQUIPO ELECTRICO AMP CON AMP A ROTOR PLENA kW BILQUEADO CARGA MOTOR PRIM. _____ BOMBA AC PPMc _____ BOMBA AC AIR _____ LUBRICADOR MEC _____ ACEITE LUB. _____ lit / 800 MAR VAPOR _____ TURBINA _____ kg/hr GAS COMBUSTIBLE VEL NOM % 100 75 50 kcal/hr TOTAL _____ kcal/hr TOTAL _____ AGUA DE ENFRIAMIENTO CL. COM. EMP DE EMP DE PRECOR GAS ACEITE TIPO DE AGUA _____ CONSUMO LT/hr _____ TEMP ENT °C _____ TEMP SAL °C _____ CAIDA PRESION kg/cm ² _____
PRUEBAS	ALARMAS Y PAROS
<input type="checkbox"/> PRUEBAS ESTANDAR DEL FABRICANTE <input type="checkbox"/> COMPROBACION DE AJUSTES Y CLAVOS <input type="checkbox"/> PRUEBA MECANICA DE ROTACION CON SU ACCIONADOR <input type="checkbox"/> PRUEBA DE FUGAS CON GAS EN LOS CILINDROS <input type="checkbox"/> PRUEBA HIDROSTATICA <input type="checkbox"/> INSPECCION DE ARMADO Y DESARMADO <input type="checkbox"/> PRUEBA PNEUMATICA <input type="checkbox"/> PRUEBA DE FUGAS CON HELIO	EL FABRICANTE SUMINISTRARA LO SIGUIENTE ALARMA PARO BAJA PRESION DE ACEITE <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> LUBRICANTE CABEZAL OVAL <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> BAJO NIVEL DE ACEITE <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> ALTA TEMP. DE AGUA EN LA CARCASA DEL COMP <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> ALTA TEMP. GAS A LA DESC <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> VIBRACION ALTA <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> ALTA TEMP. DE ACEITE <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> ALTA TEMP. EN EL SELLO <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> PAROS A CONTROL REMOTO <input type="checkbox"/> ELECTRONICO <input type="checkbox"/> PNEUMATICO <input type="checkbox"/> HIDRAULICO LOS CONTACTOS DE ALARMA DEBERAN <input type="checkbox"/> ABRIR <input type="checkbox"/> CERRAR ENERGIA ELECTRICA PARA CONTROL _____ VOLTIOS _____ FASES _____ HERTZ <input type="checkbox"/> A PRUEBA DE EXPLOSION <input type="checkbox"/> A PRUEBA DE INTemperIE

HOJA DE DATOS DE COMPRESORES RECIPROCANTES

PROYECTO N° _____
 N° DE REQ./O.C. _____
 N° DE EQUIPO _____
 PREP POR _____ FECHA _____
 REV POR _____ FECHA _____
 HOJA 1 DE 5

APLICABLE PARA: COTIZACION COMPRA PARA CONSTRUCCION FECHA _____
 CLIENTE: _____ UNIDAD: _____
 PLANTA: _____ LUGAR DE INSTALACION: _____
 SERVICIO: _____ CANT. REQ _____ MODELO: _____
 FABRICANTE: _____ N° DE SERIE: _____
 ACCIONADOR: _____ kW _____ rpm SUMINISTRADO POR: FAB. COMP OTRO

CONDICIONES DE OPERACION				NORMAS	
	MINIMA	NORMAL	MAXIMA		
GAS MANEJADO	_____	_____	_____	ESPECIFICACIONES APLICABLES	
HUMEDAD RELATIVA	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> API 611	
PESO MOLECULAR	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> API 612	
PRESION DE SUCCION kg/cm ² abs	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> API 613	
PRESION DE DESCARGA kg/cm ² abs	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> API 614	
TEMP DE SUCCION °C	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> 2.614.22 PEMBER	
TEMP DE DESCARGA °C	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> 2.614.23 PEMBER	
K A LA SUCCION	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> 2.34602 PEMBER	
K A LA DESCARGA	_____	_____	_____	EQUIPO AUXILIAR	
L A LA SUCCION	_____	_____	_____	EL FABRICANTE DEBE SUMINISTRAR	
L A LA DESCARGA	_____	_____	_____	EL EQUIPO QUE SE MARQUE CON X	
CAPACIDAD kg/d	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> AMORTIGUADORES DE PULSACIONES	
CAPACIDAD mmHg	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> TUBERIA ENTRE PASOS	
CAPACIDAD mm A LA ENTRADA	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> INTER-ENFRIADORES	
POTENCIA AL FRENO/PASO kW	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> POST-ENFRIADORES	
POTENCIA AL FRENO TOTAL kW	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> SEPARADOR HUMEDAD Y POLVO CON TRAMPAS DE CONDENSADO	
VELOCIDAD rpm	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> CABEZAL DE AGUA DE ENFRIAMIENTO DE ENTRADA Y BALIDA	
CONTROL DE CAPACIDAD PARA PERMITIR OPERAR A COND:				<input type="checkbox"/> BASE COMUN <input type="checkbox"/> BASES SEPARADAS	
mm A LA ENTRADA	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> TABLERO DE INSTRUMENTOS	
BOLSA/VALVULAS ABIERTAS	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> VOLANTE <input type="checkbox"/> GUARDAS DE PROTECCION	
PRESION DE SUCCION kg/cm ² abs	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> INDICADORES DE FLUJO	
PRESION DE DESCARGA kg/cm ² abs	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> TUBERIA DE INTERCONEXION DE SERVICIOS AUXILIARES	
TEMP DE SUCCION °C	_____	_____	_____	<input type="checkbox"/> HERRAMIENTA INSTALACION Y MANT.	
POTENCIA AL FRENO/PASO kW	_____	_____	_____		
POTENCIA AL FRENO TOTAL kW	_____	_____	_____		

2 PASOS: 100,0 POR CIENTO
 4 PASOS: 100,75,50,0 POR CIENTO
 8 PASOS: 100,75,50,25,0 POR CIENTO

OBSERVACIONES:

EL CONTROL DE CAPACIDAD SE EFECTUARA POR:

VEL VARIABLE AL _____% NOM BOLSA

DERIVACION (S₂-Paso)

CONTROL MIT ESTANDAR FAB FIJAS VARIABLES

ARRANQUE Y PARO 2 PASOS MANUALES AUTOMATICAS

3 PASOS 5 PASOS VALV DESCARGADORA A LA SUC.

PILOTEADO POR RECIPENTE A PRESION MANUAL AUTOMATICA

PILOTEADO POR INST. DE P₂ P₁ con señal de aire _____ kg/cm² abs

X.- Problemas en la Operación de Compresores.

10.1 Problemas en la operación de compresores.

Las fluctuaciones de las condiciones del gas en la succión del compresor afectan el funcionamiento de los compresores centrífugos. - Por ejemplo, un compresor que recibe aire a condiciones atmosféricas - desarrollará mayores presiones de descarga en días fríos que en días - cálidos, para una velocidad fija del impulsor y un gasto dado. La potencia requerida también será mayor.

Los cambios en las condiciones atmosféricas tal como la humedad relativa y la presión barométrica afectarán su funcionamiento, si bien estos factores generalmente son menos significativos que los cambios en la temperatura de succión.

Podemos analizar estos y otros cambios que pueden esperarse durante la operación del equipo a partir de sus curvas características.

Los fabricantes de compresores centrífugos frecuentemente proporcionan curvas que definen el comportamiento del compresor. Estas curvas son de distintos tipos, algunos de los cuales son:

- 1) Trabajo de compresión (Politrópico o Isoentrópico) contra-gasto.
- 2) Presión de descarga y potencia contra gasto.

Los datos para elaborar la curva característica que el fabricante utiliza son las condiciones nominales indicadas en la placa del-



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

fabricante, esto, es la temperatura de succión, el peso molecular, la razón de calores específicos, C_p/C_v y el factor de compresibilidad a las condiciones de succión, principalmente. El fabricante no proporciona curvas características para otras condiciones diferentes a las nominales a menos que estas sean requeridas específicamente por el comprador.

Se presentan aquí procedimientos para modificar la curva característica de un compresor de aire centrífugo de una etapa, sin embargo, estos procedimientos son válidos para cualquier gas y para compresores centrífugos de múltiples etapas, con alguna reducción en su exactitud.

Características del compresor de una etapa.

Las siguientes ecuaciones servirán para ilustrar el procedimiento para considerar las variaciones en las condiciones de succión.

$$(H_{isoe})_s = \mu u^2 / g_c \quad (10.1)$$

donde $u = N \pi d / 720$

$$Q = w v = w (Z_1 R T_1 / 144 p_1) \quad (10.2)$$

$$(HP) = (H_{isoe})_s w / 33000 \eta_{isoe} + L_n \quad (10.3)$$

La ecuación 10.1 muestra que la cabeza producida por un impulsor es solo función de su velocidad, u , y del coeficiente μ , que a su vez es función del gasto a la succión. Por lo tanto, la cabeza producida por un impulsor a una velocidad fija y a un volumen de entrada fijo es constante. Esta afirmación forma la base sobre la cual se derivan los procedimientos.

Si comparamos las ecuaciones 10.2 y 10.3 para un gasto fijo, encontramos que las variaciones en las condiciones de entrada afectarán los requerimientos de potencia. Un aumento en la temperatura de succión disminuirá los requerimientos de potencia y un aumento en la presión de succión aumentará la potencia requerida. Estos efectos en la potencia provienen de los cambios en la densidad de entrada y, de aquí, en el flujo en masa.

La figura 10.1 es una curva característica típica para un compresor centrífugo de una etapa a las condiciones nominales de succión y con la descarga expresada como cabeza isoentrópica. La figura 10.2 es una curva similar con la descarga del compresor expresada como presión. Los fabricantes del compresor proporcionan estas curvas para definir el funcionamiento de sus máquinas. La tubería de succión y de descarga, los filtros a la entrada y las válvulas a la succión y a la descarga normalmente no son consideradas cuando se establecen tales curvas. De aquí que debemos tomar en cuenta la caída de presión debido a los accesorios externos cuando se usan estas curvas.

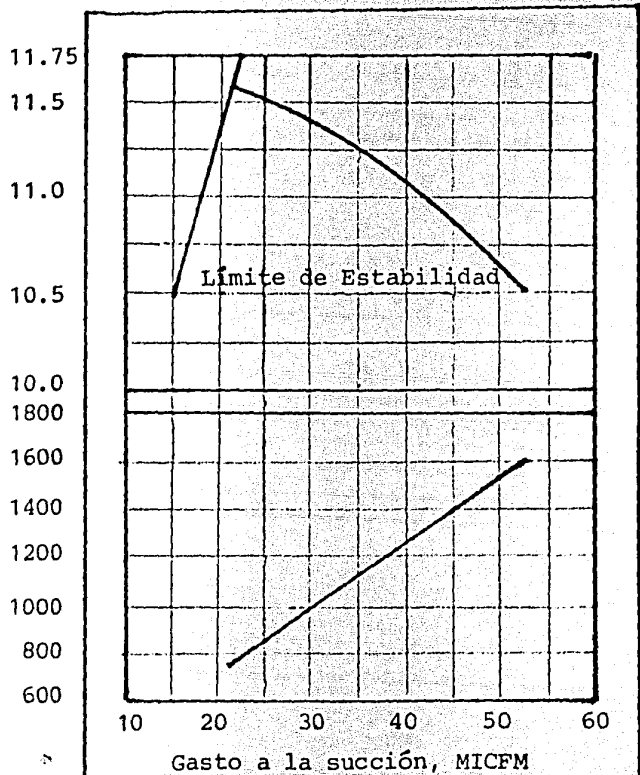


FIGURA 10.1 Curva característica para el trabajo. Compresor Centrífugo de una etapa.

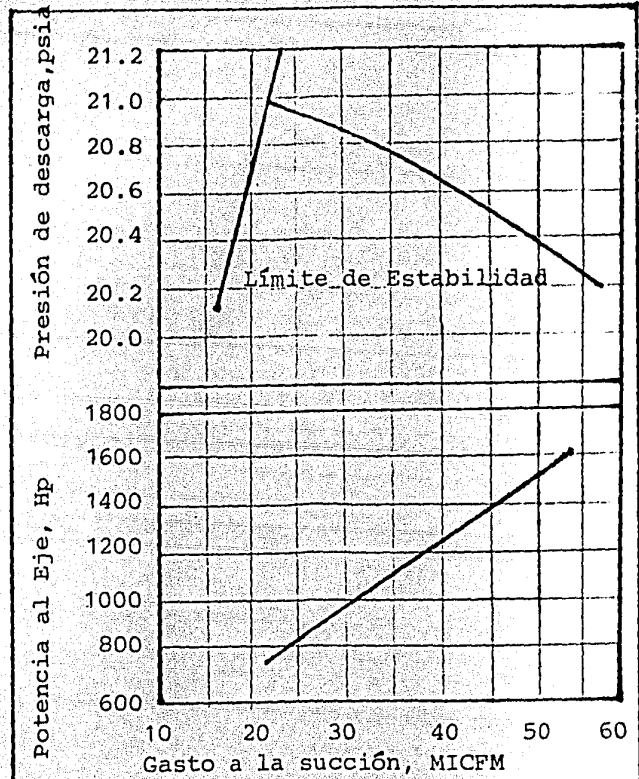


FIGURA 10.2. Curva característica para presión de descarga. Compresor centrífugo de una etapa

CONDICIONES NORMALES

Gas : aire
 Gasto, Q : 42 200 ICFM
 Presión barométrica: 14.7 psia
 Presión de succión, p_1 : 14.5 psia
 Temperatura de succión, t_1 = 90°F

Humedad relativa : 50%
 Razón de calores específicos, k : 1.4
 Factor de compresibilidad, Z_1 : 1.0
 Velocidad del impulsor, N : 4350 rpm
 Presión de descarga, p_2 : 20.6 psia.

10.1.1 Presión a la succión.

Consideremos los efectos en las variaciones en la presión del gas a la succión del compresor. Para nuestra discusión, considere que el compresor aspira aire a presión atmosférica a través de un filtro, como se muestra en la figura 10.3. La presión nominal de succión es 14.5 psia. Cuando el filtro se encuentra sucio, la presión de entrada cae a 14.2 psia. ¿Cuál es el efecto sobre la presión de descarga y la potencia? Considere que se está operando en el valor nominal del gas to a la entrada del compresor.

La presión de descarga está relacionada con el trabajo isentrópico por:

$$H_{\text{isoe}} = Z_1 RT_1 \frac{k}{k-1} \left[R_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (10.4)$$

Para un gasto a la succión fijo y una velocidad rotacional dada, el trabajo que la máquina realiza es constante. Como no hay cambios en otras condiciones de entrada la razón de compresión no varía, por lo tanto:

$$R_c = (R_c)_n = 20.6/14.5 = 1.42$$
$$P_2 = P_1 (R_c)_n = 14.2 (1.42) = 20.2 \text{ psia} \quad (10.5)$$

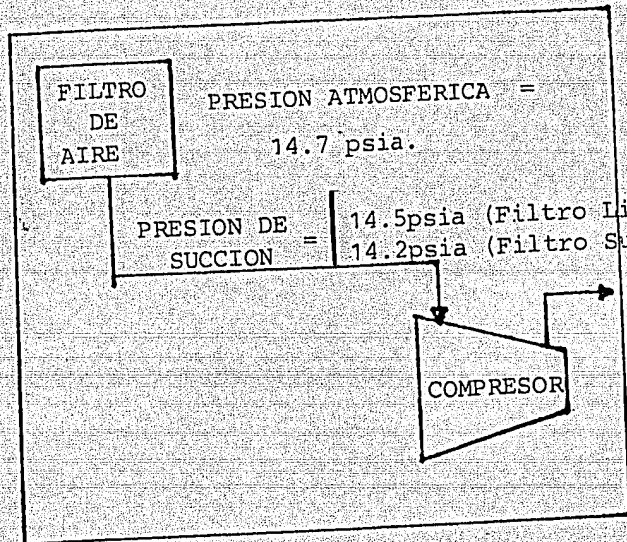


FIGURA 10.3 El filtro sucio disminuye la presión de succión

Rearreglando la ecuación 10.2, obtenemos:

$$w = 144 Q_{p_1} / Z_1 RT_1 \quad (10.6)$$

Comparando las ecuaciones 10.5 y 10.6 encontramos que la potencia es -
proporcional al flujo en masa o a la presión de succión, o bien

$$HP = \left(\frac{P_1}{(P_1)_n} \right) (HP)_n \quad (10.7)$$

La ecuación 10.7 no es estrictamente válida, porque la potencia está compuesta de la potencia para comprimir el gas y por la energía disipada por pérdidas de tipo mecánico. Las pérdidas mecánicas son aproximadamente constantes para una velocidad fija pero son generalmente una parte pequeña de la potencia total. Por lo tanto, ignorando las pérdidas mecánicas generalmente obtenemos una aproximación útil en nuestros procedimientos.

La curva característica, figura 10.1 indica que los requerimientos de potencia para las condiciones indicadas es de 1315 Hp. Sustituyendo en la ecuación 10.7 encontramos:

$$(HP) = (14.2/14.5) (1315) = 1290 \text{ HP}$$

En este ejemplo hemos ignorado los efectos de la resistencia del sistema corriente abajo de la brida de descarga del compresor. Para muchas aplicaciones la resistencia del sistema es pequeña comparada a los requerimientos de presión total del compresor y por lo tanto

tendrá un efecto mínimo en el análisis. En otros casos, sin embargo, los efectos de la resistencia del sistema son grandes y ello definirá realmente la operación del compresor.

Podemos ver la resistencia del sistema como la suma de las pérdidas de energía en el sistema y en la tubería y las caídas de presión en los servicios. Cuando el gasto a través del sistema aumenta las pérdidas de fricciones aumentan y se requiere de una presión mayor a la descarga del compresor para poder vencerlas.

La figura 10.4 muestra una línea típica de resistencia del sistema sobrepuesta sobre dos curvas características del compresor. La curva continua representa las condiciones nominales de succión. La curva discontinua muestra los efectos de una reducción en la presión de succión únicamente. El punto A sobre la curva continua es el punto de operación en las condiciones nominales de succión.

En este ejemplo, se ha considerado constante el gasto de entrada, por lo tanto se ha calculado la presión de descarga en el punto C. La potencia requerida calculada como 1290 Hp fué para la operación en el punto C. Si el compresor en este ejemplo opera con resistencia del sistema se buscaría su nueva curva característica (la línea punteada en la figura 10.4) hasta que intersecte con los requerimientos del sistema. El resultado sería la operación en el punto B. Por lo tanto, el gasto a la entrada sería algo menor que el nominal y la presión de descarga sería ligeramente mayor que la calculada. Refiriéndonos a la curva de potencia de la figura 10.1 ó 10.2 veríamos que los requerimientos de potencia serían menores de los calculados.

10.1.2 Temperatura de succión.

Consideremos que la temperatura de entrada desciende hasta -40°F mientras que las otras variables permanecen en las condiciones nominales. ¿Cuál es el efecto sobre la presión de descarga y la potencia para el compresor definido por la figura 10.1 suponiendo que el gasto de entrada es el nominal?

Rearreglando la ecuación 10.4, obtenemos:

$$R_c \frac{\frac{k-1}{k} - 1}{-1} = \frac{H_{\text{isoe}}(k-1)}{Z_1 R T_1 k} \quad (10.8)$$

La ecuación 10.8 indica que un cambio en la temperatura de succión, T_1 , afecta inversamente la razón de compresión. Para un cambio únicamente en la temperatura de succión podemos llegar a:

$$(R_c)_n \frac{\frac{k-1}{k} - 1}{-1} = C_1 / (T_1)_n$$

donde

$$C_1 = H_{\text{isoe}}(k-1) / Z_1 R k$$

$$R_c \frac{\frac{k-1}{k} - 1}{-1} = C_1 / T_1$$

$$\left(\frac{R_c \frac{\frac{k-1}{k} - 1}{-1}}{(R_c)_n \frac{\frac{k-1}{k} - 1}{-1}} \right) = \frac{(T_1)_n}{T_1}$$

Resolviendo para la razón de compresión, R_c

$$R_c = \left\{ \frac{(T_1)_n}{T_1} \left[(R_c)_n^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + 1 \right\}^{\frac{k}{k-1}}$$

$$P_2 = P_1 \left\{ \frac{(T_1)_n}{T_1} \left[(R_c)_n^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + 1 \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (10.9)$$

Sustituyendo la nueva temperatura de entrada de 40°F y la temperatura nominal de succión de 90°F en la ecuación 10.9, obtenemos la presión de descarga

$$P_2 = 14.5 \left\{ \frac{550}{500} \left[(1.42)^{0.286} - 1 \right] + 1 \right\}^{3.5} = 21.3 \text{ psia}$$

Comparando las ecuaciones 10.3 y 10.6 encontramos que la potencia al eje es inversamente proporcional a la temperatura de entrada, o:

$$HP = \left[\frac{(T_1)_n}{T_1} \right] (HP)_n \quad (10.10)$$

$$HP = (550/500) (1.315) = 1450 \text{ HP}$$

Nuevamente, hemos despreciado los efectos de la resistencia del sistema. Cuando la resistencia del sistema predomina, podemos referirnos a la figura 10.5. La curva continua representa el funcionamiento del compresor para las condiciones nominales de succión. La curva punteada representa una caída en la temperatura de succión con todas las otras variables permaneciendo en los valores nominales. El punto A es el punto de operación del compresor a las condiciones nominales.

En el último ejemplo, consideramos un gasto constante. Por lo tanto, se realizaron los cálculos para el punto C.

Buscaremos la nueva curva característica del compresor hasta que esta llegue al punto B, cuando se intersecta con la línea de resistencia del sistema. Como se muestra en la figura 10.5 el gasto de entrada será algo mayor que el nominal y la presión de descarga ligeramente menor que la calculada. Refiriéndonos a la figura 10.1 ó 10.2 vemos que la potencia requerida será mayor que la calculada.

Si comparamos las figuras 10.4 y 10.5, vemos que una caída en la presión de succión tiene como resultado neto la disminución de la curva de presión de descarga, mientras que una caída en la temperatura da como resultado una elevación de la curva. De esto se deduce que podemos obtener la operación nominal en días fríos estrangulando la succión, disminuyendo con esto la presión de succión. Es posible obtener el mismo resultado disminuyendo la velocidad en accionadores de velocidad variable. De lo cual hablaremos después.

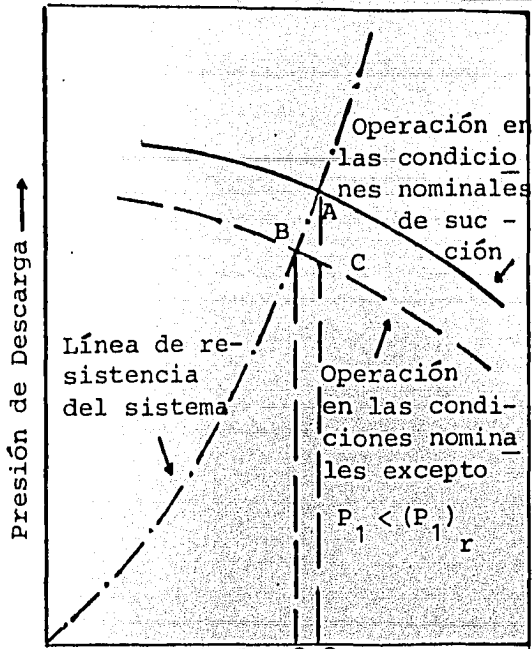


Figura 10.4. Efecto de la presión de succión en el funcionamiento de compresores centrífugos.

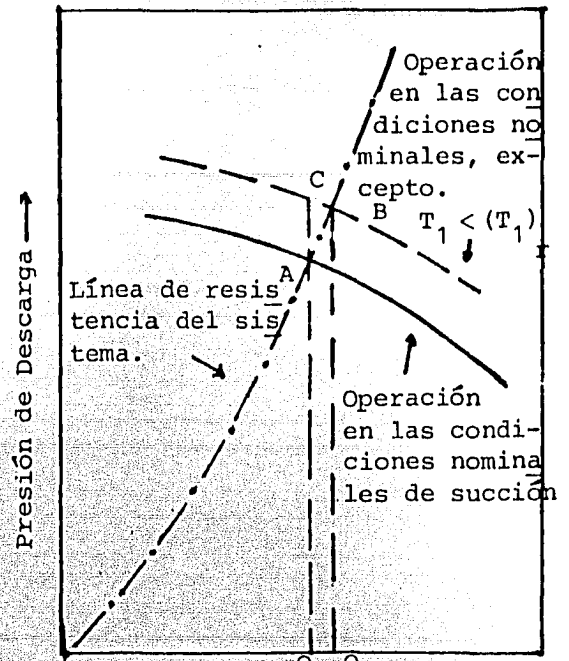


Figura 10.5. Efecto de la temperatura de succión en el funcionamiento de compresores centrífugos.

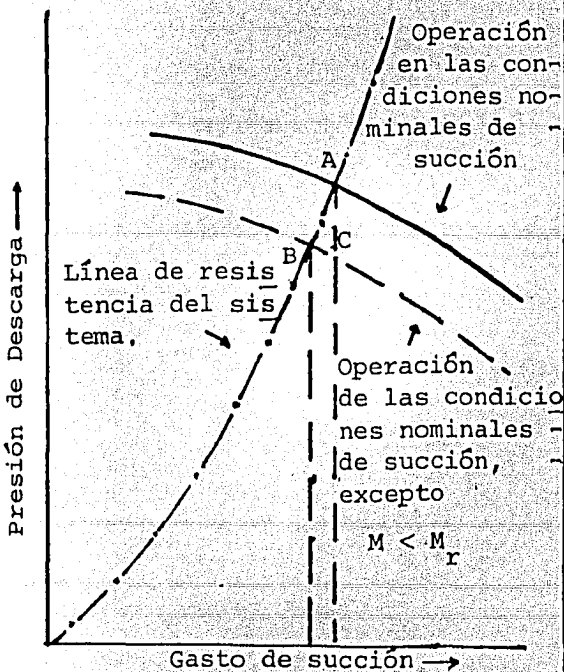


Figura 10.6. Efecto del peso molecular en el funcionamiento del compresor.

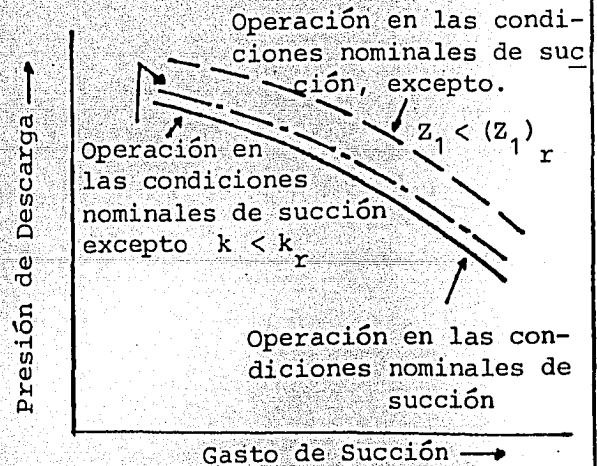


Figura 10.7 Efecto de la compresibilidad o de la razón de calores específicos.

El estrangulamiento de la succión también disminuye los requerimientos de potencia, porque la potencia es directamente proporcional a la presión de succión.

En esta discusión hemos analizado cada variable independientemente. De aquí que no hemos tomado en cuenta los cambios en la temperatura de entrada. Para las condiciones nominales el peso molecular del aire es 28.7. Cuando la temperatura de entrada cambia a 40°F el peso molecular es de 28.9 (considerando que la humedad relativa permanece al 50%). Consideremos los efectos de los cambios en el contenido de agua en el próximo ejemplo.

10.1.3 Peso molecular.

El peso molecular de una mezcla de aire y vapor de agua varía con la composición. El efecto de este sobre los compresores de aire es generalmente pequeño, y en general pueden despreciarse, sin embargo, los compresores de gas pueden operar sobre un amplio rango de pesos moleculares, haciendo de ésta una variable significativa.

Para tomar en cuenta la variación del peso molecular consideramos un cambio en la humedad relativa a la temperatura nominal de succión.

En un día dado, la temperatura es de 90°F y la humedad relativa es de 100%. A una presión barométrica de 14.7 psia, el peso molecu

lar es aproximadamente de 28.4; mientras que a la condición nominal es de 28.7.

Veamos ahora como entra el peso molecular en la ecuación de trabajo. El término R en la ecuación 10.4 está dado por:

$$R = \frac{1545}{M} \quad (10.11)$$

Por lo tanto, podemos escribir la ecuación 10.4 nuevamente para incluir el peso molecular,

$$H_{\text{isoe}} = Z_1 \left(\frac{1545}{M} \right) T_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left(R_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

Resolviendo para el término que contiene la razón de compresión obtenemos:

$$R_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 = \frac{H_{\text{isoe}} M (k-1)}{1545 Z_1 T_1 R}$$

Esta relación implica que un cambio en el peso molecular afecta la razón de compresión. Por lo tanto, para un cambio únicamente en el peso molecular podemos llegar a:

$$(R_c)_n^{\frac{k-1}{k}} - 1 = C_2 (M)_n$$

donde:

$$C_2 = H_{\text{isoe}}^{(k-1)/1545} Z_1 T_1 R$$

$$R_c \frac{k-1}{k} - 1 = C_2 M$$

$$R_c = \left\{ \frac{M}{(M)_n} \left[(R_c)_n \frac{k-1}{k} - 1 \right] + 1 \right\} \frac{k}{k-1}$$

$$P_2 = P_1 \left\{ \frac{M}{(M)_n} \left[(R_c)_n \frac{k-1}{k} - 1 \right] + 1 \right\} \frac{k}{k-1} \quad (10.12)$$

Resolviendo para la condición de 100% de humedad relativa, sustituyendo en la ecuación 10.12, obtenemos:

$$P_2 = 14.5 \left[\frac{28.4}{28.7} \left[1.42^{0.286} - 1 \right] + 1 \right]^{3.5} = 20.5 \text{ psia}$$

Comparando las ecuaciones 10.3, 10.10 y 10.11 vemos que la potencia al eje es directamente proporcional al peso molecular M, o:

$$HP = (M/(M)_n) (HP)_n \quad (10.13)$$

$$HP = (28.4/28.7) (1.315) = 1300 \text{ Hp}$$

La figura 10.6 ilustra el efecto de la resistencia del sistema para esta situación. Aquí una reducción en el peso molecular baja la curva característica del compresor (línea punteada). Así, el resultado de un cambio en el peso molecular es en la misma dirección que el provocado por la variación en la presión de succión.

10.1.4 Factor de compresibilidad y razón de calores específicos.

Para un compresor de aire las variaciones en la compresibilidad en la succión y en la razón de calores específicos es tan ligera que casi siempre pueden ignorarse cuando se analiza su funcionamiento. Sin embargo, para gases diferentes del aire los cambios en estos parámetros pueden ser significativos.

La figura 10.7 muestra el efecto sobre la curva característica cuando se presenta únicamente un cambio en el factor de compresibilidad, Z ; y cuando solo se presenta una variación en la razón de calores específicos, k . La curva punteada indica que un decremento en la compresibilidad provoca una elevación en la curva característica (cuando ésta está expresada como gasto contra presión de descarga). La curva punteada indica que un decremento en la razón de calores específicos también provoca la elevación de la curva característica.

Este análisis está basado considerando que el equipo está operando a una velocidad fija. De aquí que cada gasto de succión está asociado con uno y solo un valor de trabajo. La curva de trabajo no cambia en cualquiera de los ejemplos previamente considerados.

10.2 Funcionamiento del compresor a velocidad constante del impulsor.

Formularemos ahora una ecuación general para determinar la presión de descarga que resulta de una variación de cualquiera o todas las variables en la succión, manteniendo el gasto de entrada en su valor nominal para una velocidad del impulsor constante.

Considerando la ecuación 10.9, encontramos que un enfoque similar nos proporciona una ecuación general para los cambios en las condiciones de entrada.

Si consideramos que la razón de calores específicos y el gasto de entrada son constantes la presión de descarga resulta

$$p_2 = p_1 \left[\frac{(T_1)_n}{T_1} \frac{(Z_1)_n}{Z_1} \frac{\dot{M}}{(M)_n} \left[(R_c)_n^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (10.14)$$

Si la razón de calores específicos cambia, la presión de descarga es:

$$p_2 = p_1 \left[\frac{(T_1)_n}{T_1} \frac{(Z_1)_n}{Z_1} \frac{M}{(M)_n} \left(\frac{k}{k-1} \right)_n \frac{k-1}{k} \left[R_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (10.15)$$

En cualquier caso, la ecuación para la potencia al eje es:

$$HP = \frac{p_1}{(p_1)_n} \frac{(T_1)_n}{T_1} \frac{(Z_1)_n}{Z_1} \frac{M}{(M)_n} (HP)_n \quad (10.16)$$

como k no varía apreciablemente para diferentes mezclas de aire y vapor de agua, la consideramos constante. Los cambios de k pueden ser significativos para compresores de gases. En este último caso tendríamos que considerar los efectos de los cambios en este parámetro.

Regresemos ahora al compresor simple definido por la figura 10.1. Nuestro problema es determinar la presión de descarga y la potencia al eje manteniendo el gasto de succión en su valor nominal cuando se presenta el siguiente cambio en las condiciones a la entrada del compresor

$$p_1 = 14.2 \text{ psia}$$

$$T_1 = 40^\circ\text{F} = 500^\circ\text{R}$$

$$M = 28.4$$

Dado que la razón de calores específicos es constante, utilizaremos la ecuación 10.14 para obtener la presión de descarga y la ecuación 10.16 para la potencia al eje.

$$p_2 = 14.2 \left[\left(\frac{550}{500} \right) \left(\frac{1.0}{1.0} \right) \left(\frac{28.4}{28.7} \right) (1.42^{0.286} - 1) + 1 \right]^{3.5} = 20.8 \text{ psia}$$

$$\text{HP} = \left(\frac{1.42}{14.5} \right) \left(\frac{550}{500} \right) \left(\frac{1.0}{1.0} \right) \left(\frac{28.4}{28.7} \right) (1315) = 1400 \text{ HP}$$

Cuando sea necesario, usaremos la curva de resistencia del sistema para hacer los ajustes apropiados.

10.3 Funcionamiento del compresor a flujo en masa constante.

Algunas veces es necesario considerar constante el flujo en masa. Podemos usar la curva característica para predecir la presión de descarga y la potencia al eje para este caso.

Si se afectan las condiciones a la entrada afectará el gasto de succión (véase la ec. 10.2). Como consecuencia de que tengamos ahora un flujo en volumen variable el trabajo desarrollado por el impulsor también cambia.

Usaremos nuevamente el compresor definido por la figura 10.1 para predecir la presión de descarga para un cambio tanto en la temperatura como en la presión de succión. Consideremos ahora un cambio en la temperatura de succión a 100°F y en la presión de descarga a 14.0 psia. El peso molecular, la razón de calores específicos y el factor de compresibilidad a la entrada permanecen en los valores nominales dados en la figura 10.1.

La ecuación 10.2 implica que para un proceso que se verifica a un flujo en masa constante el gasto es directamente proporcional a la temperatura de entrada e inversamente proporcional a la presión de entrada. De aquí:

$$Q = \frac{T_1}{(T_1)_n} \frac{(p_1)_n}{p_1} Q_n \quad (10.17)$$

$$Q = \left(\frac{560}{550} \right) \left(\frac{14.5}{14.0} \right) (42200) = 44500 \text{ ICFM}$$

donde ICFM = ft³/min de entrada

De la figura 10.1 encontramos que para el gasto nominal de succión que es de 42 200 ICFM, el trabajo producido es 11 000 ft \bar{lb}/lb . El trabajo producido en el nuevo gasto de 44 500 ICFM es 10 900 ft \bar{lb}/lb . De la ecuación 10.4 se establece que la expresión que contiene la razón de compresión nominal es directamente proporcional al trabajo isoentrópico e inversamente proporcional a la temperatura de succión. De aquí:

$$P_2 = P_1 \left\{ \frac{H_{isoe}}{(H_{isoe})_n} \cdot \frac{(T_1)^n}{T_1} \cdot \left[(R_c)_n^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + 1 \right\}^{K/(k-1)} \quad (10.18)$$

$$P_2 = 14.0 \left\{ \left(\frac{10900}{11000} \right) \left(\frac{550}{560} \right) (1.42)^{0.286} - 1 \right\} + 1 \Bigg\}^{3.5} = 19.7 \text{ psia}$$

La potencia al eje para las condiciones nominales de succión en un gasto de 44 500 ICFM puede determinarse de la curva característica (figura 10.1) como 1380 Hp. De la ecuación 10.16, encontramos:

$$(HP) = \left(\frac{14.0}{14.5} \right) \left(\frac{550}{560} \right) (1380) = 1310 \text{ Hp}$$

El procedimiento para usar la figura 10.4 es similar al precedente. En este caso, la presión de descarga en el nuevo gasto de succión para la temperatura nominal de succión se obtiene directamente de la curva característica. Por ejemplo, la presión de descarga a 44 500 ICFM y 90°F es 20.5 psia. Considere esta nueva presión de descarga:

"nominal" y use la relación previamente establecida (ecuación 10.9) - para obtener la nueva temperatura.

10.4. Funcionamiento del compresor a velocidad variable del impulsor.

El funcionamiento de los compresores centrífugos cambia con la velocidad de rotación del impulsor. Si la variación de la velocidad no es demasiado grande, digamos 90% hasta 105% de la velocidad nominal, podemos predecir el funcionamiento del compresor a partir de las relaciones de la ley de Fan. Estas establecen que el trabajo isoentrópico, H_{isoe} , varía con el cuadrado de la velocidad, N^2 , y que el gasto a la entrada, Q , varía directamente con la velocidad, N . Si usamos los puntos nominales como referencia, podemos escribir:

$$H_{\text{isoe}} = (H_{\text{isoe}})_n \left(\frac{N}{N_n}\right)^2 \quad (10.19)$$

$$Q = Q_n \left(\frac{N}{N_n}\right) \quad (10.20)$$

A partir de las ecuaciones 10.19 y 10.20 podemos predecir la velocidad requerida para vencer los efectos de los cambios de las condiciones de succión.

El procedimiento que será delineado puede usarse para cualquier variación en las condiciones de entrada y para cualquier tipo de curva característica.

Retomemos el ejemplo inicial y consideramos un cambio únicamente en la presión de succión. La caída en la presión de succión causó que la presión de descarga disminuyera hasta 20.2 psia. ¿Qué velocidad se requiere para elevar la presión de descarga hasta su valor nominal de 20.6 psia, considerando que el gasto de entrada se mantiene en su valor nominal?

La razón de compresión en la velocidad nominal para las condiciones de succión consideradas se determina a partir de los procedimientos previamente desarrollados. Para este ejemplo, es:

$$(R_c)_{ic} = \frac{20.2}{14.2} = 1.42$$

La razón de compresión requerida es:

$$(R_c)_{req} = \frac{20.6}{1.42} = 1.45$$

Para cualquier grupo de condiciones de entrada tenemos:

$$R_c \frac{k-1}{k} - 1 \sim H_{isoe}$$

$$H_{isoe} \sim N^2$$

$$R_c \frac{k-1}{k} - 1 \sim N^2$$

de aquí podemos derivar la siguiente ecuación para la velocidad de rotación del impulsor

$$N_{\text{req}} = N_n \left\{ \frac{(R_c^{\frac{k-1}{k}} - 1)_{\text{req}}}{(R_c^{\frac{k-1}{k}} - 1)_{\text{ic}}} \right\}^{1/2} \quad (10.21)$$

$$N_{\text{req}} = 4350 \left\{ \frac{(1.45)^{0.286} - 1}{(1.42)^{0.286} - 1} \right\}^{1/2} = 4490 \text{ rpm}$$

A 4490 rpm el compresor producirá el trabajo requerido. Sin embargo, el aumento en la velocidad también aumentará el gasto en volumen. El nuevo gasto será

$$Q = 42\,200 (4490/4350) = 43560 \text{ ICFM}$$

Si el flujo se mantiene en las condiciones nominales para la nueva velocidad de 4490 rpm se tendría un trabajo de compresión demasiado grande. La figura 10.8 muestra el efecto sobre el gasto y sobre el trabajo que provoca un incremento en la velocidad de rotación del impulsor. La curva continua representa las condiciones nominales. El punto A es el punto de operación nominal. También se ha trazado en la figura la línea para la ley de fan. Siguiendo esta línea hasta 4490 rpm llegamos al punto B, que representa el trabajo deseado para el compresor. Reduciendo el gasto de entrada a las condiciones iniciales se obtiene-

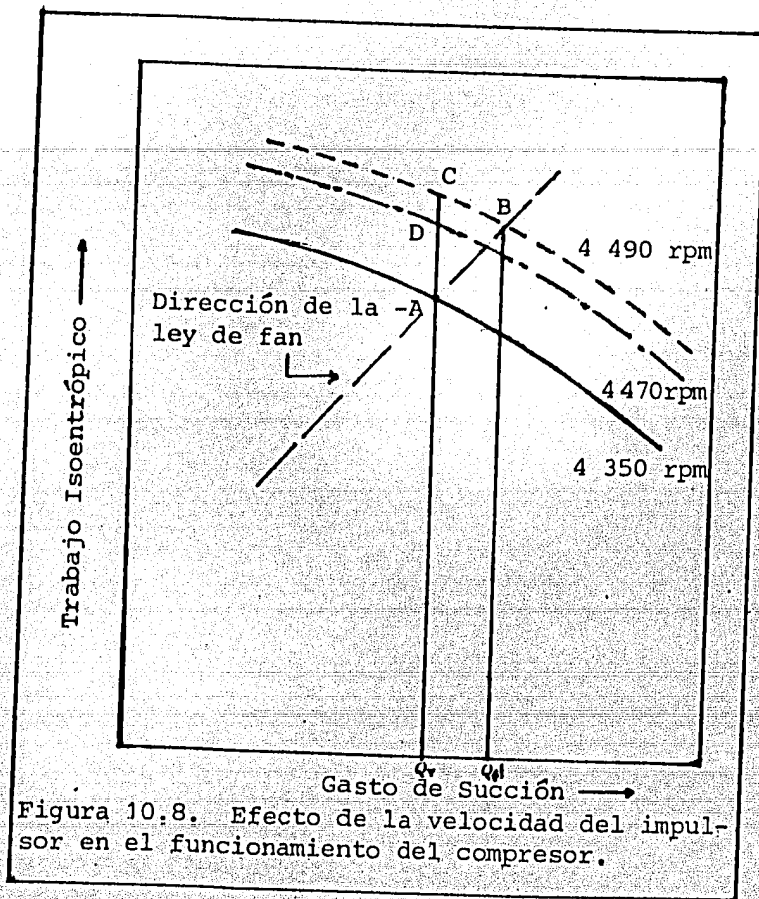


Figura 10.8. Efecto de la velocidad del impulsor en el funcionamiento del compresor.

el funcionamiento del equipo en el punto C.

El efecto en el gasto puede manejarse mejor determinando el cambio porcentual en el trabajo de compresión que provoca un cambio en la carga relativa, esto es:

$$\% Q = \frac{Q_{req} N_n}{Q_n R_{req}} \times 100 \quad (10.22)$$

$$\% Q = \frac{(42\ 200) (4350)}{(42\ 200) (4490)} \times 100 = 96.9\%$$

El cambio porcentual en el trabajo de compresión que resulta de ir de 100% Q hasta 96.9% Q puede determinarse a partir de la figura 10.1 (esto es, el gasto de 42 200 ICFM a 100% Q_r y 40 900 ICFM a 96.6 % Q_r).

a-42 900 ICFM, $H_{isoe} = 11\ 000 \overline{\text{lb}} \text{ ft/lb.}$ a 40 900 ICFM, $H_{isoe} = 11075 \overline{\text{lb}} \text{ ft/lb.}$

entonces:

$$\% H_{isoe} = \frac{11\ 075}{11\ 000} \times 100 = 100.7\%$$

Ahora revisando la ecuación 10.21

$$N_{req} = N_n \left\{ \frac{(R_c^{\frac{k-1}{k}} - 1)_{req}}{(R_c^{\frac{k-1}{k}} - 1)_{ic} (\%H_{isoe}/100)} \right\}^{1/2} \quad (10.23)$$

$$N_{\text{req}} = 4350 \left\{ \frac{(1.45)^{0.286} - 1}{(1.42)^{0.286} - 1} (1.007) \right\}^{1/2} = 4470 \text{ rpm}$$

El resultado es la operación en el punto D en la figura 10.8 que es el punto de operación deseado.

XI.- Seguridad y Mantenimiento.

11.1 Seguridad y Mantenimiento.

Los compresores pueden ser peligrosos si no se diseñan, instalan, operan y mantienen correctamente. En consecuencia es necesario realizar una revisión periódica de los problemas comunes que pueden ocasionar un siniestro.

A continuación se dará una lista de revisión con el objeto de ayudar a prevenir fugas de gas que representan pérdidas de dinero y fundamentalmente riesgos para el personal.

En primer lugar se hablará de compresores recíprocos y más adelante de compresores centrífugos de flujo radial tomando como ejemplo los compresores de tipo barril. Se seleccionaron estos dos tipos de compresores por ser los más representativos, de manera que mucho de lo que aquí se menciona aplica a cualquier tipo de compresores.

11.1.1 Compresor Recíproco Accionado con Motor de Combustión Integrado.

1.- Se deben instalar venteos contra explosiones sobre el motor de combustión. Una explosión en la caja del cigüeñal se podrá desfogar hacia la atmósfera en lugar de sobrepresionar el motor provocando daños en el equipo y posiblemente lesiones al personal.

2.- Se puede predecir oportunamente una temperatura elevada en el cilindro del motor de combustión si el tubo de cobre en la válvula



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

la de inyección de gas combustible se ha puesto negro. Esto sucede - porque la válvula de inyección tiene combustión externa provocando calor excesivo en el cilindro, lo cual se manifiesta en el tubo.

3.- Las placas de las cubiertas de las válvulas del compresor son una fuente de fugas de gas ya que están encajonando el vástago del pistón del compresor. Si existe una fuga de esta naturaleza el gas - debe ventearse fuera de la casa de compresores. Esto puede lograrse - de varias formas. La más simple es conectar un tubo en la caja del - vástago el cual conducirá los gases hasta un venteo atmosférico elevado.

4.- Los operadores con experiencia reconocen que las válvulas del compresor no están asentadas cuando su cubierta está caliente. - Son dos las causas más comunes; bien puede estar roto el resorte de la válvula o tal vez ciertos depósitos obstruyan el asiento. Cuando el - compresor se encuentre parado por mantenimiento tenga presente que se debe examinar la línea de descarga en especial los resortes de las vál - vulas y la presencia de depósitos.

5.- Los compresores de aire frecuentemente se localizan cerca de los compresores de gas. Los depósitos de carbón caliente en un - compresor de aire lubricado pueden causar una explosión. Los lubrican - tes sintéticos tendrán siempre el problema de los depósitos. Pero - éstos pueden encontrarse inicialmente en el sistema porque el lubrican - te tiene cierta capacidad para remover la pintura. La pintura y otros

materiales sueltos pueden taponar pequeños puertos y canales. Es necesario un filtro en la línea.

6.- Se debe instalar una válvula de relevo correctamente dimensionada sobre la tubería de descarga del compresor recíprocante entre el cilindro final y la primera válvula de cierre. Las válvulas de cierre colocadas en la tubería entre las etapas también requerirán válvulas de relevo.

En algunos lugares un compresor de cuatro cilindros tiene, por ejemplo, tres cilindros en un servicio particular y el otro cilindro en otro servicio. En este caso se debe asegurar que ambas corrientes de proceso puedan relevarse completamente.

Las válvulas de cierre corriente arriba o abajo de la válvula de seguridad debe estar enclavada o con el carro sellado en la posición abierta. El sellado del carro es preferible porque la válvula puede cerrarse rápidamente si las condiciones están garantizadas.

7.- Las cubiertas de las válvulas del compresor deben revisarse para tener la certeza de que están totalmente empernadas. Es necesario que toda la rosca de la tuerca tenga contacto con el espárrago para reducir el riesgo de que la cubierta de la válvula sea expulsada y el gas escape.

Los espárragos deberán reemplazarse cuando sus roscas estén gastadas, corroídas o rajadas. Los fabricantes del compresor especi

can el torque requerido para colocar las tuercas, de modo que la carga esté igualmente distribuída sobre todas las conexiones tuerca-espárrago.

8.- Las botellas amortiguadoras de pulsaciones deberán estar diseñadas de acuerdo a las especificaciones ASTM. Las botellas bridadas son mejores que las roscadas ya que estas últimas pueden desarrollar grietas en las roscas debido a la vibración causada por los cambios de presión del gas en el cilindro.

9.- Los monitores pueden parar un compresor si cambian las condiciones de operación. Un tipo de monitor es el interruptor de vibraciones. Algunos otros son los interruptores por alta temperatura del aceite lubricante, por bajo nivel del aceite lubricante, por baja presión del aceite, por baja presión de succión en la primera etapa, por alta o baja presión de descarga, por velocidad excesiva, por alta temperatura en el motor y por alto nivel de líquido en el separador de líquidos antes de la primera etapa del compresor.

Los compresores pueden tener alarmas y/o mecanismos de paro. Los mecanismos de paro son mejores. Siempre que sea posible, una señal de alarma debe de preceder el paro del compresor. Los operadores pueden ser capaces de mantener funcionando el equipo si reciben una señal de alarma que les permita tomar oportunamente una acción correctiva.

10.- Vigile si hay problemas de enfriamiento. El motor y los cilindros del compresor generalmente se enfrían con agua. El agua se usa para los interenfriadores entre las etapas de compresión. Se debe de mantener la calidad y las condiciones del agua de enfriamiento.

11.- El equipo está sujeto a fuerzas que marchan en muchas direcciones, que pueden causar daños por vibración así como deflecciones excesivas en las partes del equipo. Por esta razón se añade lechada de cemento entre el equipo y los pernos de anclaje.

El aceite, las vibraciones y la distribución de cargas pueden provocar que la lechada de cemento se rompa. Está difundido el uso de lechadas con resina epoxi. Los pernos de anclaje deben estar colocados con tuercas ajustadas.

12.- Los climas fríos y/o el recorrer largas tuberías a la succión pueden causar que el gas se condense. Esto es una condición indeseable para la operación del compresor. Una cantidad considerable de líquido puede causar que el cilindro del compresor sea destruído cuando el pistón intenta la compresión.

Los tanques separadores de condensados eliminarán los condensados de la corriente, se debe tener la certeza de que las válvulas para el control del nivel del líquido en el tanque están abiertas.

13.- La válvula para la admisión de aire montada sobre la ca-

beza del cilindro de potencia deberá de inspeccionarse siempre que el motor esté descubierto. Si la válvula se pega abierta, la presión aumentará en la tubería de aire a causa de la conexión directa con el cilindro del motor. Un disco de ruptura o una válvula de relevo entre el cilindro y la primera válvula sobre la línea de aire puede prevenir que ésta falle violentamente. Se debe colocar sobre la línea de aire una pequeña válvula de venteo para proporcionar un medio de detectar fugas en la válvula de admisión de aire.

14.- Los sistemas de ignición deben estar en conductos prácticos y a prueba de explosión. El conducto protegerá el tendido eléctrico contra el calor y el desgaste por abrasión evitando así un corto circuito.

15.- Los motores eléctricos, ya sea el accionador del compresor o el de la bomba de agua de enfriamiento deben de estar conectados a tierra de acuerdo al código correspondiente.

16.- Evite el contacto con el equipo de alta tensión para prevenir lesiones serias o fatales.

17.- Revise las uniones emperradas de escaleras, barandales y pasillos de acceso al compresor ya que si los pernos se encuentran flojos la estructura se moverá cuando algún usuario pase por ellos, lo que puede ser causa de un accidente.

18.- Las tuberías de escape pueden causar quemaduras al personal. Es necesario un medio de protección como puede ser un aislante o una pantalla de defensa.

19.- Los compresores accionados con motor deben tener una guarda resistente sobre la banda y la polea o el acoplamiento. Una malla es mejor que una guarda cerrada ya que la primera permite la inspección visual.

20.- Revise los problemas causados por la vibración. Las abrazaderas de tubería, especialmente los pernos en U, desgastan la tubería, creando una sección delgada donde puede ocurrir alguna falla. Las zapatas de tubería soportan las líneas eliminando tanto la erosión como la corrosión. Puede ser necesario amortiguadores de vibración.

21.- Ninguna tubería debe estar colocada a menos de 2.1 m (7 pies) sobre el andén del compresor o sobre la escalera de acceso. Los operadores no deben tener la necesidad de trepar sobre tubos calientes o fríos cuando realicen sus operaciones de rutina.

22.- Un problema común en muchos compresores es el derrame de aceite. A veces el aceite es derramado por los mismos operadores al eliminar el aceite sobrante en lubricadores y otras veces se debe a fugas que pueden presentarse en la bomba de aceite lubricante. El aceite y la grasa deben limpiarse inmediatamente para evitar que alguna persona resbale y se lesione.

23.- Revise que los pernos que sostienen guardas metálicas se encuentren debidamente ajustados. La vibración puede causar que algunos se aflojen y que la guarda quede colgando. Si ésta roza algún alambre eléctrico puede provocar un corto circuito.

24.- Se debe colocar válvulas de cierre sobre la línea de succión del compresor a una distancia considerable del mismo, con el objeto de interrumpir el flujo de gas en caso de incendio. En muchos casos se justifica el uso de válvulas de retención sobre la línea de descarga ya que el gas puede fluir desde el equipo presurizado sirviendo de alimento al fuego en caso de incendio. Las válvulas deben estar identificadas por un código de colores o alguna señal que indique su servicio.

25.- La casa de compresores debe estar protegida contra incendios. Se deben colocar extinguidores adecuados para fuegos provocados por fluidos inflamables o material eléctrico cerca de las entradas y de los compresores. Debe estar disponible suficiente manguera contra incendios desde los hidrantes cercanos para extinguir un incendio por aceite lubricante con un patrón de rociado fino. El agua enfriará el equipo evitando daños a los conductores, al techo y a las columnas de soporte hasta que el fuego se extinga debido a la falta de combustible. Naturalmente que la alimentación de combustible al fuego tiene que interrumpirse de inmediato.

26.- Antes de iniciar cualquier trabajo de mantenimiento sobre el compresor o el motor se debe tener la seguridad de que la presión en el cilindro del compresor ha sido completamente relevada. Si esto no se ha hecho el cigüeñal podría moverse.

27.- Antes de hacer cualquier trabajo de soldadura se debe hacer una prueba con un detector de gas portátil. Los soldadores no deben hacer pruebas pasando un soplete en flama suave sobre la brida abierta de un recipiente que haya contenido fluidos inflamables porque puede ocurrir un serio accidente.

28.- Si se drena el agua del radiador cuando el compresor está parado por algún trabajo de reparación, llénelo inmediatamente después de que éste haya sido completado.

29.* Se debe contar con un medio para prevenir que el gas escape hacia el compresor o el motor durante una inspección. El gas podría fugarse hacia la casa de compresores cuando el equipo estuviese abierto. Antes de abrir el motor cierre las válvulas de bloqueo sobre la línea y ventee el gas combustible atrapado en ella.

11.1.2 Compresores Tipo Barril.

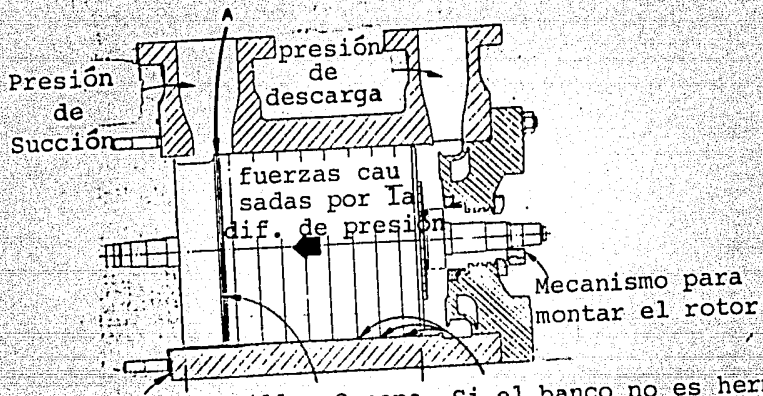
1.- Los compresores tipo barril deben removerse de su cimentación para un mantenimiento completo. Se debe de contar con un grúa apropiada para ello.

2.- Este tipo de compresor consiste de un haz contenido dentro de un barril. La alineación frecuentemente es deficiente y el haz se mueve libremente en un cierto grado. La longitud del haz es crítica. Pueden ocurrir fugas interetapa si la longitud del haz no es la correcta, como se muestra en la figura 11.1. Puesto que el haz está sujeto a la presión de descarga en un extremo y a la presión de succión en el otro, se transmite una fuerza progresivamente mayor de diafragma a diafragma, provocando una distribución de cargas en la pared. Se debe tener mucho cuidado para mantener fija la longitud del haz.

3.- Los compartimientos de succión y de descarga del haz interior normalmente están separados por un anillo -O simple. Los compresores con boquillas laterales pueden tener varios anillos -O. Es una buena práctica de diseño no sobrepasar presiones diferenciales de 400- a 500 $\bar{\text{lb}}/\text{in}^2$ ya que de lo contrario se puede provocar extrusión y la falla de los anillos.

4.- A diferencia de los compresores divididos horizontalmente donde las ménsulas de cojinetes normalmente son parte integral de la mitad más baja de la carcasa, en los equipos tipo barril las ménsulas están empernadas a las cabezas del barril. Tanto las ménsulas de los cojinetes como las cabezas se remueven durante la operación de desensamblado, por lo cual requieren de un nuevo alineamiento de todos los internos cada vez que se le da mantenimiento.

5.- La magnitud de las infiltraciones que atraviesan los sellos donde el eje pasa a través de la carcasa frecuentemente limita el



Anillos-O separan las áreas de presiones de descarga y de succión. Si el banco no es hermético pueden ocurrir fugas aquí.

FIGURA. 11.1. Instalación de un compresor centrífugo tipo barril

tiempo de funcionamiento del compresor. Los sellos de eje se dividen en cuatro categorías básicas.

- a) de laberinto
- b) de anillo de carbón restrictivos
- c) de tipo mecánico
- d) de película líquida o camisa flotante

Los sellos que caen en las primeras dos categorías operan generalmente en seco y las dos últimas requieren consolas de aceite de sello ya sea separadamente o como parte del sistema de lubricación. Cada tipo de sello tiene sus propias características de mantenimiento. Con el objeto de ilustrar algunas de ellas mencionaremos las características del sello de película líquida. Veamos primero como funciona.

Un sello de película líquida es simplemente una camisa con un claro muy reducido alrededor del eje. El sellado es realizado por dos cojinetes que están presurizados normalmente en un punto medio con 2 o 4 gpm de aceite de sello, a una presión aproximadamente de 5 a 15 psi mayor que la presión del gas de proceso. El aceite de sello fluye en dos direcciones, a través del cojinete interior hasta una área de drenado de alta presión y sale hacia un separador (aceite ácido), y hacia un cojinete exterior y sale en un drenado atmosférico (aceite dulce).

El aceite de sello que fluye hacia el cojinete interior absorbe algo de gas de proceso en el área de drenado, por lo tanto, la cantidad de aceite que fluye hacia el interior debe ser mínimo, en parti-

cular si no se usa un sistema separado.

La mayor parte del aceite circulante pasa a través del cojinete externo que es algo más largo que el cojinete interno. Todo el aceite retornado al sistema de aceite dulce pasa a través del cojinete. La temperatura del aceite será elevada porque la película sufre una acción de cizallamiento.

Las camisas generalmente están hechas de acero antifricción con un espacio diametral de 0.002 a 0.006 pulgadas del eje. La camisa debe flotar radialmente, esto es, debe seguir el movimiento del eje. Por lo tanto, la cara sellante entre el extremo de la camisa y su envolvente, está sellado dentro de la carcasa con anillos O y empaques para evitar fugas de gas y para conducir el aceite de sello a los compartimientos apropiados.

Espacio libre radial. El espacio radial entre el cojinete y el eje se debe de seleccionar de tal manera que se obtenga un mínimo de fugas sin exceder las limitaciones de temperatura del fluido. Los espacios recomendados por algunos fabricantes de equipo exceden los niveles de temperatura de un buen diseño.

Espacio libre axial. Es espacio axial entre el buje y el envolvente es crítico, pero es completamente ignorado por muchos fabricantes. Gente de bastante experiencia reporta que este espacio debe ser de 12 a 15 milipulgadas por cojinete entre el cojinete y el envolvente.

XII.- Conclusiones.

En las plantas de proceso los compresores de gases son equipos que generalmente están presentes, ya sea como equipo de proceso o equipo auxiliar. A través del desarrollo de este trabajo se ha alcanzado una amplia visión de la importancia que tiene una buena selección y el claro entendimiento de su funcionamiento para lograr una operación satisfactoria, segura y confiable.

De los aspectos que se abordaron en el presente trabajo cabe destacar las siguientes conclusiones.

Los modelos de compresión desarrollados en el capítulo III nos permiten calcular el trabajo requerido para comprimir un gas o mezcla de gases.

El trabajo de compresión calculado con el modelo isotérmico es el menor, sin embargo, este modelo representa una situación idealizada ya que para llevar a cabo una compresión isotérmica es necesario remover el calor generado en la compresión a la misma velocidad con que se genera. Sólo equipos de diseño muy especial pueden representarse con este modelo pero en general la operación de compresores recíprocos puede representarse bastante bien con el modelo isoentrópico así como los compresores centrífugos y rotatorios con el modelo politrópico. Los métodos de cálculo encontrados en la literatura justamente siguen esta distinción. Si bien los métodos más aproximados consideran



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

eficiencias de compresión que se determinan experimentalmente o bien -
que pueden calcularse a partir de datos del fabricante.

Todos los métodos siguen los fundamentos teóricos de uno y -
otro modelo, incluso aquéllos métodos que en apariencia están restrin-
gidos para equipo de fabricación específica.

En el caso de estudio se demostró que todos los métodos nos -
llevan a un dimensionamiento similar y satisfactorio. Otras conclusion
es importantes sobre la comparación de los métodos pueden consultarse
en el capítulo VI.

Por otra parte la selección del tipo de compresor se puede deciri
dir en forma definitiva por las condiciones de operación requeridas en
el proceso ya que, como se señaló en el capítulo VII, los compresores-
reciprocantes son los más adecuados para gastos pequeños y altas pre-
siones; en contraste, los compresores centrífugos se aplican en proce-
so que requieren de grandes gastos y presiones bajas y moderadas, si -
bien el compresor centrífugo tipo barril está diseñado para operar a -
presiones elevadas.

Cuando las condiciones de operación permiten la opción de las-
dos alternativas se debe considerar en la selección otros factores -
como el costo del equipo, costo de instalación, volumen ocupado, peso,
seguridad en la operación, costos de operación y costos de mantenimient
to. La comparación de estos parámetros de selección, en base al mismo
servicio es desfavorable a los compresores reciprocantes. Esta es la-

razón por la cual los compresores centrífugos han desplazado a los reciprocantes en muchas aplicaciones en plantas modernas.

La aplicación de los compresores de flujo axial es más específica ya que por su diseño están restringidos a aplicaciones que requieren gastos muy grandes pero presiones de descarga bajas.

Los compresores rotatorios tienen su mayor campo de aplicación como bombas de vacío donde compiten ventajosamente con otros tipos de compresores.

Se puede concluir que los distintos tipos de compresores han surgido para satisfacer las necesidades de la industria de proceso cada vez más diversificadas y que lejos de contraponerse se complementan.

En cuanto a la operación de los compresores se hizo un amplio análisis de su funcionamiento, desde la forma en que se alcanza la compresión, debido al movimiento de las partes internas del equipo, hasta la forma de modificar los parámetros de operación cuando se presentan cambios fijos en las condiciones del gas que se maneja.

También se analizaron problemas típicos que pueden presentarse durante la operación de estos equipos como lo es el flujo pulsante y las sobrecargas, planteando las opciones más usuales para su prevención en base a la instrumentación y el control del sistema.

Los compresores son equipos potencialmente peligrosos por las condiciones de presión y temperatura del fluido. Como respuesta a esta consideración se trataron en el capítulo XI algunos criterios aportados por gente de amplia experiencia en este campo que puede servir como una guía útil para detectar y corregir oportunamente fallas o deficiencias en el funcionamiento del equipo que pudiesen ser causa de algún siniestro.

Por todo lo anteriormente expuesto este trabajo cumple con los objetivos originalmente planteados y se espera que sea de bastante utilidad para la gente involucrada en la selección y operación de compresores.

XIII.-Notación

Excepto cuando se advierte lo contrario, la notación siguiente es la que se emplea en toda la tesis.

Símbolo	Definición
a	Factor de corrección para el consumo de vapor (sec. 8.3.6.)
AECA	Area en el extremo de la cabeza, in ² .
AECI	Area en el extremo del cigüeñal.
ASR	Consumo real de vapor lb/KWh
b	Factor de corrección para el consumo de vapor (sec. 8.3.6.)
BHP/MMCFD	Potencia al freno que se requiere para manejar un millón de pies cúbicos de gas por día, medido a 14.4 psia y temperatura de succión.
BHP	Potencia al freno, HP
c	Factor de corrección para el consumo de vapor (sec. 8.3.6.)
Cp	Capacidad calorífica a presión constante.
Cv	Capacidad calorífica a volumen constante.
Cdis	Desplazamiento del cilindro, ft ³ /min



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

d	Factor de la figura 5.15
D	Diámetro del impulsor, ft
ECI	Lado del extremo del cigüeñal
ECA	Lado del extremo de la cabeza
FL	Factor de pérdidas en la estructura (sec. - 5.6)
Fw	Factor definido en la ec. 5.22
Fc	Carga de compresión en el bastidor, $\bar{1b}$
Ft	Carga de tensión en la estructura, $\bar{1b}$
G	Energía libre
g	Constante gravitacional, 32.2 ft/s ²
gc	Factor de conversión, 32.2 lb ft/ $\bar{1b}$ s ²
H	Entalpía
HP _G	Potencia requerida para comprimir el gas, - HP
HP _f	Potencia disipada en sellos y cojinetes, HP
h	Entalpía BTU/lb
HP	Potencia, HP
HsT	Trabajo de compresión por etapa, $\bar{1b}$ ft/lb
H _{isoe}	Trabajo isoentrópico por etapa $\bar{1b}$ ft/lb

ICFM	Gasto en volumen a las condiciones de succión, ft^3/min
k	Coefficiente isoentrópico, C_p/C_v
k'	Coefficiente isoentrópico de Edmister
Lo	Factor Lo (Sec. 5.6)
L	Recorrido del pistón, in
M	Peso molecular
n	Coefficiente politrópico
N_s	Velocidad específica, rpm
N	Velocidad, rpm
P	Presión
P_c	Presión crítica, psia
P_{cm}	Presión crítica media
p	Presión, psia
P_T	Potencia teórica, $\bar{1}b \text{ ft}/\text{min}$
P_r	Presión reducida, P/P_c
PD	Desplazamiento del pistón, ft^3/min
Q	Gasto en volumen, ft^3/min
RcT	Razón de compresión total
R	Constante universal de los gases, $\bar{1}b \text{ ft}/\text{lbmol}^\circ\text{R}$

R	Constante individual del gas, $\bar{1}b \text{ ft/lb}^\circ\text{R}$
R'	Constante universal de los gases 1.987 BTU/lbmo 1°R
rpm	Revoluciones por minuto
Rc	Razón de compresión (presión de descarga - /presión de succión)
Rci	Razón de compresión de la etapa i
S	Entropía
SCFM	Gasto en volumen a las condiciones estándar, 14.7 psia y 520 $^\circ\text{R}$, ft 3 /min
T	Temperatura, $^\circ\text{R}$
Tc	Temperatura crítica, $^\circ\text{R}$
Tcm	Temperatura crítica media, $^\circ\text{R}$
Tr	Temperatura reducida, T/Tc
t	Temperatura, $^\circ\text{F}$
TSR	Consumo teórico de vapor, lb/KWh
Up	Velocidad promedio del pistón, ft/min
V	Volumen
v	Volumen específico, ft 3 /lb
Vr	Volumen reducido, V/Vc
W	Trabajo de compresión
w	Gasto en masa, lb/min
w'	Gasto en mol, lbmo $1/\text{h}$

X_i	Fracción del componente i
X	Factor x (Sec. 5.5)
Z	Factor de compresibilidad
Z_p	Factor de compresibilidad promedio
ρ	Densidad del fluido, lb/ft^3
% V_m	Porcentaje de volumen muerto
ΔP	Caída de presión interetapa, psi
η_v	Eficiencia volumétrica
η_{isoe}	Eficiencia isoentrópica
η_{isot}	Eficiencia isotérmica
ΔT_{isoe}	Aumento isoentrópico de temperatura, °R
ΔT_{real}	Aumento real de temperatura, °R
η_p	Eficiencia politrópica
μ	Coefficiente de trabajo de compresión (ec. 7.3)
ϕ	Coefficiente de flujo (ec. 7.4)
η_{etapa}	Eficiencia global por etapa
ΔH	Diferencia de entalpia, BTU/lb
η_{base}	Eficiencia base de la turbina

Subíndices

ic	Condición de succión
fl	Ley de fan
r	Condición nominal
f	Condición final
i	Condición inicial
s	Condición de succión
isoe	Isoentrópico
p	Politrópico
isot	Isotérmico
n	nominal
—	Unidad de masa
—	Unidad de mol
D	Condición de descarga

XIV.- LISTA DE FIGURAS

- 2.1 Clasificación general de compresores
- 2.2 Vista interior de un compresor reciprocante
- 2.3 Compresor reciprocante accionado con motor de combustión
- 2.4 Compresor reciprocante accionado con motor síncrono
- 2.5 Compresor reciprocante accionado con turbina
- 2.6 Compresor reciprocante con enfriamiento interetapa
- 2.7 Compresor reciprocante de 5 etapas enfriado con aire
- 2.8 Compresor reciprocante de cilindros opuestos
- 2.9 Compresor rotatorio de lóbulos
- 2.10 Rotores helicoidales de un compresor tipo tornillo
- 2.11 Compresor de tornillo de doble rotor
- 2.12 Compresor rotatorio de anillo líquido
- 2.13 Compresor de paletas deslizables
- 2.14 Impulsores para compresores centrífugos
- 2.15 Compresor centrífugo, con carcasa en espiral
- 2.16 Partes internas de un compresor centrífugo de una etapa
- 2.17 Partes de un compresor centrífugo de múltiples etapas
- 2.18 Compresor centrífugo de múltiples etapas; construcción en taller
- 2.19 Compresor centrífugo durante su construcción en taller
- 2.20 Caja de transmisión
- 2.21 Lecho de pruebas de un impulsor
- 2.22 Revisión de las dimensiones de un impulsor
- 2.23 Chumaceras
- 2.24 Compresor centrífugo en una cubierta absorbadora de ruido



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

- 2.25 Partes de un compresor de flujo axial
- 2.26 El compresor axial más grande del mundo
- 2.27 Compresores axiales en una planta de ácido nítrico
- 2.28 Maquinado de un portador de paletas para un compresor axial
- 2.29 Compresor axial-centrífugo
- 4.1 Compresión en un equipo centrífugo
- 4.2 Curva característica típica de compresores centrífugos
- 4.3 Operación de un compresor centrífugo con paletas guías en la succión.
- 4.4 Operación de un sistema con compresor centrífugo de velocidad variable
- 4.5 Efectos típicos de control de la capacidad sobre la potencia de compresores centrífugos
- 4.6 Compresor de aire para una unidad de craqueo catalítico
- 4.7 Compresor de recuperación de gas en unidades FCC
- 4.8 Compresor de dos etapas para la recuperación de gas en FCCU
- 4.9 Compresión en un equipo recíprocante
- 4.10 Ciclo de compresión comparado con el ciclo ideal
- 4.11 Curva característica de potencia para presión de descarga constante, $k = 1.3$
- 4.12 Curva característica de potencia para presión de succión constante, $k = 1.3$
- 4.13 Descargador automático del cilindro
- 4.14 Control de la capacidad del compresor con un descargador de cinco pasos
- 4.15 Espacios muertos

- 4.16 Curva de operación de los cilindros del compresor para condiciones de descarga
- 4.17 Distintas trayectorias que sigue el gas en un proceso de compresión
- 4.18 Ciclo de compresión de un equipo recíprocante de dos etapas
- 5.1 Volumen de succión contra eficiencia politrópica
- 5.2 Relación de eficiencias politrópica e isentrópica
- 5.3 Gasto en volumen a las condiciones de succión
- 5.4 Gasto en volumen a las condiciones de succión
- 5.5 Trabajo de compresión requerido
- 5.6 Número de etapas requerido
- 5.7 Velocidad y tamaño del compresor
- 5.8 Costo del compresor
- 5.9 Potencia requerida
- 5.10 Temperatura de descarga del compresor
- 5.11 Factor de compresibilidad Z
- 5.12 Factor de elevación de temperatura, X
- 5.13 Trabajo máximo por etapa
- 5.14 Disipación de energía, HP_T
- 5.15 Valores de XG/X (método del factor X)
- 5.16 Curva experimental del factor de pérdidas, Lo
- 5.17 Compresión isentrópica de *i*-butano con enfriamiento interetapa
- 5.18 Potencia al freno necesaria para manejar un millón de pies cúbicos de gas por día

- 5.19 Selección de compresores axiales
- 5.20 Peso y dimensiones del compresor
- 5.21 Potencia requerida de compresores axiales
- 7.1 Rangos generales de aplicación de los distintos tipos de compresores
- 7.2 Selección de compresores de una etapa
- 7.3 Eficiencia de compresores centrífugos de múltiples etapas
- 7.4 Operación de un compresor centrífugo
- 7.5 Pérdidas en sellos y cojinetes
- 7.6 Operación de compresores axiales con paletas guías en la succión
- 7.7 Cilindro de doble acción (duplex)
- 7.8 Comparación de compresores centrífugos y reciprocantes
- 8.1 Arreglo de una turbina de gas de ciclo simple
- 8.2 Eficiencia térmica en turbinas de gas
- 8.3 Razón de trabajo y consumo de aire en turbinas
- 8.4 Modificaciones para mejorar la eficiencia de turbinas de gas
- 8.5 Expansión de vapor en una etapa
- 8.6 Efecto de la razón de velocidades sobre la eficiencia
- 8.7 Eficiencias base de turbinas de una sola etapa
- 8.8 Factor de corrección por sobrecalentamiento para turbinas de una etapa
- 8.9 Pérdidas por fricciones para turbinas de una etapa
- 8.10 Límites de flujo a la entradas para turbinas de una etapa
- 8.11 Corrección por velocidad para turbinas de múltiples etapas
- 8.12 Límite de potencia al eje para turbinas de una etapa

- 8.13 Eficiencia base para múltiples etapas
- 8.14 Corrección por velocidad para turbinas de múltiples etapas
- 8.15 Factor de corrección por sobrecalentamiento para turbinas de múltiples etapas
- 8.16 Corrección por descarga para turbinas condensantes de múltiples etapas
- 8.17 Corrección por razón de presiones para turbinas condensantes de múltiples etapas
- 10.1 Curva característica de trabajo, compresor de una etapa
- 10.2 Curva característica de presión de descarga, compresor de una etapa
- 10.3 El filtro sucio disminuye la presión de succión
- 10.4 Efecto de la presión de succión en el funcionamiento de compresores centrífugos
- 10.5 Efecto de la temperatura de succión en el funcionamiento de compresores centrífugos
- 10.6 Efecto del peso molecular en el funcionamiento del compresor
- 10.7 Efecto de la compresibilidad o de la razón de calores específicos
- 10.8 Efecto de la velocidad del impulsor en el funcionamiento del compresor
- 11.1 Instalación de un compresor centrífugo tipo barril

LISTA DE TABLAS

- 5.1 Propiedades de gases
- 5.2 Especificaciones para compresores Elliott
- 6.1 Tabla de comparación de métodos de cálculo de compresores
- 6.2 Resultados del caso de estudio
- 6.3 Resultados del caso de estudio
- 7.1 Aplicaciones típicas de compresores centrífugos
- 7.2 Método de trabajo politrópico global, ejemplo 7.1
- 7.3 Cálculo de un compresor centrífugo, ejemplo 7.2
- 7.4 Valores para la selección de compresores centrífugos de múltiples etapas
- 7.5 Tamaño nominal para compresores recíprocantes
- 7.6 Tipos de compresores recíprocantes
- 7.7 Selección del accionador para compresores recíprocantes
- 8.1 Tamaños típicos del bastidor para turbinas de una etapa

XV.-BIBLIOGRAFIA

- 1.- Alderson, W.T., "Factors that influence selection of a Compressor", Chem. Eng., Junio (1956).
- 2.- Antony S.M.
Chem. Eng., Vol. 90(17), 98(1983).
- 3.- Arya S.C.
Hydrocarbon Processing, Vol 56(5), 223(1977).
- 4.- Baccheli B., Bianco E., "Turbine driven compressors",
Hydrocarbon Processing, Vol 50(12), 90(1971).
- 5.- Baggio J.L.
Hydrocarbon Processing, Vol 63(1), 97(1984).
- 6.- Baker D.F.
Chem. Eng., Vol 89(11), 117(1982).
- 7.- Balije, O.E., "A Study en Design Criteria and Metching
of Turbomachines-Part B, Trans. ASME, J. Eng.
Power, Enero (1962).
- 8.- Brown R.N., "Can specifications improve compressors
reliability", Vol 51(7), 89(1972).
- 9.- Bryson E.J., Dickert E.J., "Ethylene Plant
Turbomachinery", Vol 56(11), 309(1977).
- 10.- Buividas L.J.
Hydrocarbon Processing, Vol 58(5), 257(1979).

- 11.- Burke P.Y., "Compressor Intercoolers and Aftercoolers: Predicting off-performance", chem. Eng., Vol 89(19), Sep 20, 107(1982).
- 12.- Centrifugal Compressors for General Refinery Service, 3rd ed., API Standard 617, American Petroleum Institute, Washington, (1973).
- 13.- Comings E.W., "High Pressure Technology", Mc Graw Hill Book Division, (1956).
- 14.- Cordes R.J., "Use Compressors Safely, Part I", Hydrocarbon Processing, Vol (10), 227(1977).
- 15.- Cordes R.J., "Use Compressors Safely, Part II", Hydrocarbon Processing, Vol (11), 469(1977).
- 16.- Cumiskey J.E., "Reciprocating Compressor Special Report", Petroleum Refiner, Vol 35 (11), 120(1956).
- 17.- Davis H., "Evaluating Multistage Centrifugal Compressors", Chemical Engineering, Vol 90 (17), 98(1983).
- 18.- Dimoplon W., "What Process Engineers Need to Know About Compressors", Hydrocarbon Processing, Vol 57(5), 221(1978).
- 19.- Duck H., "Guidelines for Reapplying Centrifugal Compressors", Hydrocarbon Processing, Vol 63(1), 64(1984).
- 20.- Edmister W.C., Mc Garry R.J., Chemical Engineering Progress, 45: 421 (1949).

- 21.- Edmister W.C ., "Applied Thermodynamics",
Gulf Publishing Co.
- 22.- Gaston J.R., "Antisurge Control Schemes for
Turbocompressors", Chemical Engineering, Vol 89(8),
139(1982).
- 23.- Gibbs Ch. W., "Compressed Air and Gas Data",
Ingersoll Rand Company, (1971).
- 24.- Glassburn L.E.
Hydrocarbon Processing, Vol 60(8), 127(1981).
- 25.- Gulf Publishing Co., "Compressor Handbook for the
Hydrocarbon Processing Industries", Gulf Publishing
Co. Book Division, (1982).
- 26.- Gupta B.P., Jeffrey M.F.
Hydrocarbon Processing, Vol 58(6), 88(1979).
- 27.- Hall R.S., Matley J., Mc Naughton., "Current
Cost of Process Equipment", Chemical Engineering, Vol 89
(7), 80(1982).
- 28.- Hendrix W.A.
Chemical Engineering, Vol 86(25), 77(1979).
- 29.- Hougen O.A., Watson K.M., Ragatz K.
"Chemical Process Principles", John Wiley & Sons
U.S.A. (1959).
- 30.- Jackson C., "Guidelines for Improving Rotating
Equipment Reliability", Hydrocarbon Processing,
Vol 60(9), 223(1981).

- 31.- Kannappan S., "Determining Centrifugal Compressors Piping Loads", Hydrocarbon Processing, Vol. 61(2), 91(1982).
- 32.- Kerklo P., "Oil Seals for Centrifugal Compressors", Hydrocarbon Processing, Vol 61(10), 112(1982).
- 33.- Kobrin G.
Chemical Engineering, Vol 85(28), 115(1978).
- 34.- Lapina R.P., "How to Use the Performance Curves to Evaluate Behavior fo Centrifugal Compressors", Chemical Engineering, Vol 89(2), 86(1982).
- 35.- Lapina R.P., "How to Estimate Compressibility Factors and Specific-Heat Ratios for Hydrocarbon Gases", Chemical Engineering, Vol 89(3), 95(1982).
- 36.- Leiberman N.P., "Desing Process for Reduced Maintenance", Hydrocarbon Processing, Vol (1), 89(1979).
- 37.- Lotema Corp., "Linde Centrifugal Compressors Standars Series GT.", Lotema Corporation, P.O. Box 72. Canfield Ohio 44406.
- 38.- Lotema Corp., "Linde Centrifugal Compressors Seires RW Compact 3 and 4 Stage", Lotema Corp. P.O. Box 72, Canfield Ohio. 44406.
- 39.- Lipman M.
Hydrocarbon Processing, Vol 58(1), 153(1979).

- 40.- Ludwig E.E., "Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants", Gulf Publishing Company, Houston, Texas.
- 41.- Maceyka, T.D., "Detect and Evaluate Surge in Multistage Compressors", Hydrocarbon Processing, Vol 62(11), 203(1983).
- 42.- Mc Graw Hill, "Standard Plant Operators' Manual", Mc Graw Hill Book Co., 3-Ed., (1980).
- 43.- Mehra Y. R.
Chemical Engineering, Vol 89(14), 95(1982).
- 44.- Mehra Y. R.
Chemical Engineering, Vol 85 (28), 97(1978).
- 45.- Moens J.P. C., "Adapt Process to Compressor", Hydrocarbon Processing, Vol 50(12), 96(1971).
- 46.- Molich K., "Consider Gas Turbines for Heavy Loads", Chemical Engineering, Vol 87(17), 19(1980).
- 47.- Neerken R.F., "Use Steam Turbines as Process Drivers", Chemical Engineering, Vol 87(17), 63(1980).
- 48.- Neerken, R.F., "Compressor Selection for the Chemical Process Industries", Chem. Eng., Enero 20, (1975).
- 49.- Nelson W.E., "Maintenance Techniques for Turbomachinery", Hydrocarbon Processing, Vol 60(1), 71(1980).

- 50.- Peters, K.L., "Applying Multiple Inlet Compressors",
Hydrocarbon Processing, Vol 60 (5), 171(1981).
- 51.- Perry R.H., Chilton C.H., "Chemical Engineers
Handbook", Mc Graw Hill, 5 ed.
- 52.- Rase H. F., "Ingeniería de Proyectos para Plantas
de Proceso", CECSA, (1979).
- 53.- Reciprocating Compressors for General Refinery Service,
2nd. ed. API Standard 618, American Petroleum Institute,
Washington, (1971).
- 54.- Rehrig P., "Selecting Centrifugal Compressors
Materials for Harsh Environments", Hydrocarbon
Processing, Vol 60(10), 137(1981).
- 55.- Schiffhaver D.J.,
Hydrocarbon Processing, Vol 63(1), 75(1984).
- 56.- Sissom L.F., Pitts D.R., "Elements of Transport
Phenomena", Mc Graw Hill Kogakucha LTD, (1972).
- 57.- Smith J.M., Van Ness H.C., "Introducción a la
Termodinámica en Ingeniería Química",
Mc Graw Hill.
- 58.- Shre J.S., "Turbomachinery Problems: Causes
and Cures", Hydrocarbon Processing, Vol 56(12),
77(1977).
- 59.- Solar Turbines Inc., "Gas Turbines Systems
for the Oil and Gas Industry", Solar Turbines
Inc. Dept T-76, San Diego Ca 92138, USA.

60.- Sulzer Brothers Limited, "Turbocompressors Sulzer",
P.O. Box, CH-8023 Zurich, Dep. Thermal Turbomachinery.

61.- Sulzer Brothers Limited, "How Does Sulzer
Serve the Gas, Oil & Petrochemical Industry",
Sulzer Brothers Limited, P.O. Box, CH-8023
Zurich, Dep. Thermal Turbomachinery.

62.- Van Ormer H., "Include Power Cost in Air
Compressors Selection", Hydrocarbon Processign,
Vol 58(9), 219(1979).

63.- Summerville H.M., "Consider Axial-Flow Fans when
Choosing a Gas Mover", Chemical Engineering.,
Vol 88(11), 59(1981).

64.- Vargas K.J.
Chemical Engineering, Vol 89(6), 137(1982).

65.- Winters R.G., "Lubricating Air Compressors",
Chemical Engineering, Vol 85 (18), 157(1978).