

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

SELECCION DE COMPRESORES

26

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A

RAFAEL ARRIAGA RUIZ

CIUDAD UNIVERSITARIA
1 9 7 4



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.

Tesis 1974 (23)

ADO _____

FECHA 1974

PRC Mic 23



QUÍMICA

A MIS PADRES CON MI MAS SINCERO AGRADECIMIENTO

A MI ESPOSA POR SU CARINO Y APOYO

A MIS HERMANOS COMO UN MOTIVO DE SUPERACION

AL ING. ROBERTO ANDRADE CRUZ POR SU VALIOSA
DIRECCION Y EFICAZ COLABORACION

A TODOS AQUELLOS QUE DE MANERA DIRECTA O INDIRECTA
COLABORARON A LA REALIZACION DE ESTE TRABAJO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

SELECCION DE COMPRESORES

RAFAEL ARRIAGA RUIZ

INGENIERO QUIMICO

1974

PRESIDENTE PROF. CARLOS DOORMAN MONTERO

V O C A L PROF. JORGE MARTINEZ MONTES

SECRETARIO PROF. ROBERTO ANDRADE CRUZ

1er. SUPLENTE PROF. JOSE F. GUERRA REGASENS

2do. SUPLENTE PROF. EDUARDO VERGARA CABRERA

Sitio donde se desarrolló el tema: INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

Sustentante: *Rafael*
RAFAEL ARRIAGA RUIZ

Asesor: ROBERTO ANDRADE CRUZ

SELECCION DE COMPRESORES

CALCULO →
INTRODUCCION ✓

I Teoría de la compresión.

II Clasificación de los compresores. ✓

III Control.

IV Instrumentación.

V Selección. ✓✓

VI Conclusiones. ✓

VII Bibliografía.

INTRODUCCION

Desde principios del siglo, el desarrollo en la industria química ha sido notable, y en parte, se ha debido al perfeccionamiento en el diseño del equipo que maneja fluidos compresibles. Anteriormente a ésta época, la compresión se efectuaba en procesos químicos para manejar aire, gas natural, amoníaco y gases de combustión. Hoy el diseño del equipo de compresión ha evolucionado con el desarrollo en la producción de amoníaco, etileno, el tendido de sistemas de líneas para transportar gas natural, el uso de hidrocarburos como refrigerantes, etc..

El manejo de fluidos compresibles, por el uso de compresores, es una operación unitaria de flujo de fluidos. Un fluido compresible puede extraerse o inyectarse a un sistema para favorecer las relaciones presión - volumen - temperatura, necesarias para permitir una reacción o una operación como: absorción, adsorción, condensación, etc., para producir un cambio de fases deseable en el flujo; o una condición óptima en el proceso.

Un compresor funciona, adecuadamente, cuando el diseño es realista, apega do a las condiciones de operación del sistema para el cual es requerido. Así pues, éstas máquinas, no sólo requieren de los criterios de operación práctica, sino también de los conocimientos de ingeniería para su cálculo y selección.

Para hacer una selección técnica, deben considerarse, el tipo de trabajo que va a efectuar el compresor, la naturaleza del gas que se va a manejar, tipo de accionador, facilidad de mantenimiento, disponibilidad de refacciones, posibilidad de una próxima ampliación de la planta, etc..

Después de seleccionar, el tipo de compresor más adecuado técnicamente, se manda a cotización a diferentes fabricantes. Al recibir las cotizaciones, se efectúa la selección económica, obteniendo de ésta, la mejor alternativa de inversión.

La finalidad de ésta tesis, es dar un criterio de la secuencia a seguir para llevar a cabo una selección técnico - económica, entre los diferentes tipos de compresores. Y mostrar una amplia visión del funcionamiento de los mis

mos, mediante los fundamentos, descripción y características, control, instrumentación y factores de cálculo. .

TEORIA DE LA COMPRESION

Aún cuando los compresores de pistón combinan en su funcionamiento un proceso de flujo y no flujo, el resultado final es un proceso de flujo. Por lo tanto las ecuaciones para todos los tipos de compresores pueden basarse en la ecuación de trabajo obtenida a partir del balance de energía. Es conveniente basar todos los cálculos en el proceso ideal reversible. Ya que se pueden hacer cálculos rigurosos con relativa facilidad y después deben hacer se correcciones en forma de eficiencias para referirse al caso real.

El balance total de energía, en forma diferencial puede expresarse como sigue:

$$d(PV) + d(mu^2/2g_c) + dU = dq - dW \quad \text{----- (1)}$$

Donde:

P = presión, lbs./pie²

V = volumen, pies³

m = masa, lbs.

u = velocidad, pies/seg.

g_c = 32.17, factor para conversión de unidades absolutas a unidades de energía.

U = energía interna, pies-lbs.

q = calor agregado de los alrededores, pies-lbs.

W = trabajo hecho sobre los alrededores (trabajo de expansión), pies-lbs.

La diferencial exacta de la función de la energía U es:

$$dU = TdS - PdV$$

Y para un proceso reversible

$$dq = TdS$$

T = temperatura absoluta

S = entropía

Con las restricciones de un proceso reversible:

$$VdP + PdV + m(u_2^2 - u_1^2)/2g_c + TdS - PdV = TdS - dW$$

$$- dW = VdP + m(u_2^2 - u_1^2)/2g_c$$

$$- W = \int_1^2 VdP + m(u_2^2 - u_1^2)/2g_c \quad \text{----- (2)}$$

Los índices (1) y (2) se refieren a los estados inicial y final.

Para el caso usual de compresión, donde se desprecian los efectos de energía cinética,

$$- W = \int_1^2 VdP \quad \text{----- (3)}$$

Para ventiladores y sopladores; V puede considerarse constante y el trabajo será igual a:

$$- W = \int_1^2 V(P_2 - P_1)$$

Las ecuaciones (1) y (2) son válidas solo para procesos de flujo reversible. La ecuación (3) puede relacionarse con las funciones termodinámicas de la energía al restringir ciertas diferenciales exactas de éstas funciones a temperatura constante (isotérmicas) y entropía constante (adiabáticas). Estas diferenciales exactas cuyo desarrollo puede encontrarse en referencias (bibliografía) que cito al final, son:

$$dG = - SdT + VdP$$

$$dh = TdS + VdP$$

Donde:

V = Volumen

P = Presión

T = Temperatura absoluta

S = Entropía

G = Energía libre

h = Entalpa

— Compresión isotérmica reversible.

$$dG = - SdT + VdP$$

$$- SdT = 0 \quad \text{para } T = \text{constante}$$

$$VdP = dG$$

$$-W = \int_1^2 VdP = \Delta G = \Delta h - T\Delta S \quad \text{----- (4)}$$

— Compresión isentrónica reversible.

Un proceso isentrónico es un proceso adiabático ya que $dq = TdS$ para un proceso reversible. Así pues, es común a veces, llamar a la compresión isentrónica, compresión adiabática. Esto no quiere decir que todos los procesos adiabáticos sean necesariamente isentrónicos ó reversibles.

$$dh = TdS + VdP$$

$$TdS = 0, \text{ a entropía constante}$$

$$VdP = dh$$

$$-W = \int_1^2 VdP = \Delta h \quad \text{----- (5)}$$

Las ecuaciones (4) y (5) muestran dos métodos para determinar el trabajo reversible de compresión. Primero, si se conoce la relación entre P y V para los procesos isotérmico o isentrónico, integrando el término $\int_1^2 VdP$. Segundo si se conocen los valores de la entalpía y la entropía a las condiciones inicial y final, el trabajo puede calcularse como $\Delta h - T\Delta S$ para trabajo isotérmico y Δh para isentrónico. Se ha establecido como base estándar de comparación, el trabajo isentrónico reversible, por lo fácil que resulta calcularlo a partir del diagrama de Mollier. Existen gráficas, desarrolladas por Haugen y Watson que permiten calcular las entalpias y entropías cuando no se tienen los diagramas de Mollier ó las tablas de entalpía.

La integración $\int_1^2 VdP$ se simplifica, si el gas obedece a la ley de los gases perfectos. Sin embargo, es preferible usar el diagrama de Mollier siempre que sea posible, ya que no es necesario suponer que se trata del gas ideal.

→ La ley de los gases ideales se expresa:

$$PV = nRT \quad \text{----- (6)}$$

donde:

P = presión lbs./pie²

n = número de moles

V = volumen, pies³

R = constante de los gases.

de (6)

$$PV/n = RT = Pv \quad \text{-----} \quad (7)$$

donde:

v = volumen molar, pies³/lb.-mol

Compresión isotérmica reversible. (gas ideal)

de (7)

$$v = RT/P$$

El trabajo por mol ($-W_m$) es:

$$-W_m = \int_1^2 v dP = RT \ln P_2/P_1 = 1544 (T) \ln P_2/P_1 \quad \text{-----} \quad (8)$$

donde:

$$R = 1544 (\text{lbs. pie}^2) (\text{pie}^3)/(\text{lb.-mol}) (^\circ R)$$

Compresión isentrónica reversible (gas ideal)

$$-W_m = \int_1^2 v dP = \int_1^2 RT dP/P = (\Delta h') (778) = 778 C_p dT \quad \text{-----} \quad (9)$$

$$1 \text{ BTU} = 778 \text{ pie-lbs.}$$

donde:

$\Delta h'$ = cambio de entalpia, BTU/lb.-mol

C_p = capacidad molar de calor a presión constante,
BTU/(lb.-mol)($^\circ F$)

si:

$$R' = R/778 = 1.987 \text{ BTU}/(\text{lb.-mol})(^\circ R)$$

$$R' (dP/P) = C_p (dT/T)$$

Integrando:

$$R' \int_1^2 \frac{dP}{P} = \int_1^2 \frac{C_p}{T} dT \qquad R' \ln(P_2/P_1) = C_{pm} \ln(T_2/T_1)$$

Donde:

C_{pm} = promedio aritmético de la capacidad de calor de entrada y salida.

$$T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{R'/C_{pm}}$$

Pero:

$$R' = C_{pm} - C_{vm} \qquad \text{Si: } k = C_{pm}/C_{vm}$$

$$T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{(C_{pm} - C_{vm})/C_{pm}} = T_1 (P_2/P_1)^{(k-1)/k} \quad \text{----- (10)}$$

La ecuación (10), da la temperatura teórica al final de la compresión del gas ideal, si se conoce la temperatura inicial, la relación de compresión y la relación de calores específicos.

De (9)

$$-W_m = \int_1^2 C_p dT = C_{pm} (T_2 - T_1)$$

Sustituyendo en la ecuación (10)

$$-W_m = C_{pm} T_1 \left[(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad \text{BTU/lbs.-mol}$$

Pero, C_{pm} conviene tenerlo en términos de k.

$$C_{pm} = C_{pm} R'/R' \quad \text{y} \quad R' = C_{pm} - C_{vm}$$

$$C_{pm} = (C_{pm} R') / (C_{pm} - C_{vm}) = \left[(C_{pm}/C_{vm}) R' \right] / \left[(C_{pm}/C_{vm}) - 1 \right] = (kR') / (k-1).$$

Por lo tanto:

$$-W_m = \left[k/(k-1) \right] R' T_1 \left[(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad \text{BTU/lbs.-mol} \quad \text{----- (11)}$$

$$\delta \quad -W_m = \left[(k/k-1) \right] R T_1 \left[(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad \text{lbs.-moles/lbs.-mol} \quad \text{---- (11.a)}$$

6

$$-W_m = (k/k-1)P_1V_1 \left[(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad \text{lbs.-pies/lbs.-mol} \quad \text{--- (12)}$$

Los valores de k deben basarse en los valores promedio de k a la entrada y a la salida. Estas ecuaciones son verdaderas para un gas ideal y k debe obtenerse a partir de las capacidades caloríficas a 0 lbs./olg² absolutas y a la temperatura promedio entre la entrada y la descarga.

Las ecuaciones (8), (11) y (12) tienen unidades de trabajo por mol (pies-lbs. por lbs.-mol). Debido a que las ecuaciones están desarrolladas en base molar, deberá emplearse la capacidad de calor molar.

→ [Sin embargo, la compresión real no es ni isentrópica ni isotérmica, debido a ciertos efectos internos de irreversibilidad, por eso resulta a veces preferible calcular el trabajo de compresión basado en la expresión:

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

Donde:

n es definida como una constante politrópica. Para un gas determinado el valor de n puede determinarse a partir de las pruebas características efectuadas en el compresor, usando un diagrama indicador de presión contra volumen.

$$\log P + n \log V = \text{constante.}$$

La pendiente de la línea, en el diagrama indicador dará un valor de n .

La expresión del trabajo politrópico es:

$$-W_m = (n/n-1)P_1V_1 \left[(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad \text{----- (13)}$$

La potencia determinada a partir de esta ecuación es una estimación de la potencia indicada.

La potencia isentrópica se calcula a partir de los diagramas de entalpía. Es preferible hacer todos los cálculos en base isentrópica, siempre que sea

posible, y usar eficiencias de acuerdo a bases técnicas isoentrópicas.

Para una máquina de pistón, la compresión se aproxima al caso isoentrópico debido a la chaqueta de agua que se tiene en el cilindro.

El trabajo requerido para un ciclo de dos etapas, es la suma de los trabajos del ciclo de las dos etapas simples y puede ser representado analíticamente por:

$$-W_{(2 \text{ etapas})} = (k/k-1)P_1 v_1 \left[\left(P_2/P_1 \right)^{(k-1/k)} - 1 \right] + (k/k-1)P_1 v_1 \left[\left(P_2/P_1 \right)^{(k-1/k)} - 1 \right] \quad (14)$$

Considerando que la compresión es adiabática y reversible.

Considerando ahora, un interenfriamiento perfecto, es decir que el gas a comprimirse en la segunda etapa sea enfriado a la temperatura de entrada de la primera etapa, se tiene:

$$P_1 v_1 = P_1 v_1 = \dots = P_2 v_2 \quad \text{a temperatura constante}$$

La ecuación (14), se transforma a:

$$W_{(2 \text{ etapas})} = (k/k-1)P_1 v_1 \left[2 - \left(P_1/P_1 \right)^{(k-1/k)} - \left(P_2/P_1 \right)^{(k-1/k)} \right] \quad (15)$$

Siguiendo el mismo procedimiento para más etapas, se puede generalizar esta ecuación. Así, para n etapas:

$$W = (k/k-1)P_1 v_1 \left[n - \left(P_{i1}/P_1 \right)^e - \left(P_{i2}/P_{i1} \right)^e - \left(P_{i3}/P_{i2} \right)^e - \dots - \left(P_{i(n-1)}/P_{i(n-2)} \right)^e \right] \quad (16)$$

Donde:

$$e = (k-1/k)$$

$P_{i1}, P_{i2}, P_{i3}, \dots, P_{i(n-1)}$ = presión de descarga en las etapas 1, 2, 3, ..., n-1

Estas presiones intermedias pueden tener cualquier valor, los valores seleccionados para ellas, evidentemente, deben estar entre los límites P_1 y P_2 . Pero es probable que una etapa particular, minimize el trabajo, y ésta

será la etapa, preferentemente, usada. Para encontrar la condición necesaria para un mínimo de trabajo (optimización) se puede considerar que cada presión intermedia varía independientemente con las otras y se aplica el criterio usual para un mínimo de trabajo.

$$\frac{\partial W}{\partial P_{11}} = 0, \quad \frac{\partial W}{\partial P_{12}} = 0, \quad \text{etc.} \quad \text{----- (17)}$$

Diferenciando la ecuación (16) y aplicando la ecuación (17).

$$\frac{\partial W}{\partial P_{11}} = (K/K-1)P_1 V_1 \left[-e (P_{11}^{e-1}/P_1^e) + e P_{12}^e P_{11}^{-e-1} \right] = 0$$

Y se tiene:

$$P_{12}^e P_{11}^{-e-1} = P_{11}^{e-1} P_1^{-e}$$

o

$$P_{11}^2 = P_1 P_{12} \quad \text{----- (18)}$$

Similamente de:

$$\frac{\partial W}{\partial P_{12}} = 0, \quad \frac{\partial W}{\partial P_{13}} = 0, \quad \text{etc.} \quad \text{Se tiene:}$$

$$P_{12}^2 = P_{11} P_{13} \quad \text{----- (19)}$$

$$P_{13}^2 = P_{12} P_{14} \quad \text{----- (20)}$$

$$P_{i(n-1)}^2 = P_{i(n-2)} P_2 \quad \text{----- (21)}$$

De estas últimas cuatro ecuaciones:

$$P_{11}/P_1 = P_{12}/P_{11} = P_{13}/P_{12} = \dots = P_2/P_{i(n-1)} = r$$

La relación de compresión, r , es la misma en todas las etapas; la condición para minimizar el trabajo; por lo tanto, es que el producto de las relaciones de compresión total, sea igual a la relación de compresión total.

Donde:

$$r_1 r_2 r_3 \dots r_n = P_2/P_1$$

$$\text{Así:} \quad r^n = P_2/P_1 \quad \therefore \quad r = \sqrt[n]{P_2/P_1} \quad \text{----- (22)}$$

Sustituyendo la ecuación (22) en la (16)

$$W_{(n \text{ etapas})} = n(k/k-1)P_1 v_1 \left[1 - (P_2/P_1)^{(k-1/k)} \right] \text{ ----- (23)}$$

Los compresores, son generalmente diseñados para dar aproximadamente igual trabajo en todas las etapas, no solo por el hecho de que éstas hagan un mínimo de trabajo, sino porque también es deseable estandarizar el sistema de compresión, desde el punto de vista mecánico.

Experimentalmente se ha encontrado que la máxima relación de compresión para cualquier paso de una máquina de pasos múltiples, debe estar entre 3 y 5.

La ecuación (23) es válida solo para casos ideales, al referirnos a casos reales, debemos hacer correcciones por medio de eficiencias.

Eficiencia volumétrica.— El volumen real del gas succionado por el cilindro del compresor de pistón a las condiciones de entrada, es menor que el desplazamiento del cilindro. Se le llama eficiencia volumétrica a la relación del volumen real medido a las condiciones de succión y las condiciones iniciales de desplazamiento del pistón.

La relación entre la eficiencia volumétrica y el espacio muerto (c) se expresa como una fracción del desplazamiento total (D) por carrera. El espacio muerto del cilindro se llene con gas comprimido el cual se reexpande en la carrera de regreso. El gas que se recibe durante la carrera de succión ve disminuido su volumen por una cantidad que es igual al volumen de éste gas reexpandido. La relación entre los volúmenes de espacios muertos en la succión (V_{1c}) y en la descarga (V_{2c}) está dada por:

$$P_2 V_{2c}^k = P_1 V_{1c}^k$$

$$V_{1c} = V_{2c} (P_2/P_1)^{1/k} = cD (P_2/P_1)^{1/k}$$

Eficiencia volumétrica, como fracción = E_v

$$E_v = \text{Volumen de entrada} / \text{Desplazamiento} = \left[D + cD - cD(P_2/P_1)^{1/k} \right] / D$$

$cD+D$ = volumen que se recibe durante la carrera de succión.

$$E_V = 1 - c \left[(P_2/P_1)^{1/k} - 1 \right] \text{ ----- (24)}$$

La eficiencia de operación del compresor se puede definir de diferentes maneras dependiendo del tipo de base que se escoja. El usar una eficiencia del compresor representa, para cualquier caso, un intento para tomar en cuenta las irreversibilidades internas y pérdidas mecánicas que ocurren en la compresión real. Para los compresores de pistón, estas pérdidas son debidas a la fricción del fluido, incluyendo pérdidas a través de las válvulas, y por la fricción mecánica que se tiene en las partes que están en movimiento, tales como el pistón. Las pérdidas en los compresores centrífugos incluyen la pérdida por fricción por el paso del fluido, las fugas que se tienen a lo largo del eje y entre los pasos, la fricción en el disco y las pérdidas mecánicas en cojinetes y empaques. Entre las eficiencias más frecuentemente empleadas están:

Eficiencia isoentrópica:

$$E_S = \text{trabajo isoentrópico reversible (100)/trabajo real en la flecha.}$$

Eficiencia isotérmica:

$$E_I = \text{trabajo isotérmico reversible (100)/trabajo real en la flecha.}$$

Eficiencia mecánica:

$$E_m = \text{potencia indicada (100)/trabajo real en la flecha}$$

Eficiencia politrópica:

$$E_p = \text{trabajo politrópico (100)/trabajo real en la flecha}$$

El trabajo real en el eje o flecha equivale a la potencia del freno.

Cuando el exponente politrópico es obtenido a partir del diagrama indicador real, la eficiencia nolitrópica basada en este valor de n es aproximadamente igual a la eficiencia mecánica.

~~El trabajo en los compresores centrífugos.~~ El trabajo en los compresores

centrífugos, sin enfriamiento se aproxima más a la compresión politrópica que a la isentrópica. Así pues, la eficiencia isentrópica varía marcadamente con el tipo de gas que se está comprimiendo. Todas las pérdidas (con excepción de las mecánicas que son un porcentaje muy pequeño del total) de calor que se tienen en el gas, producen desviaciones de la línea que representa la condición isentrópica. Estas desviaciones requieren diferentes eficiencias isentrópicas según el gas que se está manejando.

En la figura (1) se muestra la gráfica de eficiencia politrópica de compresores centrífugos contra volumen succionado. Esta curva es una estimación para cualquier gas. La eficiencia politrópica varía con el tipo de gas comprimido, aunque no tanto como la isentrópica. Así pues, es posible seleccionar una eficiencia politrópica para un determinado compresor si se conoce su curva, que será similar a la de la figura (1). Sin embargo, no debe pasarse por alto la ventaja que representa obtener el trabajo en base isentrópica. La eficiencia politrópica puede convertirse en eficiencia isentrópica para el gas que se está considerando, utilizando para ello la figura (2), ésto hará posible usar los diagramas de Mollier o las tablas de entalpías.

Debido a que para los compresores de pistón, la compresión se aproxima a la adiabática, no se tendrán dudas en hacer los cálculos en base isentrópica, y emplear eficiencias isentrópicas para corregir el trabajo teórico y obtener el trabajo real.

Por medio de la ecuación (10) puede obtenerse la temperatura final real del gas que se tiene en el compresor de pistón; pero resulta más fácil usar el diagrama de Mollier, ya que la compresión de la máquina, como ya se ha dicho, se aproxima bastante a la isentrópica. Sin embargo, para el compresor centrífugo sin enfriamiento, el aumento de temperaturas isentrópicas no es comparable al aumento real ya que muchas de las pérdidas que se tienen sirven para calentar los gases que están siendo comprimidos. Se puede tener una aproximación del aumento real de la temperatura a partir de la siguiente relación:

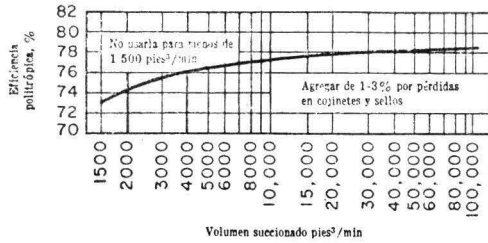


FIG. 1. Volumen de la succión contra eficiencia politrópica.

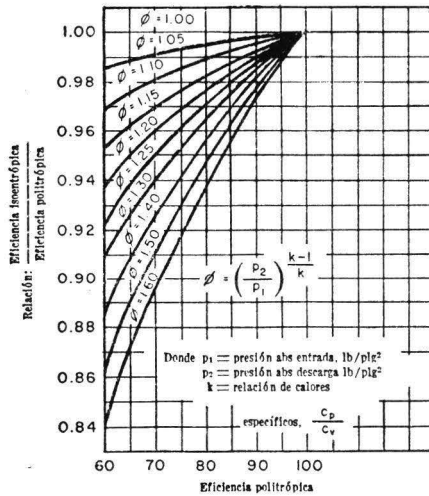


FIG. 2. Relación entre eficiencias isentrópicas y politrópicas para compresores centrífugos.

$$\text{Eficiencia isentrópica} = \frac{C_p \Delta T_s}{C_p \Delta T_a} \quad (28)$$

$$\Delta T_a = \Delta T_s / E_s$$

Donde:

T_a = aumento real de la temperatura

T_s = aumento isentrópico de la temperatura.

Curvas características de compresoras centrífugas. Los fabricantes dan, las curvas características para el gas que va a comprimirse y están basadas en las condiciones iniciales de diseño.

Por lo general, en éstas curvas el volumen se expresa en pies³/minuto a las condiciones de entrada contra la presión en la descarga expresada en psi manométricas y el mismo volumen a la entrada, contra la potencia al freno. Estas curvas (figura 3) características se proporcionan para varias velocidades, si la velocidad del accionador es variable.

Otras curvas muy útiles que se pueden obtener a partir de la figura (3) son la de la carga y eficiencia isentrópicas. Esto puede hacerse escogiendo varios puntos en la figura (3), calculando sus cargas isentrópicas correspondientes y después la eficiencia isentrópica, figura (4).

Las figuras (3) y (4) pueden usarse para relacionar el volumen manejado contra la presión de descarga y las curvas de bhp (potencia al freno) para cualquier presión de entrada. Si la presión en la entrada permanece constante y la temperatura de entrada es variable, la carga isentrópica podrá permanecer constante si se tienen cambios en la relación de compresión (ecuación 11). Podrán trazarse para la nueva relación de compresión, las curvas de presión de descarga contra cambios de la temperatura de entrada.

Cálculo para gases reales.- Algunos gases se desvían marcadamente del comportamiento del gas ideal. Existen datos en bibliografía, que permiten calcular el factor de corrección (Z), llamado factor de compresibilidad, el cual se multiplica a la expresión de la ley de los gases perfectos, a fin de aplicarla a gases reales.

$$Pv = ZRT$$

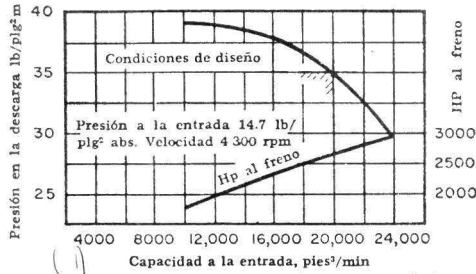


Fig. 3 Curvas características típicas de compresores centrífugos, volumen contra presión de descarga.

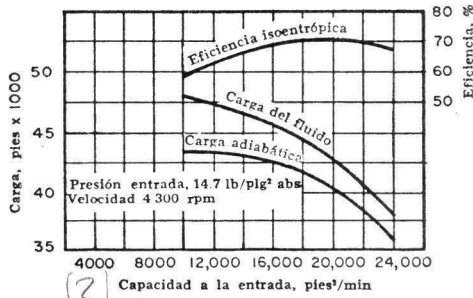


Fig. 4 Curva característica típica de un compresor centrífugo, volumen contra carga isoentrópica.

Se ha encontrado que los factores de compresibilidad de todos los gases, figura (5), tienen correlación con las relaciones temperatura reducida (T/T_c) y presión reducida (P/P_c), donde P y T son presión y temperatura absolutas y T_c y P_c son temperatura y presión críticas del gas considerado. Para mezclas, resulta satisfactorio, para el cálculo de la temperatura y presión reducidas, emplear temperaturas y presiones pseudocríticas. Estas se determinan de el promedio molar de las temperaturas y presiones críticas de los componentes.

La eficiencia volumétrica de una máquina de pistón, se ve afectada por las desviaciones que se tengan respecto al caso ideal; la falta de considerar éstas desviaciones conduce a errores en lo que concierne a dimensiones del cilindro. La ecuación (24) que expresa la relación que se tiene entre eficiencia volumétrica, espacio muerto y relación de compresión, puede aplicarse a casos reales afectandola por las correcciones de compresibilidad. El volumen expandido a las condiciones de succión es:

$$V_{1c} = V_{2c} (Z_1/Z_2)(T_1/T_2)(P_2/P_1)$$

Por lo general, no se conoce el valor de T_2 , pero puede obtenerse a partir de la relación del gas ideal.

$$T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{1-(1/k)}$$

Por lo tanto:

$$V_{1c} = V_{2c} (Z_1/Z_2)(P_2/P_1)^{1/k}$$

∴

$$E_v = 1 - c \left[(Z_1/Z_2)(P_2/P_1)^{1/k} - 1 \right] \text{ ----- (25)}$$

Donde, los índices (1) y (2) se refieren a las condiciones de succión y descarga.

Al fabricante de compresores se le deben dar los valores exactos de las compresibilidades de los gases a comprimir, para determinar correctamente el tamaño de los cilindros.

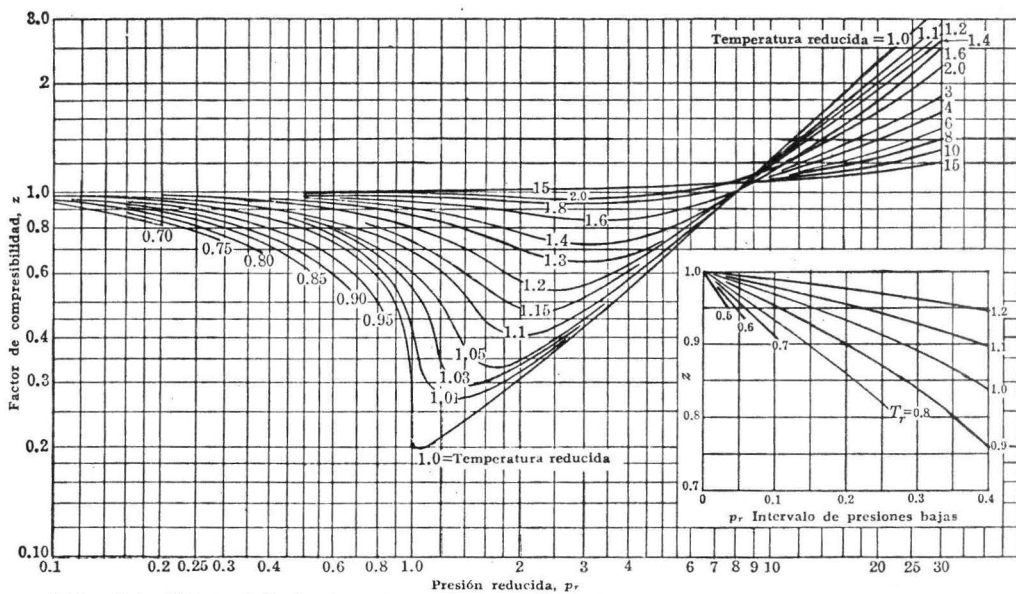


FIG. 9 Gráfica del Factor de compresibilidad.

* \rightarrow [Si se dispone de un diagrama de entalpías del gas que se va a comprimir, podrán obtenerse en forma rápida y exacta los valores del trabajo isentrónico y de la temperatura al final de la compresión. La diferencia de entalpías, en BTU por libra mol, entre las condiciones inicial y final, para entropía constante, es equivalente al trabajo isentrónico para un gas real. En caso de no tener diagramas de entalpías, pueden usarse gráficos generalizadas de entalpías, pueda corregirse así la entalpía del gas ideal para obtener la entalpía del gas real.

Para la mayoría de los casos, no es necesario calcular exactamente la potencia teórica isentrópica. El trabajo de compresión para un gas real puede estimarse de la siguiente manera:

$$-W_m = \int_1^2 v dP = (Z_1 + Z_2)/2 \int_1^2 RT (dP/P)$$

Para un gas ideal:

$$\int_1^2 RT (dP/P) = \Delta h' (778)$$

$$\therefore -W_m = [(Z_1 + Z_2)/2] [\Delta h' (778)]$$

$$-W_m = [(Z_1 + Z_2)/2] (k/k-1) P_1 v_1 \left[(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1 \right] \text{----- (27)}$$

$$-W_m = [(Z_1 + Z_2)/2] (k/k-1) RT_1 \left[(P_2/P_1)^{(k-1)/k} - 1 \right] \text{----- (28)}$$



CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES

Los compresores tienen por objeto reducir el volumen de un gas o vapor por medio de un incremento de presión.

Los compresores pueden ser accionados por medio de motores eléctricos, máquinas de combustión interna, turbinas de gas o de vapor.

La compresión se hace para una gran variedad de fines:

a) Transmitir potencia, como en un sistema de aire comprimido, para operar herramientas neumáticas.

b) Para proveer aire para combustión.

c) Para transportar y distribuir gas, como en una red de gasoducto.

d) Circular gas a través de una red en un proceso determinado.

e) Producir condiciones más propicias para una reacción química.

f) Etc.

Son tres, los métodos más usados para comprimir gas, uno es de flujo intermitente y dos de flujo continuo y se pueden resumir así:

1.- Atrapar cantidades consecutivas de gas en algún compartimiento, reducir el volumen, por medio de un aumento en la presión, y después arrojar el gas comprimido fuera del compartimiento.

2.- Comprimir el gas por acción mecánica de la rápida rotación de impulsores o rotores de álabes, que imparten velocidad y presión al flujo de gas (la velocidad es convertida a presión en los difusores).

3.- Introducción del gas en un chorro de alta velocidad, del mismo gas u otro (generalmente vapor) y conversión de la alta velocidad en energía de presión.

Los compresores que usan el método (1) son de la clase de flujo intermitente y se conocen como compresores de desplazamiento positivo. Los que usan el método (2) son conocidos como compresores dinámicos y finalmente los que usan el método (3) se conocen como eyectores y normalmente operan con una presión de succión menor que la atmosférica.

Los diferentes tipos de compresores se muestran en la figura (1).

En los compresores de desplazamiento positivo, a un movimiento de la

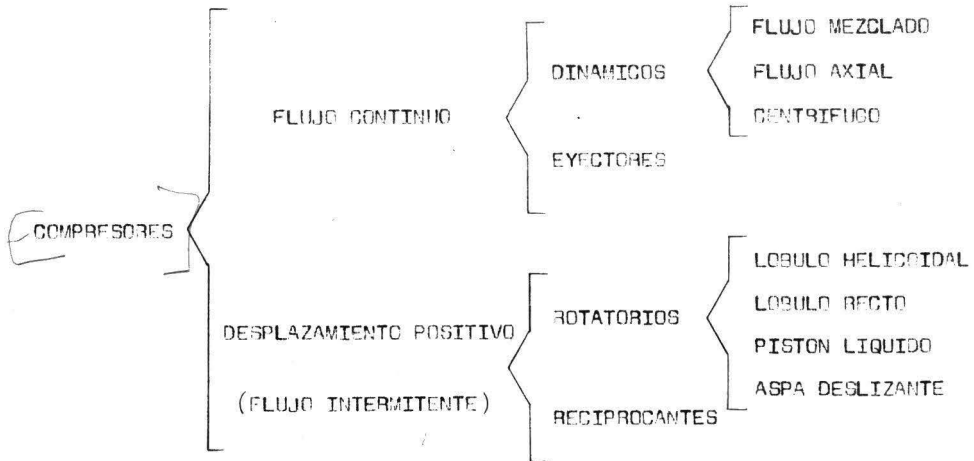


Fig. (1) Clasificación de compresores.

parte que comprime (pistón, álave, lóbulo, etc.), ocurre un desplazamiento del volumen del gas, comprimiendo constantemente con incremento de presión y su límite es el punto de ruptura del metal, en caso de no existir los dispositivos de seguridad adecuados.

Compresores reciprocanes.- En ellos el elemento de desplazamiento y compresión es un pistón que tiene un movimiento reciprocante dentro de un cilindro, y pueden ser:

a) Acción simple.- La compresión se efectúa solamente en el extremo de un cilindro.

b) Acción doble.- La compresión ocurre en ambos extremos del cilindro.

c) Un solo paso.- La compresión desde un estado inicial a uno final ocurre en cada embolada de trabajo del pistón.

d) Pasos múltiples.- El gas se comprime en el primer cilindro desde la presión inicial hasta una presión intermedia y se completa en uno o más cilindros subsiguientes.

e) Vertical.- El elemento de compresión está en posición vertical.

f) Horizontal.- El elemento de compresión está en posición horizontal.

g) Ángulo.- Son compresores multi-cilíndricos, formando cada uno de los ejes de los cilindros un determinado ángulo entre sí. Esta terminología esta

basada únicamente en los cilindros de los compresores. El término ángulo se refiere a máquinas grandes conectadas directamente y en las que los cilindros del compresor están en posición horizontal y los cilindros de fuerza forman un determinado ángulo con los cilindros del compresor.

h) Línea recta.- Son unidades horizontales o verticales con una carcasa común teniendo uno o más cilindros en línea.

i) Duplex.- Son dos cilindros en paralelo conectados a un cigüeñal común.

j) Enfriados por aire.- Enfriados por aire atmosférico o por aire que está en circulación (sólo para compresores pequeños).

k) Enfriados por agua.- El agua circula a través de chaquetas que rodean a los cilindros.

Este tipo de compresores presenta la desventaja de las vibraciones mecánicas y acústicas, las cuales siempre han sido un problema. Las vibraciones mecánicas son debidas al movimiento de vaivén del émbolo y a la rotación del cigüeñal. Las vibraciones acústicas son debidas a las pulsaciones de presión originadas en las tuberías conectadas a los sistemas de compresión.

Los compresores recíprocos usan válvulas de resorte, automáticas, que abren solo cuando existe una diferencial de presión a través de la válvula. Las válvulas de la succión abren cuando la presión dentro del cilindro es menor que la presión en la succión. Las válvulas de la descarga abren cuando la presión dentro del cilindro es más grande que la presión a la que descarga.

El funcionamiento del compresor recíproco se puede apreciar en el diagrama P V (figura 2).

En la figura (2), diagrama A, se muestra el elemento básico con el cilindro totalmente lleno de aire o gas a comprimir. Sobre el diagrama P V, el punto (1) es el inicio de la compresión. Ambas válvulas están cerradas.

El diagrama B, muestra la carrera de compresión, el pistón se está moviendo hacia la izquierda, reduciendo el volumen original de aire, acompañado

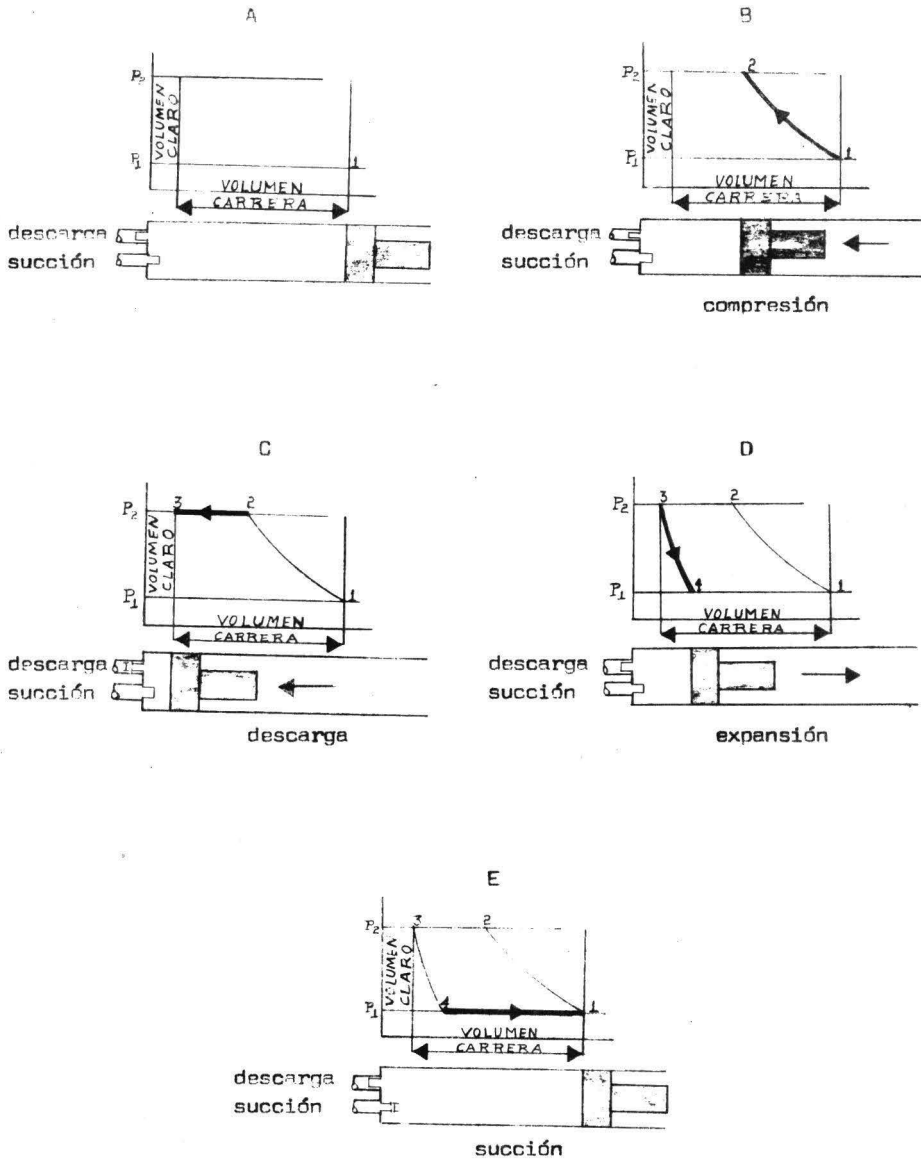


Fig. (2) Diferentes etapas del ciclo de compresión en un compresor recíprocante.

Donde: P_1 = presión de succión P_2 = presión de descarga

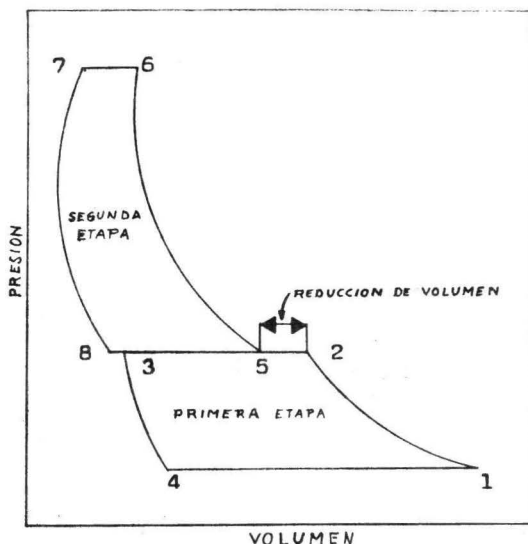


Fig. (3) Ciclo de dos etapas, en un compresor de desplazamiento positivo, con una elevación en la presión. Las válvulas permanecen cerradas. El diagrama P V muestra la compresión desde el punto (1) al punto (2), y que la presión dentro del cilindro ha alcanzado la presión de descarga.

El diagrama C, muestra el pistón completando la carrera. Las válvulas de descarga abren después de alcanzar el punto (2). El aire comprimido es expulsado a través de las válvulas de descarga, y el pistón ha alcanzado el punto (3). Las válvulas de descarga cerrarán dejando el espacio del claro lleno con aire a la presión de descarga, durante la carrera de expansión, diagrama D, las válvulas de succión y descarga permanecen cerradas y el aire atrapado en el espacio del claro aumentará en volumen causando una reducción de presión. Esto continúa, con el pistón moviéndose a la derecha, hasta que la presión dentro del cilindro alcanza la presión de succión punto (4), las válvulas de succión ahora abrirán y el aire entrará al cilindro hasta finalizar la carrera de reversa, punto (1). Esta es la carrera de succión mostrada en el diagrama E. En el punto (1) sobre el diagrama P V, las válvulas de suc-

ción cerrarán y el ciclo se repetirá en la próxima revolución de la biela.

En un compresor reciprocante de dos etapas simples, los cilindros son proporcionados de acuerdo a la relación total de compresión, la segunda etapa es más pequeña, por que el gas ha sido parcialmente comprimido y enfriado y ocupa menor volumen que a la succión de la primera etapa.

En el diagrama P V, figura (3), las condiciones antes de iniciar la compresión son los puntos (1) y (5), para la primera y segunda etapas, respectivamente; después la compresión, puntos (2) y (6), después la descarga, (3) y (7). La expansión del aire atrapado en el claro, cuando el pistón regresa, puntos (4) y (8), y la carrera de succión de el cilindro fijada sobre los puntos (1) y (5) y las etapas del ciclo se repiten.

Compresores rotatorios.— Son máquinas de desplazamiento positivo, en las que el desplazamiento y compresión son afectados por la acción positiva de un elemento rotatorio.

Compresores de aspas deslizantes.— Tienen como elemento básico la carcasa cilíndrica con sus cabezas y rotor ensamblados. Cuando trabaja a la presión de diseño, el diagrama indicador P V es idéntico al del reciprocante. De cualquier modo, hay una diferencia importante entre ellos. La unidad reciprocante, tiene una válvula de resorte que abre automáticamente a pequeñas diferenciales de presión existentes entre el interior y exterior del cilindro. La válvula de descarga, por lo tanto, abre tan pronto como se alcanza el punto (2) figura (2) y la de succión tan pronto como se alcanza el punto (4). No obstante, en ellos puede haber alguna variación en la presión de descarga entre lapso y lapso de tiempo.

El compresor de aspas deslizantes, no tiene válvulas. Los tiempos en el ciclo cuando abren la succión y la descarga son determinados por la localización de cada orificio. El orificio de entrada es normalmente amplio y es diseñado para admitir gas, hasta el punto más profundo de la cavidad localizada entre dos aspas. El volumen de gas en la cavidad, decrece conforme el rotor gira y el gas se comprime. La compresión continua hasta que el ori

ficio de descarga se encorva, lugar donde se localiza el aspa guía del siguiente orificio.

Cuando se fabrica la unidad, éste punto es cuidadosamente construido pues de esto depende, en gran parte, que el compresor comprima a la presión de diseño.

Sin embargo, cuando la presión de descarga es diferente a la de diseño, se obtienen, distorsiones en el diagrama P V.

Compresores de pistón líquido.- Están provistos de una caja elíptica, la cual está parcialmente llena de líquido y a través de éste giran las hojas del rotor, figura (4). La velocidad del rotor origina que el líquido sea desplazado hacia afuera del centro, por fuerza centrífuga, formandose un anillo de líquido en la pared de la caja. El ciclo de operación puede ser observado, refiriéndonos a la figura (4). En (1), el canal que forma la hoja está lleno de líquido; cuando el rotor gira, el líquido se desplaza siguiendo la pared de la caja, alejándose del rotor y permitiendo la entrada de gas a través de la compuerta de entrada. En (2), el espacio ocupado por el gas es un máximo, mientras que el líquido se encuentra en la pared de la caja. La pared elíptica en (3) está más cerca de los ejes, lo que fuerza al líquido a regresar al rotor y disminuir el espacio ocupado por el gas, comprimiendo éste y descargándolo en (4). El ciclo se repite a través de la segunda mitad de la revolución. Generalmente el líquido se suministra en forma continua, para proporcionar enfriamiento; la cantidad que fluye deberá controlarse apropiadamente para obtener una mejor operación.

Compresores de dos impulsores de lóbulos rectos.- La compresión se lleva a cabo por la acción de lóbulos. Dentro de ésta unidad la compresión es muy pequeña; sin embargo se presenta cuando el contenido del compresor es forzado dentro del sistema, accionado sobre la contrapresión del mismo. Este equipo requiere un ajuste muy cerrado de los lóbulos, por lo que el gas que es comprimido debe mantenerse libre de polvo e impurezas.

Los lóbulos apareados giran en dirección opuesta y son accionados exter-

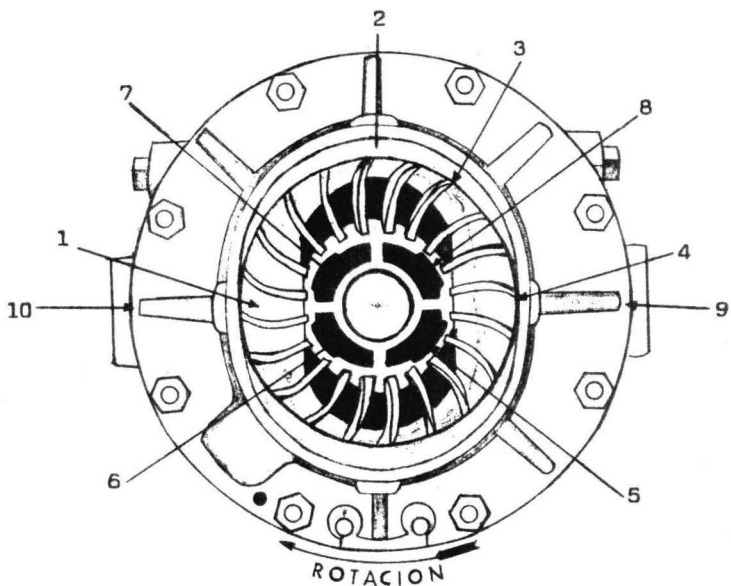


Fig. (4) Compressor de pistón líquido.

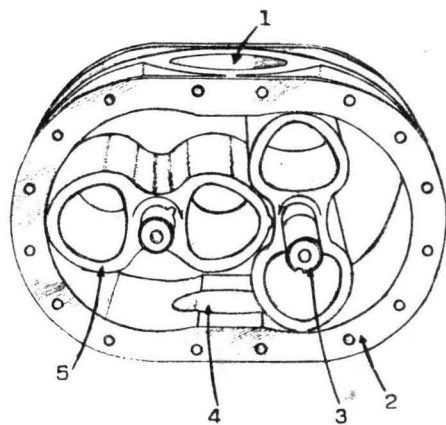


Fig. (5) Vista seccional del compresor de lóbulos rectos.

Figura (4), Compresor de pistón líquido.

- 1 }
2 } Descripción del proceso de compresión.
3 }
4 }
- 5 Puerto de entrada.
- 6 Puerto de descarga.
- 7 Puerto de entrada.
- 8 Puerto de descarga.
- 9 Entrada.
- 10 Descarga.

Figura (5), Vista seccional del compresor de lóbulos rectos.

- 1 Descarga.
- 2 Caja.
- 3 Flecha.
- 4 Succión.
- 5 Lóbulo.

namente, los lóbulos no se tocan por ello no se necesita tener lubricación interna, lo cual es una ventaja cuando se comprime aire.

Trabajan a velocidades bajas, de aproximadamente 450 rpm y la diferencia de presiones es de 11 a 15 psi.

Compresor de lóbulo helicoidal o espiral.- Esta máquina tiene dos rotosres que comprimen el gas entre los dos lóbulos helicoidales y la cámara de los rotores. El elemento básico es la cámara que encierra a los rotores ensamblados. Los lóbulos de los dos rotores no son idénticos. El rotor macho (rotor principal) tiene una forma que ajusta dentro del orificio del rotor compuerta (hembra). De un 85% a 90% de la potencia es usada por el rotor principal; la compuerta requiere sólo de un 10% a un 15% de la potencia total.

Existen dos tipos, uno que usa movimientos emparejados para fesar los dos rotores en cualquier instante, ésta clase no requiere lubricación y se sella para tener claros cerrados. El segundo tipo usa un exceso de aceite a través de la máquina para lubricar y sellar el gas comprimido, en éste tipo los movimientos emparejados pueden, a veces, ser omitidos. Estas unidades no tienen válvulas. La relación de compresión de diseño es determinada por la localización de los bordes abiertos del orificio de descarga y por el ángulo desarrollado de los lóbulos.

Los rotores pueden o no tener el mismo número de lóbulos, generalmente el rotor principal tiene menos que el rotor de compuerta y por eso mismo opera a alta velocidad.

Los diseños varían en el ángulo de la hélice y el contorno del lóbulo. La operación de un diseño, se muestra en las figuras (6) y (7); En (6) se muestran dos secciones, ilustrando en la sección radial el área de entrada a la cámara, la sección longitudinal muestra el flujo a través de la máquina.

En la figura (7), la porción sombreada muestra la etapa en la que el gas está siendo comprimido, por la etapa donde se considera un orificio del

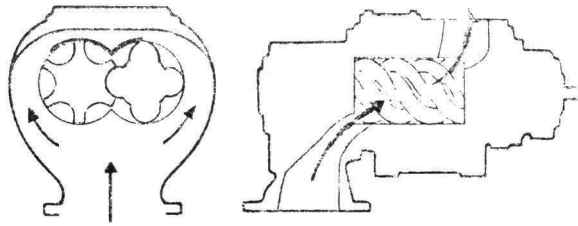


Fig. (6) Secciones radial y longitudinal del compresor espiral.

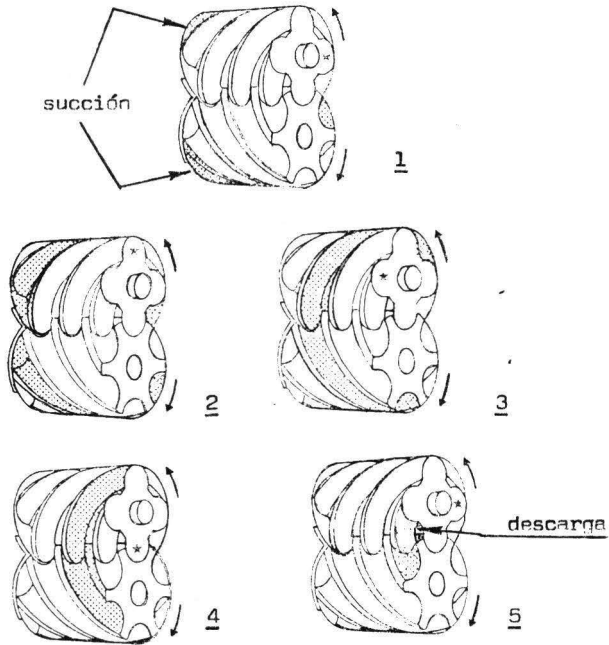


Fig. (7) Etapas de compresión para el compresor de lóbulos helicoidales.

rotor de compuerta y por el orificio del rotor principal correspondiente, durante una revolución completa del rotor principal.

1.- El orificio del rotor de compuerta está completamente abierto y se llena con gas. El rotor principal se abre para entrar, sin hacerlo plenamente.

2.- El orificio del rotor de compuerta se ha cerrado y el orificio del rotor principal se llena con gas, pero hasta que abre para entrar.

3.- Los bordes de los orificios se ajustan y llegan a acortarse.

4.- Los orificios espirales se hacen más pequeños, el gas es comprimido y se mueve axialmente hacia la descarga. Esta secuencia de (1) a (4) cubre ahora hasta el orificio, aún cerrado, de descarga.

5.- Se descubre la descarga y el gas comprimido es descargado.

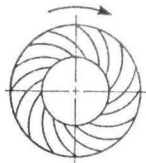
Mientras esto sucede con un par de orificios, los otros orificios siguen el mismo ciclo.

El diagrama P V, es similar al del compresor recíprocante, cuando la relación de compresión actual es igual a la relación de diseño. Si la relación de compresión actual varía, cada unidad tendrá distorsiones en dicho diagrama.

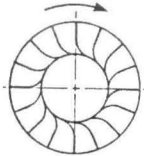
El efecto sobre la eficiencia es pequeño para un amplio rango de relaciones de compresión. Los compresores de lóbulo helicoidal manejarán hasta líquidos razonablemente corrosivos, aunque sus límites varían con el diseño. Así pues, bombas y compresores de lóbulo helicoidal tienen un funcionamiento muy semejante.

Es posible poner dos etapas en serie, normalmente las dos etapas están en la misma carcasa y conectadas al mismo accionador.

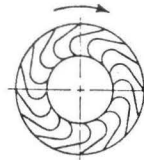
→ **Compresores dinámicos.**- La compresión en un compresor dinámico, depende de la transferencia de energía de un tipo de aspas rotatorias a un gas. El rotor da ésta transferencia de energía, para efectuar cambios de momento y presión en el gas. El momento, referido a la energía cinética, es entonces convertido a energía de presión útil, por el paso del gas a través de un



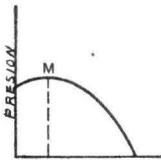
Curvadas hacia
atrás



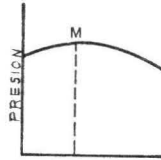
Radial



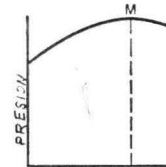
Curvadas hacia
adelante



Capacidad



Capacidad



Capacidad

Fig. (8) Tipos de rodetes.

difusor estacionario u otro tipo de aspas.

En el compresor centrífugo, el flujo de gas es radial y la transferencia de energía es debida a un cambio en las fuerzas centrífugas que actúan sobre el gas.

En el compresor axial, el flujo de gas es paralelo a la flecha del compresor y la transferencia de energía es causada por la acción de las aspas fijas al rotor y estator.

En el compresor de flujo mezclado, el flujo de gas es una combinación del radial y axial.

Aunque los compresores dinámicos, están estructurados en forma muy diferente, se aplica para el cálculo de los tres, la misma teoría básica de diseño.

Los compresores dinámicos no requieren lubricación interna, pueden proveer gas libre de aceite. Los sellos de las flechas son generalmente externos a la coraza, limitando así, la posibilidad de contaminación.

Compresores centrífugos.- Los compresores centrífugos proporcionan la acción de compresión por la rotación de las espas en el rodete. La carga de velocidad impartida al gas en el rodete o impulsor es convertida a carga de presión en la voluta o en el difusor. El ancho de los rodetes se ve disminuido desde el lado de baja hasta el lado de alta presión, debido a la disminución de volumen del fluido cuando el gas se comprime.

La máquina centrífuga tiene ventajas muy definidas sobre la máquina de pistón cuando se manejan volúmenes grandes a bajas presiones. A volúmenes pequeños, la eficiencia del compresor centrífugo baja tan rápidamente que su uso es incosteable.

La forma del aspa tiene influencia en las características de capacidad y carga. En la figura (8), se muestran los tres tipos de rodetes centrífugos más importantes: (a) curvadas hacia atrás; (b) radiales (éste término radial, implica un arreglo radial de las espas del rodete con respecto al eje de rotación); (c) curvadas hacia adelante.

Se muestran, las curvas características representativas de tipo general, (se tienen algunas variaciones al haber alteraciones en la curva del aspa) para éste tipo de rodetes. Puede observarse que la carga máxima se presenta en el punto M. El trabajar en o cerca de éste punto crea una situación inestable ya que la máquina fluctúa entre dos capacidades para una misma presión de descarga. Para el impulsor de espas curvadas hacia adelante, el punto crítico o máximo está más alejado del origen que para los demás impulsores y la eficiencia correspondiente está en la región inestable; sin embargo, para un determinado diámetro, el impulsor con espas hacia adelante maneja mayor volumen de gas que el que manejan los otros tipos. Por lo tanto, éste tipo de impulsor es el más usado en aplicaciones de ventiladores en los que se requieren capacidades altas y presiones bajas, en los casos que pueda evitarse convenientemente trabajar en la región inestable. Para presiones y velocidades altas, los rodetes radiales y los de espas curvadas hacia atrás son más confiables y eficientes; por lo tanto para ésta condición son los más usados.

Los que son de aspas radiales, son fundidos en una sola pieza y, por lo general, están diseñados para velocidades tangenciales altas y, por lo mismo, para relaciones de compresión alta.

Debido a las altas velocidades que tienen los impulsores, éstos deben estar bien balanceados estática y dinámicamente.

Se han diseñado unidades de pasos múltiples para obtener altas presiones de descarga, figura (9). En éstas unidades se usan exclusivamente rodetes totalmente encerrados que están acuñados al eje. Los rodetes grandes tienen discos de aleación que están máquinados y aspas con cubiertas de placa, los cuales generalmente son curvados hacia atrás; son de placa de acero inoxidable y se colocan soldados o remachados. El tener al rodetete totalmente encerrado provee un mejor soporte a las áspas proporcionando en ésta forma un diseño más apropiado.

Cada impulsor está rodeado por un difusor sin aspas. A la entrada de cada impulsor se tienen aspas guía que pueden hacerse ajustables de manera que puedan cambiar las características del compresor, cambiando el ángulo de las aspas.

Se llama diafragma a las paredes de separación que hay entre cada uno de los pasos, figura (9). Se construyen como pasadizos que conducen el gas del difusor del paso anterior hasta las aspas guía del siguiente paso. Las aspas guía, normalmente están sujetas al diafragma. Tener relaciones de compresión alta en cada uno de los pasos, provoca temperaturas altas en los mismos, por eso, los diseños de los diafragmas deben hacerse para permitir un enfriamiento interno del flujo de gases que pasa a través de los pasos; para ello se pasa una corriente de agua fría a través de un paso desviador que tiene el diafragma.

Las cubiertas son de hierro fundido o de acero, según sean las condiciones de operación. Están divididas horizontalmente para tener acceso fácil en caso de reparación. Todos los elementos fijos tales como los diafragmas están también divididos horizontalmente.

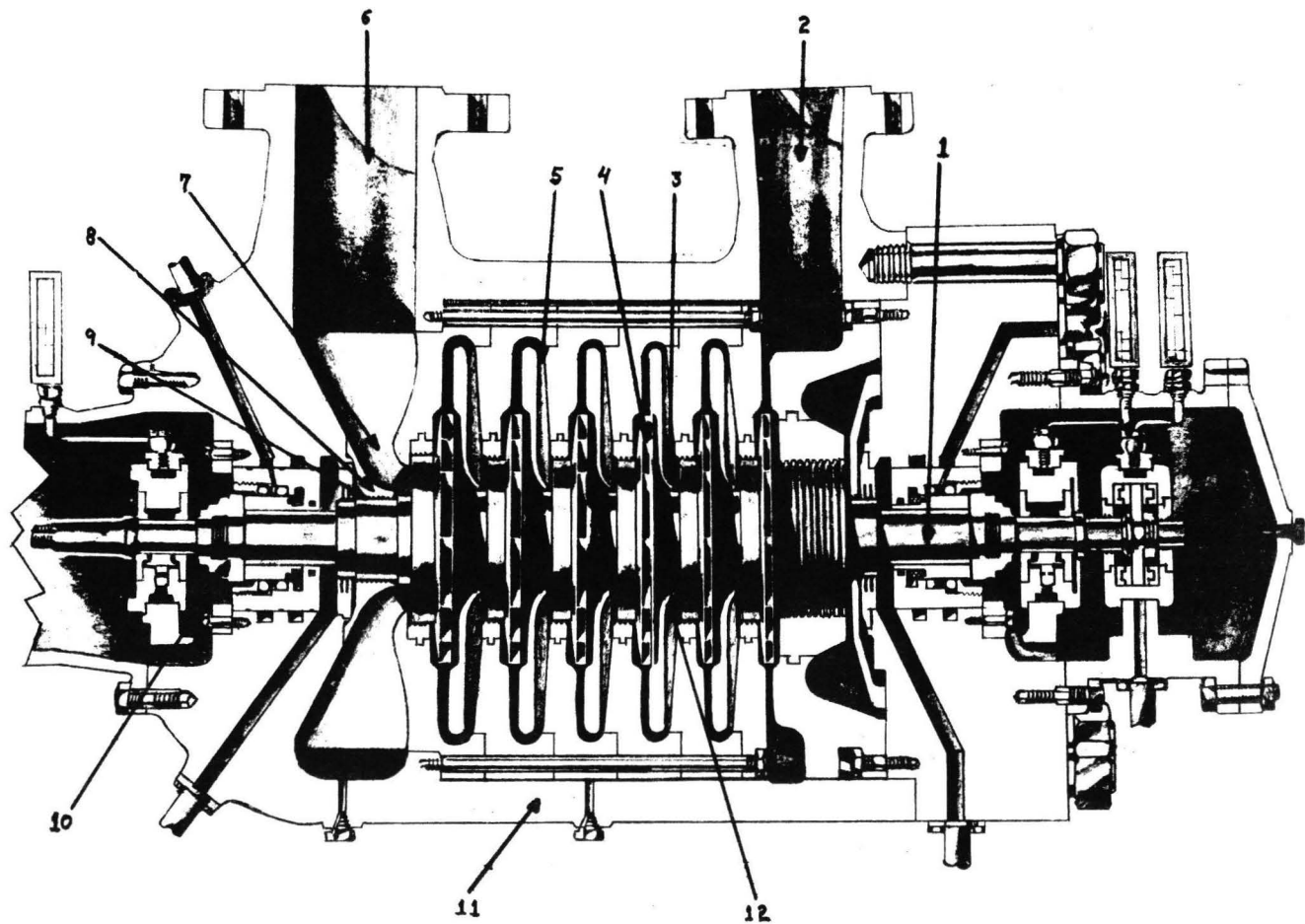


Fig (9), Compresor centrifugo de pasos múltiples.

Figura (9), Compresor centrífugo de pasos múltiples.

- 1 Rotor.
- 2 Descarga.
- 3 Aspas guía en el interpaso.
- 4 Impulsor.
- 5 Diafragma.
- 6 Succión.
- 7 Aspas guía para la entrada.
- 8 Cámara de aislamiento para los cojinetes.
- 9 Sellos del eje principal.
- 10 Cojinete de seguridad.
- 11 Caja.
- 12 Ojo del impulsor.

Figura (10), Vista seccional del compresor axial.

- 1 Aspas del rotor.
- 2 Aspas del estator.
- 3 Aspas guía.

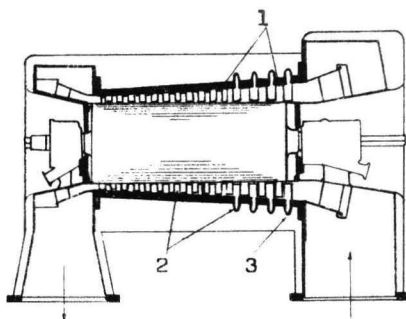


Fig. (10) Vista seccional del compresor axial.

— Compresor axial.— Los compresores axiales, se caracterizan por tener, una gran capacidad (manejan volúmenes superiores a 150,000 pies³/minuto de aire o gas a comprimir, a condiciones estándar) y alta velocidad de la máquina, sus características son bastante diferentes a las del compresor centrífugo. En la figura (10), se muestra un compresor axial que consiste en espas fijas a un tambor que se encuentra en rotación. La forma de las espas es tal, que producen movimiento axial al gas. Este movimiento axial es convertido a energía de presión, a través de espas fijas que están sujetas a la cubierta. Es muy común, que la mitad de la presión dada al gas, sea generada en las espas del rotor y la otra mitad en las del estator. Las espas que se encuentran a la entrada tienen una longitud mayor que las que están a la salida, debido a que el volumen se va reduciendo, resultando ésta reducción, de un aumento en la presión del gas.

— La eficiencia de éstas máquinas es grande cuando se manejan volúmenes grandes.

— Comparando la unidad centrífuga con la axial, ésta tiene una curva presión volumen de pendiente mayor y por lo mismo se le usa con mayor ventaja en aplicaciones que requieren de volumen constante.

— Compresores de flujo mixto.— Entre los dos compresores anteriores, está situado un tercero, el compresor dinámico de flujo mezclado. El cual combina

Los diseños de cada uno, con las características existentes entre ellos. Este tipo no se aplica con frecuencia como los otros, por que requieren de gran longitud por cada etapa, no es común encontrarlo en diseños de multietapas.

Eyectores.- Un dispositivo que frecuentemente se encuentra para producir vacío en valores de alrededor de 1 mm. de mercurio, es el eyector de chorro. Este aparato es barato, tiene un diseño sencillo y resulta una pieza del equipo fácil de operar. En casi todas las industrias encuentran aplicación los eyectores.

El eyector, tiene la característica exclusiva de que el fluido de trabajo se mezcla con el fluido que va a ser comprimido. En la figura (11), se muestra una vista seccional de un eyector de un solo paso. El fluido de trabajo, aire o vapor a alta presión, se alimenta a través de una boquilla dentro de una cámara de vapor, donde entra en contacto con los gases o vapor que lo rodean. Los gases o vapores combinados pasan por la boquilla a alta velocidad y se expanden a través de una boquilla convergente - divergente. El difusor sirve para convertir la energía de velocidad, descargando un volumen de gas a una presión mayor que la presión en la cámara de vapor.

La relación de compresión en un eyector de un solo paso puede exceder 10:1, pero la capacidad por unidad de fluido comprimido resulta antieconómica. Para relaciones de compresión mayores, resulta más económico usar varios eyectores en serie. En la figura (12), se muestra la descarga de un eyector de baja presión, alimentando la cámara de succión de un eyector de alta presión. Esto permite, usar cada eyector con una relación de compresión cercana al valor óptimo, para obtener el aumento de presión total necesario. Se han llegado a usar hasta seis eyectores en serie. El fluido de trabajo se acumula en los gases comprimidos, aumentando la cantidad de gas que debe ser comprimida en el paso subsiguiente.

Los eyectores de chorro pueden usar cualquier fluido como fluido de trabajo, pero el vapor resulta el más económico y es el que se usa generalmente. Tiene la ventaja adicional de ser condensable a presiones razonables por me-

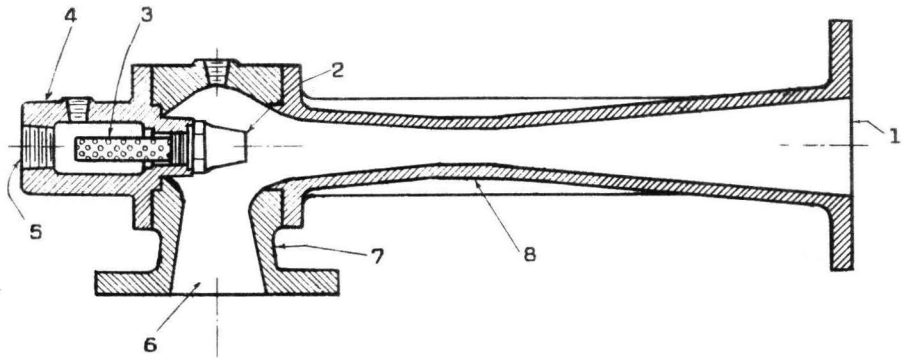


Fig. (11) Eyector a chorro de una etapa.

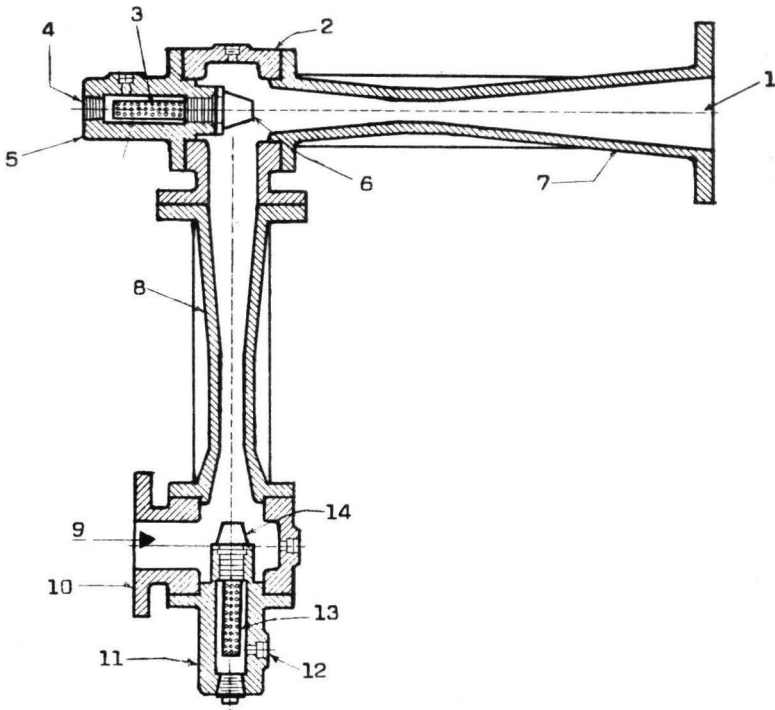


Fig. (12) Eyector a chorro de dos etapas.

Figura (11), Eyector a chorro de una etapa.

- 1 Descarga.
- 2 Esprea para vapor.
- 3 Coladera para vapor.
- 4 Caja de vapor.
- 5 Entrada de vapor de alta presión.
- 6 Succión.
- 7 Cabezal de succión.
- 8 Difusor.

Figura (12), Eyector a chorro de dos etapas.

- 1 Descarga.
- 2 Cabezal de succión del 2o. paso.
- 3 Coladera para vapor.
- 4 Entrada de vapor de alta presión en el 2o. paso.
- 5 Caja de vapor del 2o. paso.
- 6 Esprea para vapor del 2o. paso.
- 7 Difusor del 2o. paso.
- 8 Difusor del 1er. paso.
- 9 Succión del 1er. paso.
- 10 Cabezal de succión de la 1a. etapa.
- 11 Caja de vapor del 1er. paso.
- 12 Entrada de vapor de alta presión en el 1er. paso.
- 13 Coladera para vapor.
- 14 Esprea para vapor del 1er. paso.

dio de agua de enfriamiento y por lo tanto puede ser eliminado del gas comprimido en los pasos de alta presión. Esto se lleva a cabo generalmente por medio de un enfriador entre paso y paso. Los eyectores de vapor de pasos múltiples pueden mantener presiones absolutas en la gama de 1 mm. de mercurio.

CONTROL

Los compresores, son máquinas que requieren de protección. La localización del compresor en áreas remotas o la instalación de una estación de compresión sin la atención del operador, produce demandas de sistemas de control que dan un alto grado de confiabilidad y protección con menos intervención de parte del operador.

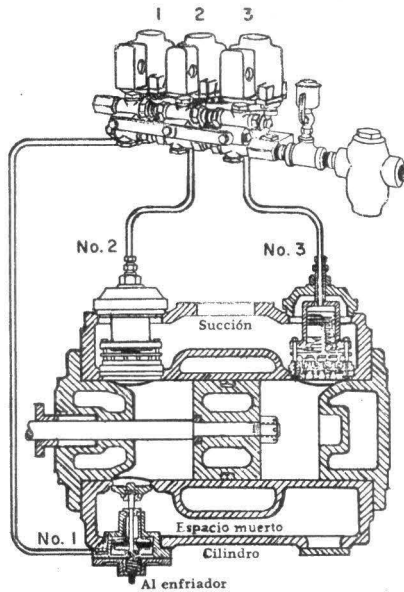
Los compresores deben tener controles que respondan instantáneamente a un cambio en el proceso, que regulen las condiciones de operación para un mejor funcionamiento del compresor, y así conservarlo dentro de un buen rango de estabilidad. Los sistemas de control previenen una revisión de las condiciones de operación y actúan sobre ellas.

El gas entregado por un compresor de pistón debe ser regulado por uno o una combinación de varios métodos. El método a usar depende principalmente del tipo de accionador a usar. En casi todos los procesos, la regulación se basa en mantener constante la presión en la descarga o en la succión, que sea una u otra dependerá del proceso para el cual, el compresor fue seleccionado. Cuando se mantiene constante la presión en la descarga ésta presión de descarga debe usarse como elemento sensible.

El control de arranque y paro es muy común usarlo en los compresores de aire; en éste control, un interruptor de presión arranca al motor cuando la presión baja hasta un valor menor que el requerido, y para el motor cuando se alcanza un valor superior al de la presión deseada.

La variación de la velocidad de los motores de acción directa accionados con vapor se controla por medio de reguladores del tipo de estrangulamiento o con válvulas automáticas. Los compresores accionados con motores gas-diesel o diesel se controlan desde un 100% hasta un 50% o 60% por medio de un regulador que actúa controlando la cantidad de combustible admisible en los cilindros de fuerza. Este tipo de control es adecuado para casi todos los procesos.

Las válvulas que regulan el espacio del claro (muerto) pueden ser operadas en forma manual o automática. Al abrir las válvulas se aumenta el espacio muerto, reduciendo la capacidad del compresor. Aún cuando la eficiencia



100% de capacidad de espacio muerto.



75% de capacidad (abierta la comunicación al espacio muerto).



50% de capacidad (válvula de succión abierta en el lado del cigüeñal, la comunicación al espacio muerto no es efectiva).



25% de capacidad (válvula de succión abierta en el punto muerto de la derecha, se tiene comunicación con el espacio muerto).



0% de capacidad (las válvulas de succión están abiertas en ambos extremos).

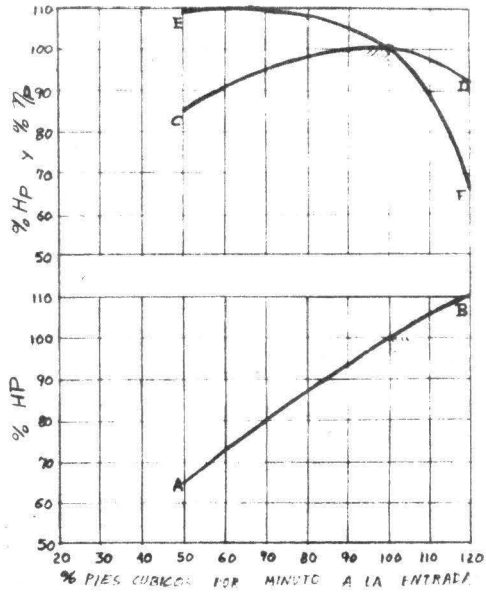
Fig. (1) Control del espacio muerto en cinco etapas.

volumétrica se reduce al aumentar el espacio muerto, la eficiencia de la compresión no se afecta (el gas en el espacio muerto se comprime pero regresa su energía durante la reexpansión). Algunos compresores de pistón no están diseñados para regular el espacio muerto, pero generalmente tienen un engrane que permite cambiar en forma manual la capacidad del compresor si las condiciones de operación así lo requieren.

El dispositivo de descarga de las válvulas de succión mostrado en la figura 1 (número 2 y número 3) mantiene abiertas las válvulas de succión mediante el movimiento de elementos que están sujetos a los pistones de los dispositivos de descarga. Esta acción impide la compresión del gas correspondiente a la carrera en la que actúa el dispositivo de descarga, reduciendo, por lo tanto, la capacidad del compresor.

Para compresores pequeños se utiliza el control de cinco o de tres etapas; esto es aplicable a compresores accionados con motor de velocidad constante. La capacidad se controla en cinco (100%, 75%, 50%, 25% y 0%) o en tres (100%, 50% y 0%) etapas en caso de controlarse con válvulas de succión o con válvulas de regulación del espacio muerto o con una combinación de ambas. La figura (1) muestra un control de cinco etapas que muestra dos dispositivos de descarga de las válvulas de succión y un regulador de espacio muerto correspondientes a un cilindro de doble acción. El controlador es actuado por el regulador de presión de descarga del compresor. El regulador selectivamente energiza o desenergiza a uno o más de los solenoides que controlan el aire de los dispositivos de descarga (número 2 y número 3) o de las válvulas reguladoras del espacio muerto (número 1). Para poner en marcha las unidades accionadas por un motor sin crónico es necesario hacer una descarga completa.

— Hay una gran tendencia en la industria, por razones económicas, a sustituir al compresor de pistón por el tipo de compresores centrífugos. Estos compresores dinámicos trabajan esencialmente a presión constante y volumen variable (como contraste, el de desplazamiento positivo trabaja a volumen constante y presión variable) y deben ser regulados en todas sus aplicaciones.



☞ Punto de diseño.

AB Caballos de fuerza (HP).

CD Eficiencia.

EF Cabeza politrópica (H_p).

Fig. (2) Curvas de funcionamiento a velocidad constante para un compresor centrífugo.

Para todos los compresores centrífugos es posible trazar un diagrama capacidad contra cabeza y contra eficiencia que pueden ser referidos a la compresión politrópica, isoentrópica o isotérmica.

Es posible determinar un método de control de las condiciones de operación, para la aplicación particular de un compresor, por el uso de las curvas de funcionamiento de dicho compresor.

La figura (2), representa el diagrama de funcionamiento de un compresor centrífugo operando a velocidad constante. Se grafica capacidad en términos de pies cúbicos por minuto a la entrada contra los HP (caballos de fuerza) y presión de descarga. Este diagrama generalmente se basa sobre condiciones constantes a la succión, tales como presión, temperatura, flujo en peso (w_p) y el valor k del gas. La forma de la curva de la cabeza en la figura (2) es característica de un tipo de impulsor en particular. Los impulsores del compresor centrífugo pueden ser diseñados para ajustar los requerimientos del sistema de acuerdo a la curva característica del compresor; por razones prácticas, los fabricantes generalmente ofrecen diseños de impulsores estándares para tamaños de compresores estándares.

Un compresor centrífugo operando a la velocidad de diseño, producirá una cabeza de diseño, para un flujo de diseño. Considerando la ecuación (1) de los pies cúbicos por minuto a la entrada:

$$Q_1 = W_1 V_1 = W_1 / \rho_1 = (W_1 Z_1 R T_1) / (P_1 144) \quad \text{----- (1)}$$

Donde:

Q_1 = volumen a la entrada, pies cúbicos por minuto.

W_1 = masa total a la entrada, lbs./minuto.

V_1 = volumen específico a las condiciones de entrada, pie cúbico/lb

ρ_1 = densidad a las condiciones de entrada, lbs/pie cúbico

Z_1 = factor de compresibilidad a la entrada

T_1 = temperatura absoluta a la entrada, °R (°F + 460)

P_1 = presión absoluta a la entrada, psia

R = constante universal de los gases,

$$(\text{pie-lb})/(\text{lb-}^\circ\text{R}) \quad (R = 1545/\text{peso mol})$$

De la ecuación (1) se puede ver que los pies cúbicos por minuto a la entrada permanecen constantes aún cambiando completamente las condiciones de diseño del gas a la entrada.

La cabeza y eficiencia politrópicas de un compresor centrífugo también permanecen constantes para un flujo y una velocidad de diseño dados.

La ecuación de la cabeza politrópica es:

$$H_p = Z_m R T_1 (k\eta_p/k-1) \left[(P_2/P_1)^{(k-1)/k\eta_p} - 1 \right] \text{----- (2)}$$

Donde:

H_p = cabeza politrópica, (pie-lb)/lb

Z_m = factor de compresibilidad promedio

k = relación de calores específicos, (C_p/C_v)

T_1 = temperatura absoluta a la entrada, $^\circ\text{R}$

P_1 = presión absoluta a la entrada, psia

P_2 = presión absoluta a la descarga, psia

η_p = eficiencia politrópica

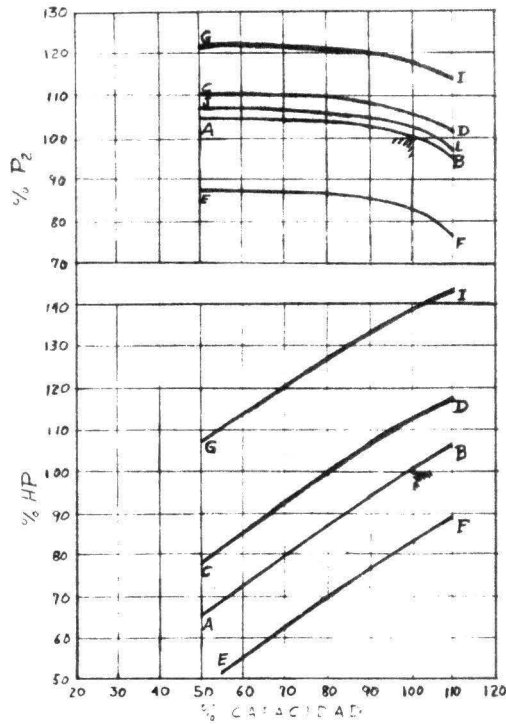
R = constante universal de los gases,

$$(\text{pie-lb})/(\text{lb-}^\circ\text{R}) \quad (R = 1545/\text{peso mol})$$

Las condiciones de descarga, presión y temperatura se determinan únicamente por las propiedades termodinámicas del gas que es comprimido.

La figura (3), muestra la curva característica de un compresor centrífugo operando a velocidad constante pero bajo condiciones variables a la succión.

La curva AB representa el comportamiento de un compresor centrífugo diseñado para manejar aire a la presión de entrada de 14.5 psia, temperatura a la entrada de 100°F, peso molecular 29 (aire seco), y valor de k de 1.4; éste compresor desarrolla 100% de presión de descarga de diseño, a una capacidad de entrada de 100% de los pies cúbicos por minuto de diseño y los HP requeridos bajo éstas condiciones son de 100% de diseño.



AB Condiciones de diseño: $P_1 = 14.5$ psia, $T_1 = 100^\circ\text{F}$, $PM = 29$, $k = 1.4$ *

CD $P_1 = 14.5$ psia, $T_1 = 40^\circ\text{F}$, $PM = 29$, $k = 1.4$

EF $P_1 = 12.0$, $T_1 = 100^\circ\text{F}$, $PM = 29$, $k = 1.4$

GI $P_1 = 14.5$ psia, $T_1 = 100^\circ\text{F}$, $PM = 40.0$, $k = 1.4$

JL $P_1 = 14.5$ psia, $T_1 = 100^\circ\text{F}$, $PM = 29$, $k = 1.1$ *

* La curva de HP es la misma para $k = 1.4$ y $k = 1.1$, cuando P_1 , T_1 y PM permanecen constantes.

Fig. (3) Efecto del cambio de las condiciones de operación a la succión de un compresor centrífugo que opera a velocidad constante.

Si ahora, la temperatura del aire de entrada disminuye de 100°F a 40°F, manteniendo constantes todas las otras condiciones; la presión de descarga aumenta a 106%. Esto se observa de la ecuación de la cabeza, ecuación (2). Los HP requeridos bajo éstas condiciones serán más que los de diseño por la relación de temperaturas absolutas $(460 + 100)/(460 + 40)$, donde por disminución de la temperatura aumenta la densidad y, por lo tanto, el flujo en masa para un volumen dado, (como referencia las ecuaciones 1 y 3).

Ecuación (3).

$$GHP = (W H_p) / (\eta_p 33000) \text{ ----- (3)}$$

Donde:

GHP = caballos de fuerza requeridos para comprimir el gas, sin tomar en cuenta pérdidas en sellos y chumaceras.

W = flujo de masa total, lbs/min.

H_p = cabeza politrópica

η_p = eficiencia politrópica

Por disminución de la presión a la entrada de 14.5 psia a 12 psia, manteniendo constantes todas las otras condiciones; la presión de descarga disminuye a 83%. Los HP serán también reducidos por la relación de presión a la entrada con respecto a la de diseño $(12.0/14.5)$, en éste caso, la densidad a la entrada se ha reducido y, por lo tanto, el flujo en masa para un volumen dado, (referido a la ecuación 1).

Si cambia la composición del gas, de tal forma que aumente el peso molecular de 29 a 40, manteniendo constantes todas las otras condiciones; la presión de descarga aumentaría a 118%. En éste caso, los HP aumentarían por la relación de los pesos moleculares $(40/29)$.

Finalmente, si el valor de la relación de calores específicos, k, disminuye de 1.4 a 1.1, manteniendo constantes todas las otras condiciones; la presión de descarga aumentaría a 102% la de diseño y los HP del compresor permanecerían constantes.

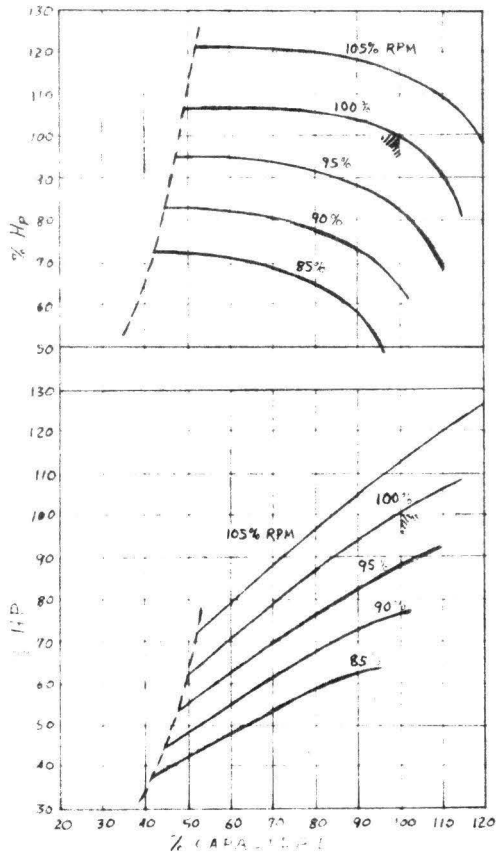
Las limitaciones de capacidad están definidas en función del rango de es-

estabilidad del compresor. El límite mínimo de capacidad del compresor es el fenómeno llamado "surge", ocurre normalmente al 50% de la capacidad de diseño a la entrada a la velocidad de diseño. Considerando un compresor de una sola etapa (un impulsor) operando a velocidad constante y descargando a través de una válvula reguladora; por el estrangulamiento sobre la válvula de descarga, aumentamos la resistencia del sistema y, por lo tanto, la cabeza requerida por el compresor para superar ésta resistencia. De continuar con ésta operación, el compresor descargará menos flujo y alcanzará la máxima cabeza.

A estos flujos tan bajos la curva característica de la cabeza del compresor toma una pendiente inversa, resultando una disminución en la cabeza desarrollada. En éstas condiciones, el sistema tiene una presión mayor que la que desarrolla el compresor, causando una momentánea condición de retorno de flujo, esto ocasiona que la presión en la descarga disminuya, haciendo que la unidad vuelva a ser capaz de dar mayor flujo que aquel al que se formó surge. Cuando la obstrucción a la descarga del compresor es constante (la misma posición de la válvula de descarga), la operación continúa hacia atrás sobre la curva característica hasta que la cabeza máxima entregada es alcanzada otra vez, y el ciclo se repite. El surge puede ser causado por un sistema turbulento o flujo insuficiente. El peso molecular también influenciará ésta condición, altos pesos moleculares disminuyen el rango de operación y bajos pesos moleculares extienden éste rango de operación estable. Operar a flujos bajos de surge, requiere de ciertos controles.

El límite superior de capacidad es determinado por el fenómeno llamado "stonewall", ocurre cuando la velocidad del gas se aproxima a la velocidad sónica en cualquier parte del compresor, generalmente en el impulsor de entrada, pues después del primer impulsor no habrá aumentos en el flujo.

La limitación para un compresor de una sola etapa fue hecha a propósito, por simplicidad. Conforme el número de etapas aumenta el rango de estabilidad es menor (ya que el rango de estabilidad es definido como un 5% del volumen evaluado a la entrada del impulsor a presión de descarga constante), disminuye aproximadamente en un 5% para cada impulsor adicionado.



El límite de surge está representado por la línea punteada

Fig. (4) Curvas de funcionamiento a velocidad variable.

— En la figura (4) se muestra un diagrama de funcionamiento de un compresor operando a velocidad variable. Un compresor centrífugo trabajando a velocidad variable puede entregar capacidad constante a presión variable, capacidad variable a presión constante o entregar una combinación de presión y capacidad variables.)

El funcionamiento del compresor centrífugo, a velocidades diferentes a las de diseño, es tal que la capacidad varía directamente con la velocidad y los HP (caballos de fuerza) con el cubo de la velocidad. Conforme la velocidad se desvía del valor de diseño, el error de éstas reglas es mayor.

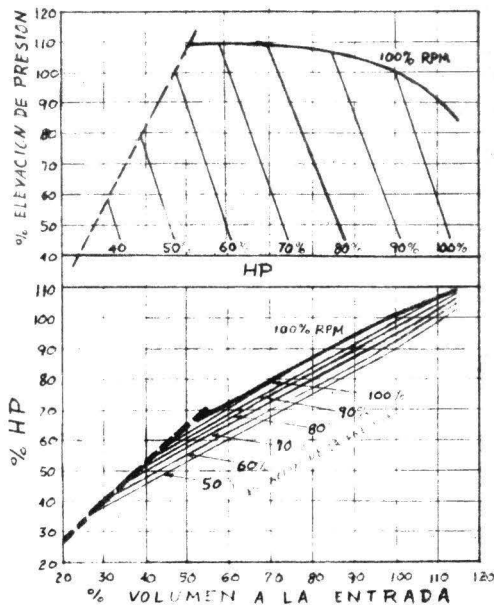
El compresor trabajando a velocidad variable, entregará cualquier carga a las condiciones de presión demandadas por el proceso, dentro de los límites de operación del compresor y del accionador, como eficientemente sea posible.

— En casi todas las aplicaciones del compresor centrífugo, se requiere de algún tipo de regulación. El tipo de control usado (al igual que en el de pistón) depende del tipo de accionador que actúa al compresor.)

— Cuando una turbina es el accionador, normalmente se efectúa el control por variación de velocidad, éste método de control permite un amplio rango de operación estable en una forma relativamente eficiente. Este control de la velocidad es más eficiente que el estrangulamiento de flujo (a velocidad constante del compresor), donde hay la creación de una resistencia artificial y, por lo tanto, una pérdida irrecuperable de potencia. Esto puede notarse por la comparación de las figuras (5) y (6) que muestran las curvas de funcionamiento a velocidad constante y variable respectivamente, comparando las pendientes de las líneas de HP constantes.

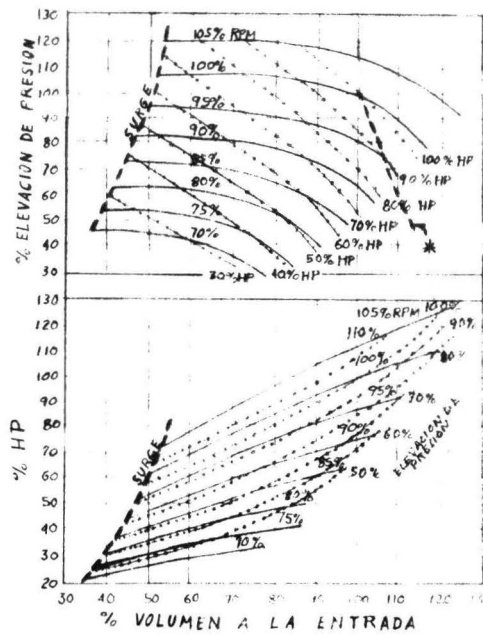
— Cuando un motor eléctrico es el accionador del compresor, el control puede llegar a ser más complicado, especialmente por el uso de motores del tipo de velocidad constante. Para éste tipo de accionador, el medio de obtener un control puede ser por:

— a) El uso de un cople (ajuste) hidráulico o eléctrico entre el motor y el compresor para obtener variaciones en la velocidad. Este no es un método muy usado de control de velocidad, ya que el ajuste (engrane) castiga la efi



El límite de surge está representado por la línea punteada

Fig. (5) Curvas de funcionamiento a velocidad constante. Comparar la pendiente de las líneas de HP constante con la pendiente de las líneas de HP constante de la figura (6).



El límite de surge está representado por la línea punteada.

* Curva de 100% de HP a velocidad constante.

Fig. (6) Curvas de funcionamiento a velocidad variable. Comparar la pendiente de las líneas de HP constante con la pendiente de las líneas de HP constante de la figura (5).

ciencia en el rango de velocidad de operación.

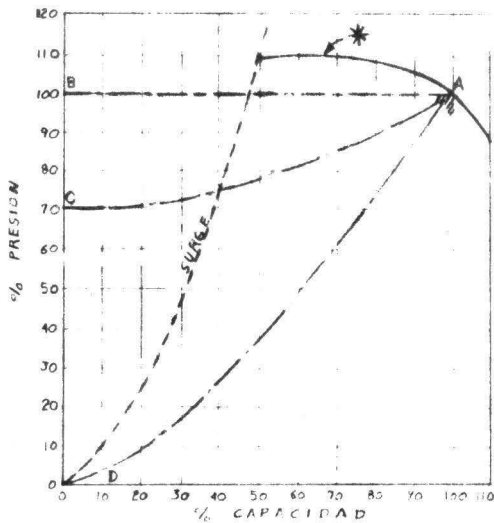
— b) El uso de una válvula de mariposa en la succión o descarga del compresor; controlar (estrangulando) a la succión es preferible, donde por así hacerlo, la densidad del gas es disminuida y, por lo tanto, el flujo en masa. / En caso de tener constante la presión en la descarga para un flujo en masa da do, se tendrá menor consumo de potencia haciendo el estrangulamiento en la su ción que haciendolo en la descarga.

— c) El uso de aspas guía ajustables a la entrada del primer paso, éstas pue den cambiar de posición accionando engranes y eslabones, de tal manera que en forma automática se pueden cambiar las características presión - volumen del compresor / al tenerse cambios en el ángulo formado por las aspas guía; éstas as pas guía son más efectivas para compresores convencionales que desarrollan me nos de 30,000 pies de cabeza o compresores de multietapas con tres o menos eta pas. El ahorro de potencia por el uso de aspas guía ajustables a la entrada de un compresor, sobre el control con válvula de mariposa a la succión puede apro ximarse al 10% para un compresor de una etapa, 5% para un compresor de dos eta pas y 3% para un compresor de tres etapas.

Las aspas guía ajustables a la entrada cambian el diseño aero-dinámico del primer impulsor, esto es por la pre-giración del gas que entra al ojo del im pulsor y que entra en la dirección de rotación de éste, con esto, el impulsor desarrolla menos cabeza que sin las aspas guía, resultando una disminución en los HP.

— d) El uso de un motor de inducción (rotor devanado), se obtiene variación en la velocidad por la variación de la resistencia en el rotor. / Este es un ac cionador caro y relativamente ineficiente y, por lo tanto, normalmente no es muy usado como accionador.

— e) El uso de un motor de corriente directa, obteniendo variación de la ve locidad por variación de la corriente de campo, esto se logra por medio de un reóstato. / También éste es, un accionador relativamente caro e ineficiente, te niendo problemas para comprarlo por ser de corriente directa y, por lo tanto, no es muy común usarlo como accionador.



* Curva característica del compresor a velocidad constante.

Fig. (7) Presión contra capacidad para un compresor que trabaja a velocidad constante.

Existen otros tipos de control, pero los más usados son:

- 1) Control de velocidad.
- 2) Regulación (válvula de mariposa) a la succión.
- 3) Aspas guía ajustables a la entrada.

Para decidimos por el tipo de control a usar, es necesario conocer los sistemas característicos del compresor. Estos sistemas son mostrados en la figura (7) que representa un diagrama de capacidad contra presión a velocidad constante del compresor. Un compresor operando a una presión fija, tendría un sistema característico definido por la curva AB, un compresor de un sistema de refrigeración tal como el usado en unidades de alquiler seguiría un sistema representado por la curva AB. En contraste al anterior, un compresor descargando a una gran red de tubería tendría un sistema característico que sigue la curva AD, en éste caso, toda la presión entregada por el compresor es usada para vencer la fricción en las líneas de la red, un compresor que maneja gas natural a través de una red de tubería es un ejemplo de éste sistema. Más común es el sistema en el que se tiene fijada la máxima presión de descarga, un compresor de aire tipificaría un sistema representado por la curva AC, en la que se combinan los dos efectos anteriores.

Sin embargo, la curva característica del compresor cabeza - capacidad, figura (7), no sigue ninguno de los sistemas característicos. La variación de la capacidad del compresor para dar la demanda del sistema, requiere, por lo tanto, controles para regular el volumen, la presión o una combinación de ambos.

Con limitación a los tres tipos de control antes mencionados, uso diagramas esquemáticos con la curva de funcionamiento del compresor para indicar como se lleva a cabo un:

Control de presión constante.

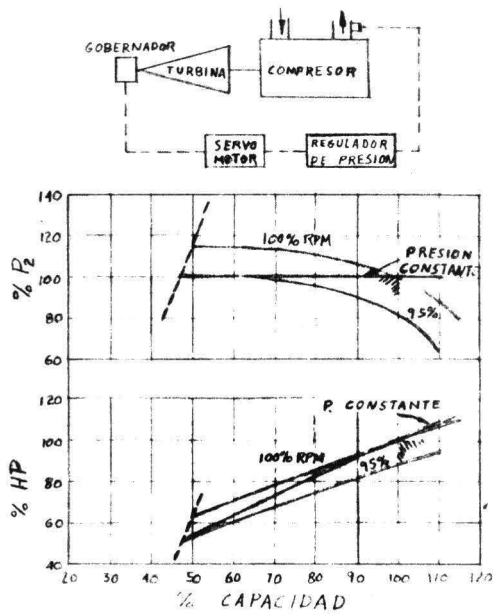
Control de presión constante - operación en paralelo.

Control de flujo en peso constante.

Control de flujo en peso constante - operación en serie.

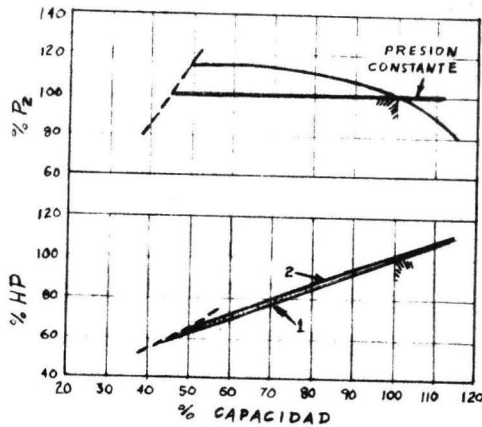
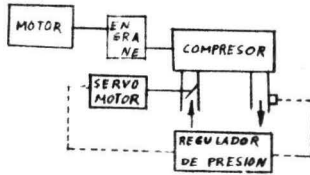
Control anti - surge.

Control de presión constante.- Un sistema de control de presión de descar-



El límite de surge está representado por la línea punteada.

Fig. (8) Sistema de control de presión constante para un compresor accionado por turbina.



El límite de surge está representado por la línea punteada.

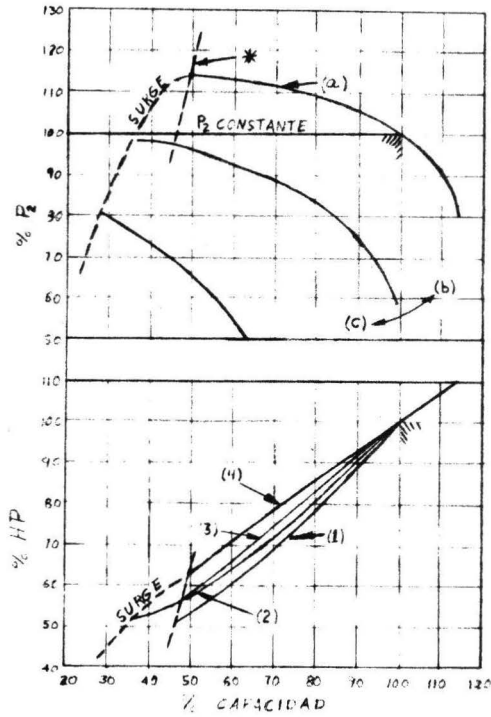
- 1) Control con válvula de mariposa a la succión.
- 2) Control con válvula de mariposa a la descarga.

Fig. (9) Sistema de control de presión de descarga constante para un compresor, accionado por motor, con regulación a la succión.

ga constante para un compresor centrífugo accionado por turbina, es mostrado en la figura (8)⁽²⁾. El regulador de presión puede ser operado con aire o hidráulicamente para accionar al servomotor y éste actuará al gobernador de velocidad de la turbina o más simplemente a la válvula de vapor a la entrada de la turbina. La presión de descarga se mantiene constante por variación de velocidad de la turbina. Se observa en la curva de funcionamiento, figura (8)⁽²⁾, que el compresor es capaz de desarrollar cabeza constante por variación de su velocidad, resultando ésta de la variación de alimentación de vapor a la turbina.

Un sistema de control de presión de descarga constante para un compresor centrífugo accionado por motor eléctrico, es mostrado en la figura (9)⁽²⁾. En este caso, el servomotor actúa sobre una válvula de mariposa en la succión, localizada a la entrada del compresor. La presión de descarga se mantiene constante variando la posición de la válvula de mariposa en la succión, este control (estranquilamiento) ajusta el exceso de la relación de presión desarrollada por el compresor a flujos menores que los de diseño. Es notorio, en el diagrama de funcionamiento de la figura (9)⁽³⁾, la economía en HP lograda al efectuar el control con válvula de mariposa a la succión del compresor comparando con el control por estranquilamiento (válvula de mariposa) a la descarga. Cuando el servomotor actúa sobre aspas guía ajustables a la entrada de la primera etapa, en lugar de una válvula de mariposa a la entrada, la curva de funcionamiento tomaría la forma mostrada en la figura (10)⁽⁴⁾. Para fines comparativos, ésta curva se sobrepone a las curvas de las figuras (8)⁽²⁾ y (9)⁽³⁾; es notable el ahorro de HP del control de velocidad sobre el control por medio de aspas guía ajustables a la entrada, y de éstos dos sobre el control con válvula de mariposa a la succión del compresor, y finalmente de éstos sobre el control con válvula de mariposa a la descarga.

Controlar dos o más compresores que operan en paralelo, cuando esos compresores tienen idénticas características, sería relativamente simple. Los sistemas anteriormente vistos en las figuras (8)⁽²⁾ y (9)⁽³⁾ también en este caso serían aplicables, solo que aquí, sería necesario un solo regulador de presión para



* Límite de surge sin aspas guía.

- a) Aspas abiertas.
- b) Posición abierta.
- c) Posición cerrada.
- 1) Control de velocidad.
- 2) Control con aspas guía ajustables a la entrada.
- 3) Control con válvula de mariposa a la succión.
- 4) Control con válvula de mariposa a la descarga.

Fig. (10) Sistema de control de presión de descarga constante para un compresor, accionado por motor, con aspas guía ajustables a la entrada.

ambas unidades.

Los dos o más servomotores reciben una señal de impulso hidráulica o neumática del regulador de presión. En caso de que el compresor sea accionado por turbina, sería controlada la velocidad de la turbina, y en caso de ser accionado por un motor, los servomotores actuarían sobre la válvula de mariposa o sobre un tipo de aspas guía ajustables a la entrada. Como quiera que sea, las válvulas check (retención) deben instalarse a la descarga de cualquier compresor para prevenir un retorno de flujo, evitando desbalances en las características de los compresores.

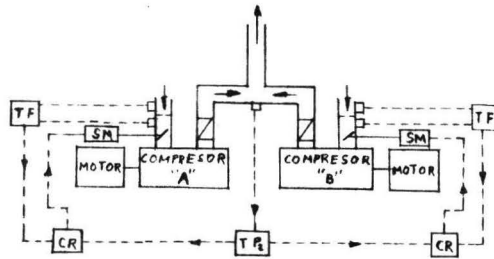
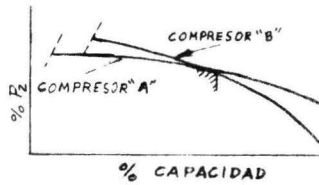
Más común y complicado, es el sistema que involucra dos o más compresores con similares pero no idénticas características. Un diagrama de funcionamiento combinado para dos compresores que tienen diferentes características de operación, es mostrado en la figura (11). Para mantener la presión de descarga constante, un compresor sería operado a diferente flujo que otro en paralelo con él. Así pues, el sistema de control tendría incluido un controlador de flujo separado para cada compresor. La figura (11) muestra éste sistema esquemático para dos compresores accionados con motor.

En el caso de un sistema de flujo en peso constante; para un compresor accionado por turbina, un servomotor actuado por un regulador de flujo, mantendría constante el flujo en peso por variación de la velocidad de la turbina.

Para la mayoría de los sistemas que involucran variables de la resistencia del sistema al paso del flujo, figura 7 curve AC, el control de flujo en peso constante es necesario. La figura (12) muestra éste sistema de control, en el que la presión y temperatura a la entrada varían sobre un rango conocido. En este sistema, la variación de presión y temperatura es incluida para ajustar la señal transmitida por el regulador de flujo al servomotor que actúa al controlador, para mantener el flujo en peso constante.

Para un compresor accionado por motor, el sistema esquemáticamente sería similar al de la figura (9), manteniendo el flujo en peso constante por la posición de la válvula de mariposa a la entrada.

Si en la figura (12) un compresor es agregado en el sistema de compresión



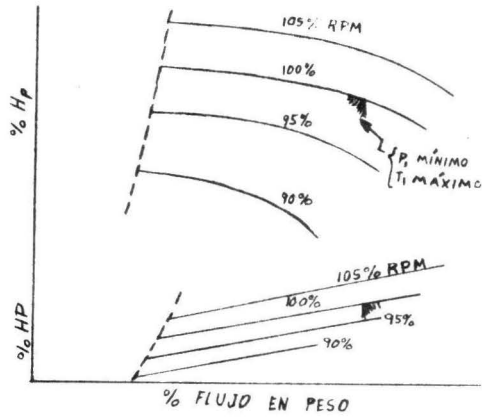
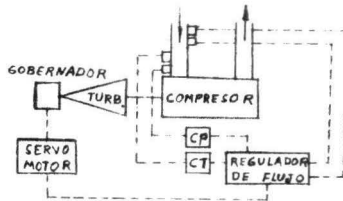
TF.- Transmisor de flujo.

CR.- Computador relay.

TP₂.- Transmisor de presión de descarga.

SM.- Servomotor.

Fig. (11) Sistema de control de presión de descarga constante para dos compresores operando en paralelo con diferentes características de operación.

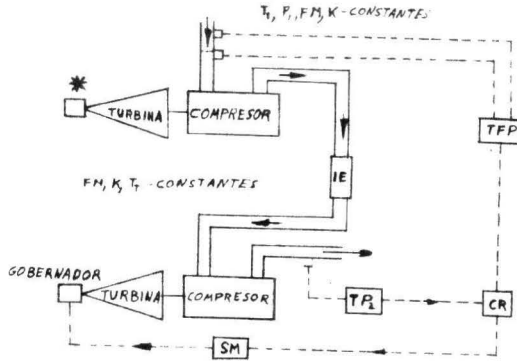


El límite de surge está representado por la línea punteada

CP.- Compensador de presión.

CT.- Compensador de temperatura.

Fig. (12) Sistema de control de flujo en peso constante para un compresor accionado por turbina.



* Gobernador para velocidad constante.

TFP.- Transmisor de flujo en peso.

TP₂.- Transmisor de presión de descarga.

CR.- Computador relay.

SM.- Servomotor.

IE.- Inter enfriador.

----- Velocidad constante, P_1 constante.

***** Velocidad constante, P_1 variable.

Fig. (13) Sistema de control de flujo en peso constante para dos compresores operando en serie.

por medio de una aconplación directa al cuerpo del primer compresor, el sistema de control no tendrá ninguna variación. Esto es, que para el control de velocidad de dos o más compresores, el sistema puede ser tratado como un problema de control de uno solo.

Si cada compresor fuera accionado por diferente accionador, como se muestra en la figura (13), una solución simple, para efectuar el control, sería operar la primera etapa de compresión a velocidad constante, permitiendo que la presión de descarga se eleve o descienda sobre el punto de diseño en la curva característica del compresor. La segunda etapa de compresión, tendría que operar con velocidad controlada para dar el flujo en peso constante. Debido a la resistencia del sistema, la combinación de la presión final de descarga y del flujo en peso a la entrada de la primera etapa indican la velocidad de operación, como se muestra en el diagrama de funcionamiento en la figura (13).

Para algunas aplicaciones de compresores la operación es prácticamente a la capacidad de diseño. El control surge consiste en una válvula manual a la descarga del compresor. En caso de que el compresor maneje aire, un gas no tóxico o barato, el sistema simolificado es mostrado esquemáticamente en la figura (14).³

Sin embargo, la operación a otras condiciones de diseño requerirán alguna forma de control automático anti - surge. Se considera el control como un regulador de flujo mínimo el cual, a través de un servomotor, opera la válvula "surge" como se requiera para mantener la operación estable. También en éste caso si el compresor maneja aire, un gas no tóxico o barato, la válvula "surge" puede ventear a la atmósfera. En muchas aplicaciones, el gas es caro o tóxico y, por lo tanto, se recircula el flujo necesario para asegurar flujo estable a través del compresor.

En la figura (15), se muestra un diagrama en el que se aplica un sistema de control automático de surge a un compresor que maneja un gas caro. En la recirculación hay un cambiador de calor que retira el calor de compresión, antes de mezclar el gas recirculado con el gas de proceso a la entrada del compresor. Esto evita, cambios en el funcionamiento característico del com-

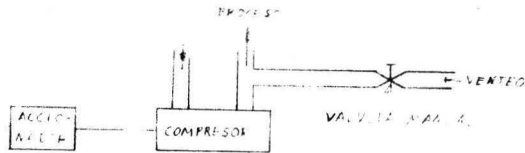


Fig. (14) Sistema de control manual de surge.

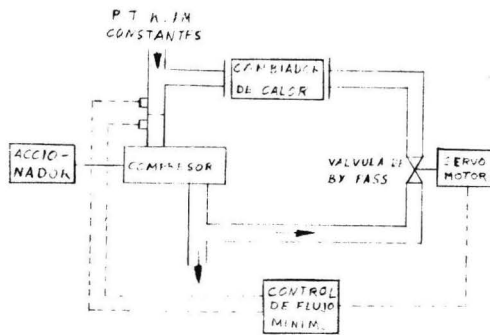


Fig. (15) Sistema de control automatico anti - surge con recirculación.

presor, los cuales ocurrirían al elevar la temperatura a la entrada sobre el valor de diseño.

— Los compresores centrífugos pueden ser controlados con relativa facilidad por sus características inherentes de funcionamiento. Tomando en cuenta los factores termodinámicos que afectan el funcionamiento del compresor, puede di señarse un sistema de control para ajustar las condiciones del proceso para el cual trabaja el compresor.

INSTRUMENTACION

INDICACIONES ACCION

Lo escrito en el capítulo anterior constituye los principios básicos del control de un compresor, sin embargo, cada aplicación específica tiene sus propias características. La instrumentación típica de un sistema de compresión comprende las siguientes variables:

a) Variables de proceso

El control de operación de un compresor centrífugo, como se ha visto, se realiza por medio de dispositivos sensibles a la presión de succión, a la presión de descarga o al flujo. Y éste control, satisface las necesidades del proceso y las exigencias del compresor en lo que se refiere al flujo mínimo necesario para una operación estable.

En el compresor recíprocante no es necesario el dispositivo sensible al flujo, como exigencia de diseño del compresor, se instalará solo cuando las condiciones del proceso lo requieran.

Independientemente del control del compresor que depende de las características de diseño y de las necesidades del proceso del cual forma parte, es necesario disponer de indicación y registro de las presiones y de las temperaturas en la succión y en la descarga, y del flujo a la descarga.

b) Variables mecánicas

Si el compresor es movido por un accionador de velocidad variable, el control de velocidad de operación está supeditado al control que se realice sobre las variables de proceso, (cuando el accionador es un motor, el control con válvula de mariposa a la succión o a la descarga, o el control con aspas guía a la entrada del primer impulsor depende de el control que se lleve a cabo sobre las variables del proceso). Las variaciones de la velocidad de operación se efectúan normalmente en forma manual. Es pues necesario, disponer de un tacómetro que indique la velocidad de operación y un interruptor de disparo de accionador por alta velocidad que debe operar cuando se sobrepasa la máxima velocidad continua del compresor.

Normalmente el control de temperatura de las chumaceras, tanto del compresor como de su accionador, se efectúa basado en la temperatura del aceite de lubricación.

Es indispensable un indicador de la posición axial del rotor para evitar oportunamente una variación excesiva de dicha posición que pueda ocasionar choques del rotor contra otras piezas del compresor.

El compresor y su accionador deben tener sensores de vibración en cada una de las chumaceras de apoyo. Así como una alarma por alta amplitud de vibración y un interruptor de disparo que opere cuando esa misma variable sobrepase el valor permisible.

c) Variables de servicios auxiliares

En el caso de tener un compresor de diafragmas enfriados por agua, debe tenerse un indicador de la temperatura del agua de enfriamiento y de acuerdo con esa lectura se controlará manualmente el flujo del agua de enfriamiento. Es conveniente también tener una alarma por bajo flujo de agua de enfriamiento.

El recipiente principal de aceite de lubricación deberá tener la siguiente instrumentación:

- 1) Vidrio indicador de nivel.
- 2) Alarma por bajo nivel de aceite.
- 3) Indicador de temperatura.
- 4) Controlador de temperatura.

Cada una de las bombas de aceite debe tener un indicador de presión en la descarga.

En el cabezal de descarga debe haber un interruptor por baja presión que arranque la bomba auxiliar, cuando la presión de aceite sea menor que el mínimo requerido.

A la entrada y a la salida de cada uno de los enfriadores de aceite deben haber indicadores de temperatura.

Cada uno de los filtros de aceite deben estar provistos de indicadores de presión diferencial, que comparen la presión de entrada con la presión de salida y con ésta lectura se debe vigilar el buen funcionamiento de los filtros.

La presión del aceite de lubricación debe controlarse automáticamente por medio de una válvula controladora de presión, colocada sobre una línea de re-

torno al recipiente principal de aceite, que al abrir abata la presión del flujo de aceite. Cuando sea necesario disponer de aceite de lubricación a diferentes presiones, por ejemplo, cuando el sistema de aceite de lubricación esté combinado con el aceite de sellos, o cuando el accionamiento sea por medio de una turbina y sea necesario proporcionar aceite al gobernador, además de la válvula anterior, deben colocarse válvulas reductoras en las corrientes donde se necesite una presión menor.

En el cabezal de aceite, debe instalarse lo más cercanamente posible al compresor, un indicador de presión, una alarma por baja presión y un interruptor de disparo del compresor que es actuado también por baja presión.

Si el compresor es accionado por una turbina, en la tubería del aceite del sistema del gobernador deben colocarse un indicador de presión y una alarma por baja presión.

En cada una de las salidas del aceite de lubricación deben colocarse un indicador de flujo y un indicador de temperatura. En las líneas de salida de aceite de las chumaceras, además de los instrumentos anteriores debe instalarse una alarma por alta temperatura.

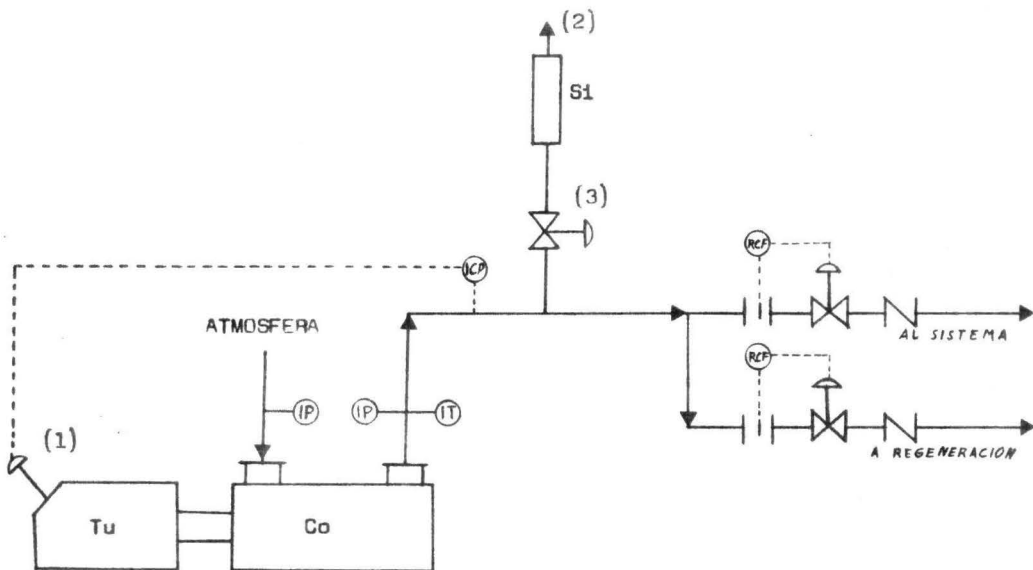
Si el sistema de aceite de sellos es independiente del sistema de aceite de lubricación, el recipiente, las bombas, los enfriadores y los filtros de aceite de sellos, deben tener la misma instrumentación descrita para el aceite de lubricación.

El nivel del recipiente auxiliar de aceite de sellos debe ser controlado automáticamente. El recipiente debe contar además con alarmas por alto y bajo nivel de aceite y con un interruptor por bajo nivel, que arranque la bomba auxiliar de aceite.

Es necesario contar con indicador de presión diferencial que compare la presión del aceite de sellos, con la presión del gas que debe presionar el recipiente auxiliar de aceite de sellos.

En cada una de las salidas de aceite de sellos debe instalarse un indicador de flujo y un indicador de temperatura.

En la línea de retorno de aceite contaminado deben colocarse trampas de



Tu Turbina
 Co Compresor
 Si Silenciador
 V Válvula check

- (1) Control de velocidad para el accionador
 (2) Venteo a la atmósfera
 (3) Válvula manual
 (IT) Indicador de temperatura
 (IP) Indicador de presión
 (ICP) Indicador controlador de presión
 (FCF) Registrador controlador de flujo
 (IF) Indicador de flujo
 (CN) Control de nivel
 (ICT) Indicador controlador de temperatura

Fig. (1) Compresor, accionado por turbina, para una unidad de cracking catalítico.



gas con vidrios indicadores de nivel.

De todos los instrumentos mínimos necesarios mencionados en los tres puntos anteriores, unos van montados sobre el tablero local de control de la compresora y otros sobre el tablero principal de control de la planta.

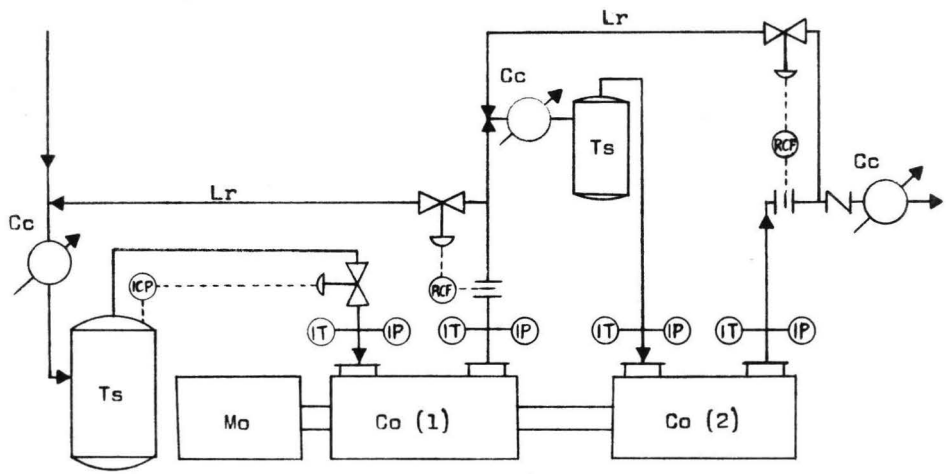
Es importante recordar, que cada aplicación específica, tiene sus propias características, y que el control y la instrumentación deben ser estudiados individualmente, considerando los anteriores elementos básicos que son comunes a muchas instalaciones.

Ejemplifico algunas aplicaciones que se presentan con bastante frecuencia como son los sistemas de cracking catalítico, recuperación de gas, reformación y ciclos de refrigeración, para indicar la instrumentación (de las variables de proceso) mínima necesaria que asegure la operación estable en el sistema.

Compresores para unidades de cracking catalítico.- Estos compresores de aire operan a una presión de descarga constante, y ésta presión de descarga es fijada por la presión en el sistema de regeneración catalítica. Si el aire que va a regeneración es de las mismas condiciones que el requerido para otras partes del sistema, la corriente de aire para cada servicio tendría un control individual de flujo y el control de presión a la descarga del compresor se llevaría a cabo por medio de un indicador controlador de presión que actuaría al gobernador de la turbina controlando así la velocidad del compresor como se muestra en la figura (1). Si el accionador del compresor fuera un motor, el indicador controlador de presión actuaría sobre una válvula de control a la succión del compresor para efectuar un control de flujo y de presión en el compresor. Puesto que las condiciones de operación en el flujo de aire a la descarga son relativamente constantes, la válvula de recirculación de flujo mínimo es operada manualmente.

Ventear a la atmósfera produce un gran ruido, por lo que es necesario instalar un silenciador, como se muestra en la figura (1).

Recuperación en una unidad de cracking catalítico.- La compresión en un sistema de recuperación de gas en una unidad de cracking catalítico se efec-



- Mo Motor
- Ts Tanque de succión
- Cc Cambiador de calor
- Lr Línea de retorno

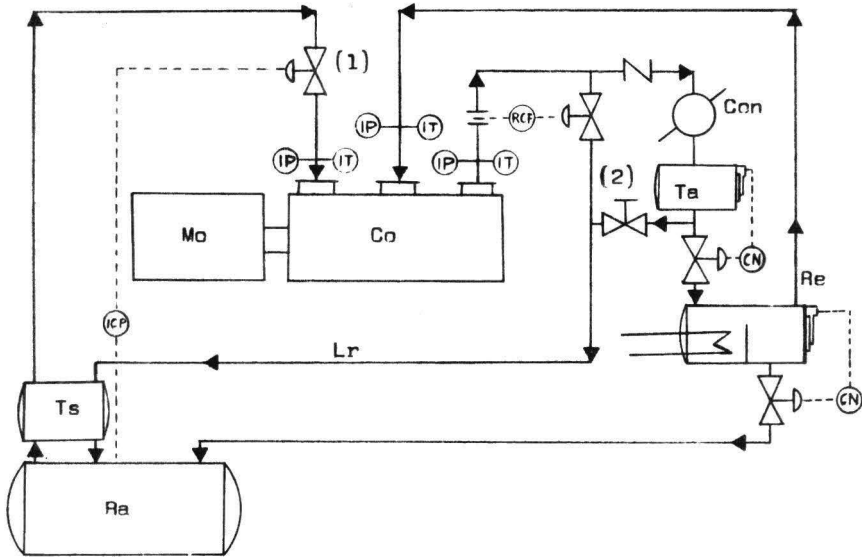
Fig. (2) Compresores, accionados por motor, en un sistema de recuperación de gas.

túa a presión de descarga constante. La figura (2) muestra la instrumentación típica para una instalación de éste tipo. Un indicador controlador de presión sobre el tanque de succión actúa la válvula de control instalada a la succión del compresor, ésta abre o cierra regulando la presión de acuerdo a las condiciones requeridas por el proceso. Si el accionador fuera una turbina, el indicador controlador de presión actuaría sobre el gobernador de la turbina para regular la cantidad de vapor admisible y así controlar la velocidad de la misma obteniéndose, con esto, el control de presión requerido para mantener la presión de descarga constante.

Si el flujo cae a un mínimo predeterminado, el registrador controlador de flujo abre automáticamente la válvula de recirculación, asegurando el flujo suficiente, para mantener al compresor en la región de operación estable. El gas de descarga, caliente por el aumento de presión, es enfriado por medio de un cambiador de calor colocado en la corriente de succión del compresor.

La figura (2) muestra el arreglo de dos compresores, los dos son impulsados por un mismo accionador, cada compresor tiene su propio retorno de flujo mínimo para asegurar que no habrá un cambio significativo en el peso molecular del gas recirculado.

Compresor de un sistema de refrigeración para unidades de alquilación.- Este compresor opera a una presión de descarga constante; presión de descarga, fijada por la temperatura de licuefacción del gas en el condensador. Frecuentemente se preve una corriente lateral de alimentación (conexión económica) al compresor, para reducir los HP requeridos, es evidente que el compresor succionará ésta corriente a una presión intermedia. La figura (3) muestra una instalación característica de un sistema de refrigeración para una unidad de alquilación, la temperatura en el reactor se conserva constante por el efecto de mantener una presión constante. Un indicador controlador de presión instalado en el reactor actúa el sistema de control (válvula de control en la succión del compresor. Si el accionador fuera una turbina, el controlador de presión actuaría sobre el gobernador de la misma) del compresor para mantener una presión constante. Cuando el flujo baja a un mínimo predeterminado, el regis-



Ra Reactor de alquilación

Ts Tanque de succión

Mo Motor

Co Compresor

Con Condensador

Ta Tanque acumulador de líquido

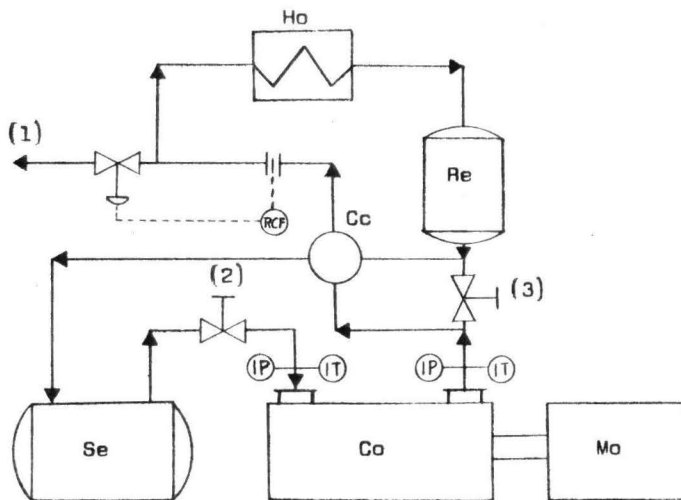
Re Reboiler

Lr Línea de retorno

(1) Válvula de control a la succión

(2) Válvula manual, para control de flujo del líquido refrigerante

Fig. (3) Compresor, accionado por motor, en un sistema de refrigeración para una unidad de alquilación.



Se Separador

Co Compresor

Mo Motor

Re Reactor

Cc Cambiador de calor

Ho Horno

(1) Exceso de hidrógeno

(2) Válvula manual para control de flujo

(3) Válvula de recirculación

Fig. (4) Compresor, accionado por motor, para un sistema de reformación.

trador controlador de flujo abrirá la válvula de control que permita la recirculación para asegurar suficiente flujo y mantener al compresor en su rango de operación estable. Este gas recirculado es enfriado por la adición de un fluido refrigerante antes de llegar al reactor de alquilación, posteriormente el gas pasará a la succión del compresor a una temperatura muy próxima a la temperatura de diseño del gas a la entrada del compresor. La magnitud del flujo de la corriente lateral, generalmente no es tan grande como para inducir al compresor a inestabilidad y por lo tanto no se preve una instrumentación especial para ésta corriente.

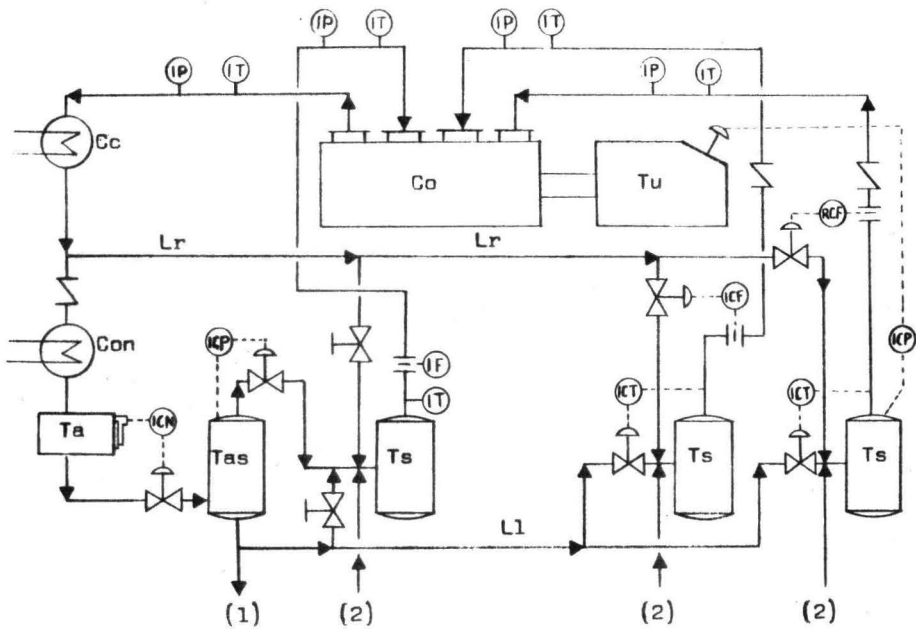
Compresor para un sistema de reformación. Este compresor opera contra un circuito de resistencia debida totalmente al avance del flujo, esto es, contra la caída de presión a través de hornos, cambiadores de calor, reactores, tubería y accesorios que es casi toda la resistencia.

De acuerdo a la figura (7) del capítulo anterior; es evidente que un compresor operando en un sistema de éste tipo, no tiene posibilidades de caer en la zona de inestabilidad, ya que la curva del sistema está siempre a la derecha de la curva del límite de inestabilidad (surge) del compresor. Esto le da al compresor una característica inherentemente estable y normalmente no se requiere ningún control para protección de flujo mínimo. Es común fijar manualmente el flujo y la velocidad del accionador en caso de ser un accionador que trabaja a velocidad variable (turbina). Cuando el accionador es un motor (velocidad constante), es frecuente controlar el flujo a la succión en forma manual.

Es evidente que durante el curso de la reacción la actividad catalítica disminuye y por lo tanto deben hacerse ajustes periódicos al gobernador de la turbina para controlar la velocidad de la misma o a la válvula de control de flujo, lo que nos permitirá mantener las condiciones del proceso.

En la figura (4) se muestra una instalación de un sistema de reformación. Una válvula de recirculación operada manualmente, es prevista para usarla en el arranque.

El exceso de gas es expulsado del sistema cuando abre la válvula, instala-



- Tas Tanque de separación
- Ts Tanque de succión
- Ta Tanque acumulador de líquido
- Con Condensador
- Cc Cambiador de calor
- Co Compresor
- Tu Turbina
- Lr Línea de retorno
- L1 Línea de líquido refrigerante
- (1) Líquido a evaporadores
- (2) Vapor de evaporadores

Fig. (5) Compresor, accionado por turbina, para un sistema de refrigeración.

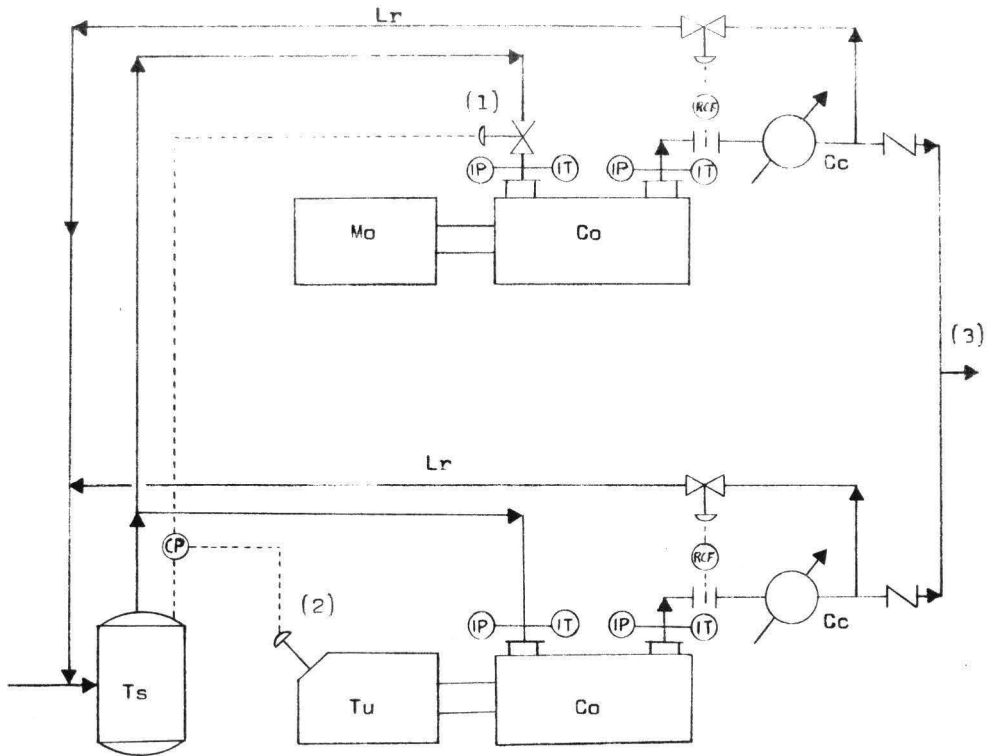
da después del cambiador, que es actuada por el registrador controlador de flujo.

Compresor para un sistema de refrigeración.- Entre las aplicaciones más complejas de un compresor, está la de un circuito de refrigeración, esto es debido a la baja temperatura del gas. La figura (5) muestra una clásica instalación de un sistema de refrigeración. Puesto que el gas va a ser condensado, el compresor opera a una presión de descarga constante. La temperatura en los evaporadores permanece constante, manteniendo constante la presión, esto hace que la presión en los tanques de succión del compresor también permanezca constante. Un controlador de presión sobre el tanque principal de succión actúa el sistema de control del compresor (gobernador de la turbina. Si el accionador fuera un motor, el controlador de presión, actuaría sobre una válvula de control instalada a la succión del compresor). Normalmente, la magnitud de los flujos de las corrientes laterales es del mismo orden al de la corriente principal de succión; así pues, para mantener una buena distribución de flujo en todos los impulsores del compresor, deben instalarse controladores de flujo mínimo en la succión de dichas corrientes. Estos controladores de flujo actúan las válvulas de recirculación para abastecer flujo a la corriente que tenga su mínimo flujo predeterminado.

El líquido refrigerante se usa para mantener la temperatura del gas a aproximadamente la temperatura de diseño del gas a la entrada del compresor. En la succión, es común tener controles de temperatura, para mantener relativamente una temperatura constante del gas a la entrada. Dependiendo de la magnitud de flujo de las corrientes laterales comparada con la de la corriente principal de succión, deberán o no instalarse controladores de flujo y/o de temperatura, de tal forma que se conserve al compresor siempre dentro de su rango de operación estable. Controles manuales de flujo y temperatura se pueden adicionar y éstos nos permitirán arrancar, parar u operar a otras condiciones poco usuales.

Operación en paralelo.- Con frecuencia se usan dos o más compresores en paralelo, en casos donde:

- a) Las cantidades de flujo de proceso son muy grandes y un solo compresor



- Co Compresor
- Mo Motor
- Tu Turbina
- Ts Tanque de succión
- Cc Cambiador de calor
- Lr Línea de retorno
- (1) Válvula de control a la succión
- (2) Gobernador de velocidad de la turbina
- (3) A proceso

Fig. (6) Operación en paralelo de dos compresores, uno accionado por motor y otro por turbina.

no es suficiente para cumplir las condiciones de operación del proceso.

b) La continuidad de operación de la planta es un factor importante.

c) La expansión de la planta requiere ampliar el sistema de compresión.

d) Etc.

Cuando es necesario adicionar un compresor, al sistema de compresión, para aumentar la capacidad, es común encontrar que las características de funcionamiento son diferentes a las del compresor original.

Para asegurar una operación estable y evitar los efectos de inestabilidad en el compresor, se debe instalar un controlador de flujo en cada compresor. La figura (6) muestra un arreglo de éste tipo, en el se notan líneas individuales de recirculación y se permite a cada unidad ser arrancada por separado ya que el controlador de presión instalado en el tanque de succión actúa el control para cada compresor de manera individual (gobernador de la turbina y válvula de control a la succión para el compresor accionado por motor). Cuando el flujo de un compresor cae a su mínimo predeterminado, la válvula de recirculación, actuada por el registrador controlador de flujo instalado a la descarga de cada compresor, abre para mantenerlo fuera de inestabilidad sin afectar al otro compresor.

Cada aplicación tiene una instrumentación muy particular y ésta es función del tipo de accionador y de las variables a controlar en el sistema. Sin embargo, los elementos básicos, señalados anteriormente, son comunes a la mayoría de las instalaciones y deben tomarse en cuenta, para instrumentar y controlar las condiciones de operación en un compresor.

SELECCION

Símbolos

C_p	Calor específico a presión constante
C_v	Calor específico a volumen constante
H	Cabeza (pie - lb/lb)
h	Entalpia (BTU/lb)
k	Relación de calores específicos (C_p/C_v)
MC_p	Calor molar específico a presión constante
PM	Peso molecular
n	Exponente politrópico
P	Presión (psia)
P_c	Presión crítica (psia)
P_r	Presión reducida (P/P_c)
Q	Capacidad (pies ³ /min.)
R	Constante de los gases (1544/PM)
r	Relación de presiones (P_2/P_1)
S	Entropía (BTU/lb °R)
T	Temperatura absoluta (°R = °F + 460)
t	Temperatura (°F)
T_c	Temperatura crítica (°R)
T_r	Temperatura reducida (T/T_c)
v	Volumen específico (pie ³ /lb)
w	Flujo en peso (lbs/min)
X	Factor de elevación de la temperatura

Z Factor de compresibilidad

GHP Potencia requerida por el gas

BHP Potencia al freno

η Eficiencia

Sub indices

ad Proceso adiabatico (H_{ad})

p Proceso politrónico (H_p)

s Condiciones estandar, generalmente 14.7 psia, 60°F

1 Condiciones a la entrada (P_1) (Q_1) (t_1)

2 Condiciones a la descarga (T_2) (P_2) (t_2) (Q_2)

En la industria se presentan problemas de compresión que solo pueden resolverse por un compresor centrífugo, otros solo son resueltos por un reciprocante, algunos otros por un rotatorio y otros por una combinación de diferentes tipos.

[La selección técnica se hace a partir de una información mínima necesaria, considerando los diferentes tipos de compresores, considerando esencialmente sus rangos de capacidad y potencia, características generales y limitaciones. Cada factor debe ser revisado puesto que puede influenciar en el resultado de la selección.]

[Las aplicaciones del compresor generalmente pueden ser enfocadas hacia dos grupos; compresores para aire y compresores para manejar gases de proceso, estos últimos muy comunes en refinerías y plantas químicas.] Los requerimientos para cada caso pueden variar, pero [en todos ellos, la selección final debe sostenerse sobre pruebas económicas.]

Los compresores de aire generalmente operan a más o menos 450 psig con la mayoría en el rango de 125 psig o menos. Muchos tipos de compresores (reciprocantes, rotatorios de tipo de aspa, rotatorios de lóbulo helicoidal y dinámicos) son usados para éste servicio, siendo, en parte, limitada la selección por la capacidad.

La discusión la limitaré a [los dos tipos principales de compresores de proceso, el reciprocante y el dinámico, particularmente el centrífugo, pues el campo principal de los rotatorios es en compresores de aire] a presiones moderadas y son más apropiados para vacío, además los factores que afectan su selección son prácticamente los mismos, solo haré referencia a ellos cuando se presente una marcada diferencia.

El espacio que ocupen y su forma algunas veces influenciará la selección, sin embargo, la oportunidad para hacer la selección desde éste punto de vista es amplia cuando se tienen las dimensiones exactas del espacio disponible. Los requerimientos de estructura favorecen al rotatorio sobre la unidad reciprocante, [solo en pocas ocasiones éstas condiciones de espacio, forma y estructura, dictan que tipo de máquina debe usarse.] Un compresor centrífugo opera sin pro-

ducir fuerzas de desbalance y los modernos de tipo recíprocante son especialmente diseñados para un mínimo de fuerzas de éste tipo, generalmente la estructura que soporta el peso muerto del compresor y mantiene la alineación compresor - accionador, debe tener una masa adecuada para absorber las fuerzas de desbalance que puedan presentarse.

[El compresor centrífugo generalmente será favorecido sobre el recíprocante, por las condiciones de estructura y espacio disponible.]

Cuando se requiere de aire o gas libre de aceite, por regla general se excluye al compresor rotatorio de tipo de aspa; el dinámico y el rotatorio de lóbulo helicoidal no requieren de aceite en el espacio de compresión, también existen diseños no lubricados para el recíprocante.

[El grado atribuido a la contaminación del aceite también influenciará las decisiones de selección. Hay más unidades disponibles de compresores recíprocantes no lubricados o lubricados parcialmente que de unidades centrífugas o de lóbulo helicoidal.]

[Los datos establecidos por el proceso,] como se puede ver en capítulos anteriores, también afectan la selección del compresor. En cualquier problema de compresión, para una relación de presión dada, el flujo que va a ser manejado establecerá el tamaño físico del equipo, donde el volumen considerado está a las condiciones (presión y temperatura) de succión.]

Para una aplicación específica, es difícil e inapropiado generalizar acerca del uso de los diferentes tipos de compresores.

[El compresor de pistón es el más indicado para usarse cuando se requiere de diferencias de presiones altas y manejo de volúmenes bajos o moderados.] [El centrífugo resulta más apropiado para volúmenes grandes y una moderada diferencia de presión.] El compresor rotatorio de lóbulo helicoidal puede ser el más indicado para usarse cuando las presiones sean tan bajas que no resulte adecuado el compresor de pistón y para volúmenes tan pequeños que no sea adecuado usar el compresor centrífugo. Hay varios traslapes de usos para los diferentes tipos de compresores. La figura (1) muestra los diferentes campos de aplicación.

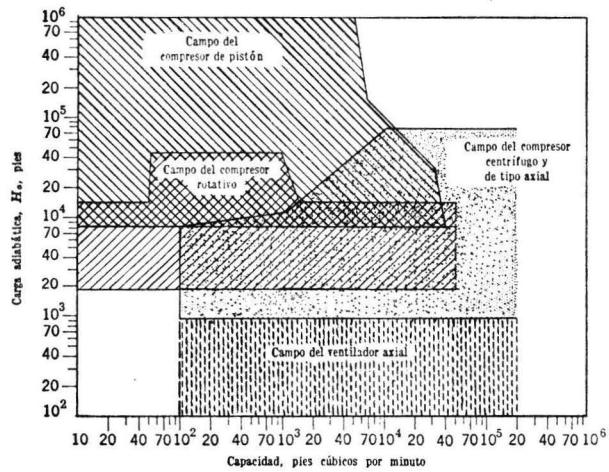
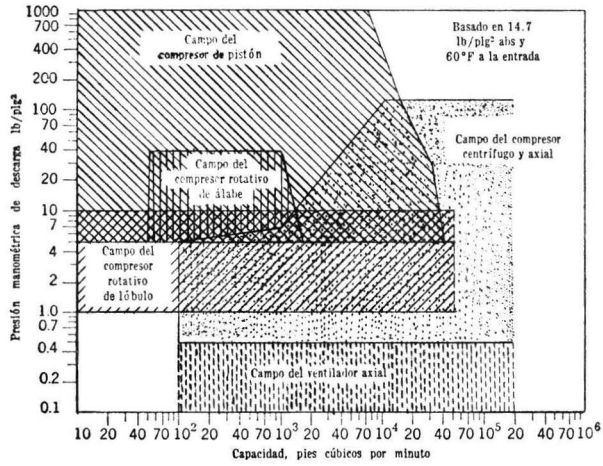


FIG. 1 Gráficas para selección del tipo de compresor.

[Otro factor que debe ser considerado, es la variación en la demanda en el rango de capacidad del compresor.] Los diferentes tipos de compresores tienen muchas variedades para manejar un amplio rango de capacidad. [Si el proceso requiere un cambio en el flujo de un máximo a un mínimo, el reciprocante puede ser usado con razonable eficiencia,] con el compresor centrífugo la operación no será satisfactoria abajo del punto de inestabilidad (surge), el cual ordinariamente se presenta al 50% de la capacidad de diseño. Es necesario hacer una revisión del control de capacidad para cada tipo de compresor antes de tomar una decisión.

[Cada tipo de compresor tiene algunos límites prácticos como la máxima o mínima temperatura del gas que va a ser manejado.] En compresores reciprocantes lubricados, es impracticable el uso de elevadas temperaturas, en cambio han operado a bajas temperaturas aceptablemente, [generalmente el compresor centrífugo es menos afectado por temperaturas extremas (altas o bajas) que el reciprocante.]

[También la presión a la succión y a la descarga son muy importantes en un problema de compresión.] En compresores reciprocantes, bajar la presión de succión mientras se mantiene constante la presión de descarga, hace disminuir los HP totales y la presión en todas las etapas del compresor, excepto en la última etapa de compresión donde aumentan la presión diferencial y los HP.

En compresores centrífugos, cuando aumenta la presión de succión, la presión de descarga excederá el punto de diseño, los HP aumentarán y la presión excedida tendrá que ser regulada a la descarga. Cuando disminuye la presión de succión abajo de la de diseño los HP también serán menores que los de diseño, y el centrífugo no comprime a la presión de descarga deseada (la de diseño).

— Por lo tanto es muy importante que la presión de succión y descarga, su variación y su influencia sean evaluadas antes de tomar una decisión.

En algunos compresores de multietapas, la presión entre etapas es fijada por el proceso, esto puede ser porque se quieren evitar condiciones indeseables que conduzcan a reacciones químicas que cambien la naturaleza del gas

que se comprime. Cualquiera que sea el caso, es necesario que esas presiones entre etapas sean establecidas en términos definidos y se determine la variación permisible entre ellas, para dar al fabricante más flexibilidad en el diseño del compresor.

[La composición y características del gas pueden tener, también, una decidida influencia en la selección del tipo de compresor.] Un gas de baja densidad a la succión, usualmente, afectará al centrífugo en mayor grado que al de desplazamiento positivo. Un centrífugo manejando gas de baja densidad requiere de más etapas que uno que maneja un gas de alta densidad. Los compresores recíprocos y otros de desplazamiento positivo no son seriamente afectados por el peso molecular y densidad del gas.]

[Otras características del gas, tales como, la relación de calores específicos (k), factor de compresibilidad (Z), etc. no tienen gran influencia sobre la selección.]

[Es común que un gas tenga ciertas condiciones limitantes dentro de las que debe conservarse durante la compresión, cuando éstas condiciones se han excedido pueden causar problemas de corrosión, reacciones peligrosas del gas o sus componentes, un cracking del aceite de lubricación, resultando constituyentes (productos de la reacción) que no siempre pueden ser tolerados por el proceso. Las condiciones limitantes comúnmente se presentan a la máxima temperatura de descarga. Por lo tanto ésta debe evitarse.]

[También es muy considerado el factor de carga, sobre todo, en pequeñas instalaciones donde solo son instalados uno o dos compresores. Este factor de carga es la relación del aire comprimido actualmente a la descarga (mientras la unidad está operando) con el aire comprimido a la descarga cuando el compresor está operando a plena carga durante el mismo periodo de tiempo, nunca será 100%. Una buena regla para seleccionar una instalación es que el factor de carga esté entre el 50% y el 80%, dependiendo, además, ésta selección del tamaño y número de unidades de compresión.]

[El uso de un factor de carga apropiado, dará como resultados:

- 1) Presión más uniforme, durante los periodos de demanda máxima.

2) Mayor flexibilidad en la operación del compresor.

3) Mayor rango de capacidad, sin un inmediato aumento de tamaño de la planta.

4) Menos mantenimiento.

[El uso de éste factor de carga es, particularmente, importante en unidades enfriadas por aire y/o en unidades donde se sostiene una operación a plena carga, resultando con esto la construcción de depósitos en las válvulas y en otras partes de la unidad, aumentando así el mantenimiento. Siempre son recomendables operaciones intermitentes para éste tipo de unidades, el grado depende del tamaño y de la presión de operación.]

Resultan más económicas, para operar un mismo servicio, las unidades enfriadas por agua que las enfriadas por aire, ya que trabajan a velocidades más bajas y con temperaturas de operación menores, por lo tanto el mantenimiento será también menor. Sin embargo, cuando el sistema está sujeto a temperaturas frías será más apropiada una unidad enfriada por aire.

Por razones económicas, las plantas de proceso se instalan con pocas unidades de compresión de gran tamaño y sin tener una sola disponible de reemplazo. Cuando un proceso requiere del manejo de un gran número de corrientes de aire o gas comprimido para un mismo servicio, es común que esas corrientes sean manejadas por un sistema de compresión, actuado por un solo accionador.

Pero no es común que dos o más servicios sean manejados por un sistema de compresión que es actuado por un solo accionador, pues habrá entre otros factores, problemas de control de presión y capacidad.

Existe una gran flexibilidad en el número de corrientes que puede manejar un compresor recíprocante, aún cuando sea actuado por un mismo accionador, ya que se puede atender más fácilmente el control de capacidad apropiado.

[Un factor importante es la disponibilidad, que se define como el tiempo en horas durante un año, en el que el compresor está disponible y preparado para operar, dividido por el número total de horas en un año (8760) y expresada en %. Para que la unidad sea de confiabilidad, necesita estar continuamente operando y siempre disponible.] Este criterio es frecuentemente mencionado

en cualquier planta de proceso donde sea vital una continuidad en la operación. El valor de las pérdidas de producción generalmente excede el costo de reparaciones.

Es evidente que el accionador influye en la selección y, por lo tanto, dicta ciertas restricciones. La selección del accionador se ve afectada por la disponibilidad de la fuente de potencia que se tenga (vapor, diesel, gas, corriente eléctrica, etc.). El compresor centrífugo siempre recibe la preferencia cuando el accionador es una turbina, el reciprocante probablemente se vería favorecido cuando el accionador fuera un motor eléctrico, la razón es que la mayoría de los accionadores de motor para compresores reciprocantes pueden accionar directamente, mientras que la mayoría de los accionadores de motor para compresores centrífugos requieren de un engrane que varía la velocidad, y esto haría aumentar los HP requeridos y por lo tanto aumentaría el costo de potencia del compresor.

Finalmente, cuando un compresor centrífugo y un compresor reciprocante manejan el mismo gas y éste es limpio, puro y no corrosivo, bajo exactamente las mismas condiciones de presión y temperatura a la descarga, el mantenimiento será menor en el centrífugo que en el reciprocante y a medida que el problema de compresión llega a complicarse, el mantenimiento aumenta en ambos compresores y probablemente llegue a ser igual. Sin embargo dentro de su rango de operación el centrífugo siempre muestra menos costos de mantenimiento que el reciprocante.

El análisis de los factores anteriores nos conduce a la selección técnica del tipo de compresor más adecuado (un centrífugo, por ejemplo) para cubrir los requerimientos del sistema de compresión en el proceso.

Después de haber seleccionado el compresor que cumpla técnicamente, se manda una solicitud de cotización a diferentes fabricantes y se efectúa el cálculo del compresor. Para llevar a cabo éstas dos actividades, nos basamos en los datos establecidos por el proceso.

Con los resultados obtenidos del cálculo del compresor y con la información recibida de los fabricantes se efectúa una comparación, esto nos permite eliminar las alternativas poco favorables.

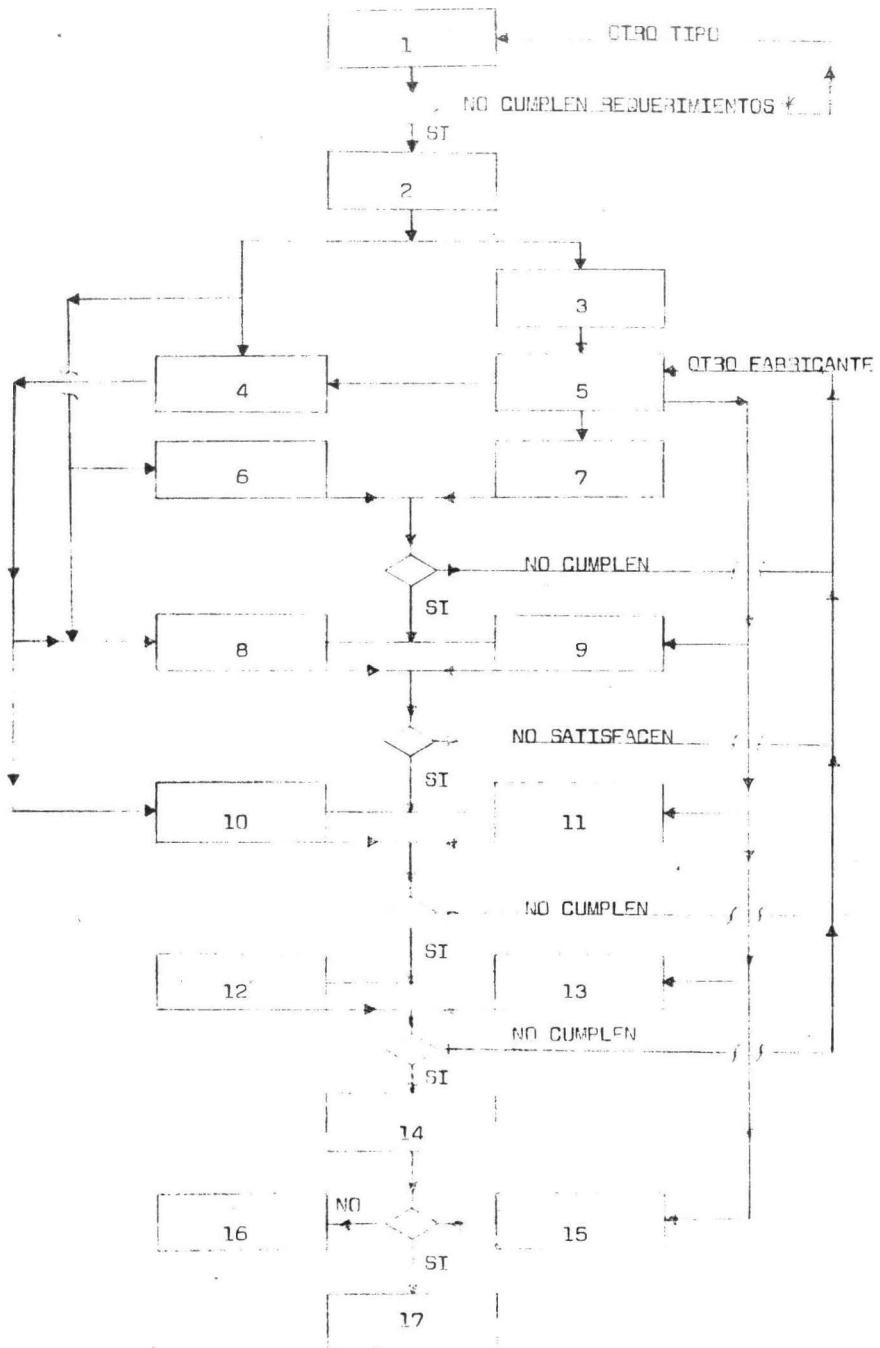


Diagrama de flujo de actividades a realizar en la selección de un proveedor.

Finalmente, se lleva a cabo la selección económica entre aquellas alternativas favorables (las que cumplen las condiciones de proceso, requerimientos mínimos y especificaciones fijadas). Los factores que afectan ésta selección económica, por supuesto, son: inversión inicial, costos de potencia, costos de instalación, costos de mantenimiento, refacciones, depreciación, garantía, etc.

Las actividades para llevar a cabo la selección se resumen en el siguiente diagrama de flujo.

Notas:

*Factores que afectan la selección, anteriormente señalados.

Las especificaciones cubren el sistema de lubricación, sistemas de sellos en las flechas, controles, tableros de control y equipo auxiliar.

- 1 Diferentes tipos de compresores
- 2 Compresor seleccionado
- 3 Solicitud de cotización a diferentes fabricantes
- 4 Cálculo del compresor
- 5 Información de fabricantes
- 6 Capacidad y presión de descarga requeridas
- 7 Capacidad y presión de descarga leídas
- 8 Propiedades termodinámicas requeridas
- 9 Propiedades termodinámicas leídas
- 10 Potencia requerida
- 11 Potencia leída
- 12 Especificaciones que fija el comprador
- 13 Especificaciones que se cumplen
- 14 Total de alternativas que cumplen condiciones
- 15 Factores que afectan la selección económica
- 16 Alternativas que no justifican la inversión
- 17 Mejor alternativa de inversión

Método de cálculo del compresor centrífugo.

I Para una mezcla gaseosa, las propiedades de la mezcla se calculan de la siguiente manera:

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)
ELEMENTOS DE LA MEZCLA GASEOSA	% MOL DE CADA ELEMENTO	MOLES/HR DE CADA ELEMENTO	PESO MOLEC. DE CADA ELEMENTO	PESO MEDIO MOLECULAR (1) x (3)	% PESO (a/j) 100	T _c (TABLA 1)	P _c (TABLA 1)	T _c DE LA MEZCLA (1) x (6)	P _c DE LA MEZCLA (1) x (7)	MC _p (TABLA 1)	MC _p DE LA MEZCLA (1) x (10)
				a	(a/j) 100						
				b	(b/j) 100						
				c	(c/j) 100						
$K_{MEZCLA} = \frac{(MC_p)_{MEZ}}{(MC_p)_{MEZ} - 1.77}$				Σa				ΣT_c	ΣP_c		ΣMC_p

En la tabla (1) hay la información necesaria para calcular las propiedades de la mezcla gaseosa.

II Cálculo del flujo de entrada (Q₁)

$$Q_1 = V_1 W$$

Donde:

$$V_1 = \text{Volumen específico} = (Z_1 RT_1) / (144 P_1) \quad (\text{pie}^3/\text{lb})$$

$$R = 1544/\text{PM}$$

Z₁ puede calcularse usando la gráfica de la figura (5) del capítulo

I, con los parámetros:

$$P_{r1} = P_1/P_c \quad \text{y} \quad T_{r1} = T_1/T_c$$

P_c y T_c se leen en la tabla (1)

$$W = (\text{moles/hr}) \text{ PM}/60 \quad (\text{lbs/min})$$

III Selección del compresor.

Para un flujo dado, en tablas que da el fabricante (tabla 2) encontramos: cabeza y eficiencia politrópicas, velocidad para una cabeza dada y el número máximo de etapas.

IV Cálculo del factor de compresibilidad promedio

$$Z_{\text{promedio}} = (Z_1 + Z_2)/2$$

Z_1 , del paso 11

Z_2 , se calcula como sigue:

$$T_2^* (\text{aproximada}) = \left[(XT_1) / \eta_{\text{ad}} \right] + T_1$$

De la gráfica (2) encontramos X (factor de elevación de la temperatura) y η_{ad} (eficiencia adiabática), para ello es necesario conocer: la relación de presiones (r), la relación de calores específicos (k) del paso 1 ó de la tabla 1 y la eficiencia politrópica (η_p) de la tabla 2.

Entonces se calcula Z_2 , como en el paso 11, usando P_2 y T_2 calculada.

*Esta T_2 aproximada puede diferir de la temperatura de descarga actual, puesto que aún no se ha considerado el efecto de compresibilidad bajo la elevación de la temperatura.

V Cálculo de la cabeza politrópica.

$$H_p = (Z_{\text{promedio}} RT_1) / (n-1/n) \left[(P_2/P_1)^{(n-1/n)} - 1 \right]$$

Donde:

$$(n-1/n) = \left[k-1/k(\eta_p) \right]$$

η_p , se puede leer en la tabla 2

VI Cálculo del número de etapas requeridas

De la gráfica (3), se lee la cabeza máxima permisible por etapa.

No etapas = H_p (del paso V) / H_p máxima por etapa (de la gráfica 3)

VII Cálculo de la velocidad requerida

$$\text{Velocidad} = \text{Velocidad nominal} \sqrt{H_p / \text{cabeza máxima por etapa} (\text{No de etapas})}$$

La velocidad nominal se lee de la tabla 2 a la máxima cabeza por etapa leída en la gráfica (3).

VIII Cálculo de los HP requeridos en la flecha.

$$\text{HP}_{\text{totales}} = \text{HP del gas} + \text{perdidas en sellos y chumaceras}$$

Las pérdidas en sellos y chumaceras se consideran normalmente de 1% a 3% de los HP del gas (HPG).

$$\text{HPG} = (W H_p) / (\eta_p \cdot 33000)$$

IX Cálculo de la temperatura de descarga actual (t_2)

$$t_2 = \left\{ H_p / \left[Z_{\text{promedio}}^R (k/k-1) \eta_p \right] \right\} + t_1$$

Si ésta temperatura convertida a T_2 no es igual a la T_2 del paso IV, se repiten los cálculos desde el paso IV con ésta T_2 encontrada.

X Cálculo del flujo de descarga (Q_2)

$$Q_2 = Q_1 (P_1/P_2) (T_2/T_1) (Z_2/Z_1)$$

Gas o Vapor	Peso	$k = C_p/C_v$	Cond. Crit.		MC	
	Molecular		P_c	T_c	50°F	300°F
Acetileno	26.04	1.24	905	557	10.22	12.21
Aire	28.97	1.40	547	239	6.95	7.04
Amoniaco	17.03	1.31	1657	731	8.36	9.45
Argon	39.94	1.66	705	272	4.97	4.97
Benceno	78.11	1.12	714	1013	18.43	28.17
Iso-Butano	58.12	1.10	529	735	22.10	31.11
n-Butano	58.12	1.09	551	766	22.83	31.09
Iso-Butileno	56.10	1.10	580	753	20.44	27.61
Butileno	56.10	1.11	563	756	20.45	27.64
Dioxido de Carbono	44.01	1.30	1073	548	8.71	10.05
Monoxido de Carbono	20.01	1.40	510	242	6.96	7.03
Cloro	70.91	1.36	1119	751	8.44	8.52
n-Decano	142.28	1.03	320	1115	53.67	74.27
Etano	30.07	1.19	708	550	12.13	16.33
Alcohol etilico	46.07	1.13	927	930	17.00	21.00
Cloruro de etilo	64.52	1.19	764	829	14.50	18.00
Etileno	28.05	1.24	742	510	10.02	13.41
Gases de combustion	30.00	1.38	563	264	7.23	7.50
Helio	4.00	1.66	33	9	4.97	4.97
n-Heptano	100.20	1.05	397	973	39.52	53.31
n-Hexano	86.17	1.06	440	915	33.87	45.88
Hidrógeno	2.02	1.41	198	60	6.86	6.98
Sulfuro de Hidrógeno	34.08	1.32	1306	673	8.08	8.54
Metano	16.04	1.31	673	344	8.38	10.25
Alcohol metilico	32.04	1.20	1157	924	10.05	14.70
Cloruro de metilo	50.49	1.20	968	750	11.00	12.40
Gas natural	18.82	1.27	675	379	8.40	10.02
Nitrógeno	28.02	1.40	492	228	6.96	7.03
n-Nonano	128.25	1.04	345	1073	48.44	67.04
Iso-Pentano	72.15	1.08	483	830	27.59	38.70
n-Pentano	72.15	1.07	489	847	28.27	38.47
Pentileno	70.13	1.08	586	854	25.08	34.46
n-Octano	114.22	1.05	362	1025	43.30	59.90
Oxigeno	32.00	1.40	730	278	6.99	7.24
Propano	44.09	1.13	617	666	16.82	23.57
Propileno	42.08	1.15	668	658	14.75	19.91
Dioxido de azufre	64.06	1.24	1142	775	9.14	9.79
Vapor de agua	18.02	1.33	3208	1166	7.98	8.23

k a 60°F

P_c = Presión crítica (psia)

T_c = Temperatura crítica (°R)

Tabla 1 Propiedades de gases.

RANGO DE FLUJO		CABEZA POLITHOPICA POR ETAPA	EFICIENCIA POLITHOPICA	No MAXIMO DE ETAPAS	VELOCIDAD NOMINAL
500	5,500	10,000	0.74	9	11,000
500	7,500	10,000	0.76	9	11,500
2,000	16,000	10,000	0.77	9	8,100
4,000	32,000	10,000	0.77	8	6,200
8,000	50,000	10,000	0.77	8	4,800
10,000	70,000	10,000	0.77	8	4,150
30,000	110,000	10,000	0.77	8	3,300
50,000	160,000	10,000	0.78	6	2,800
70,000	200,000	10,000	0.78	6	2,600

Tabla 2 Especificaciones básicas.

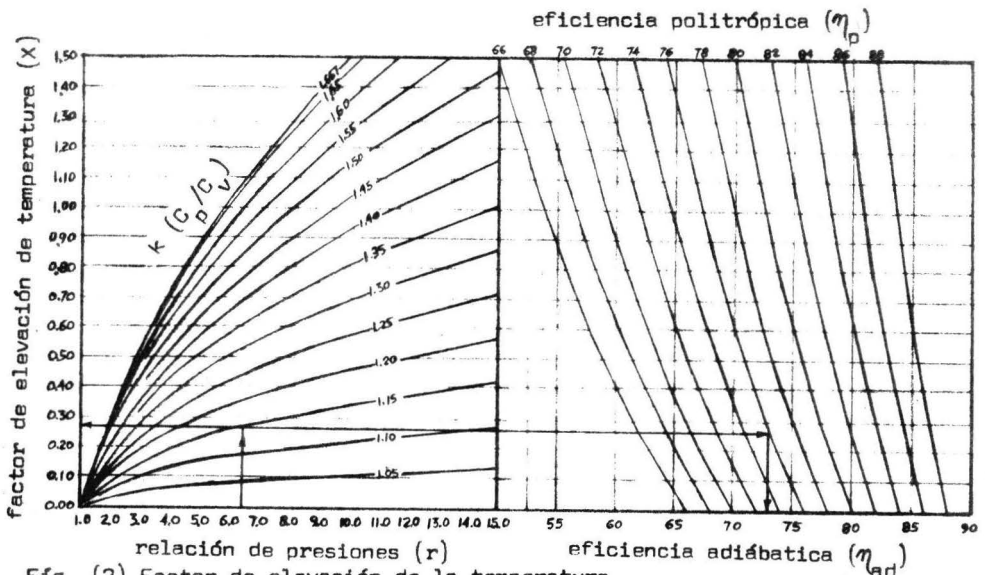


Fig. (2) Factor de elevación de la temperatura.

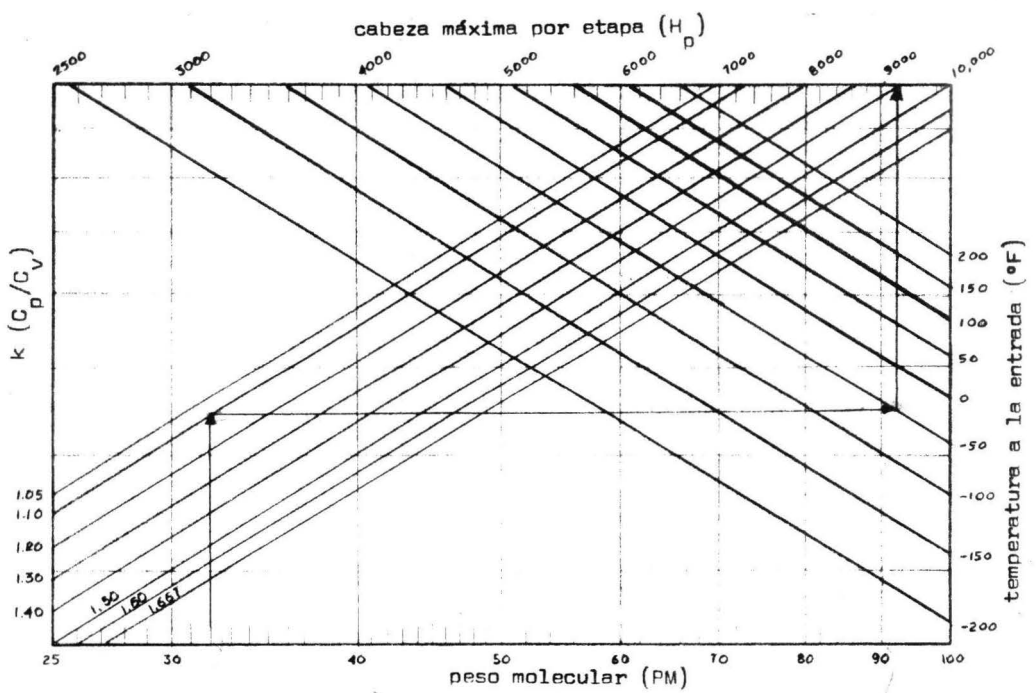


Fig. (3) Cabeza máxima permisible por etapa.

Solicitud de cotización.

En la solicitud que se manda al fabricante se le pide cotize un compresor, esa cotización incluirá:

- a) Compresor
- b) Accionador
- c) Sistemas de control e instrumentación
- d) Sistema de lubricación
- e) Rotor de repuesto para el compresor
- f) Rotor de repuesto para el accionador
- g) Pruebas y empaque
- h) Refacciones
- i) etc.

La proposición contendrá una lista de precios y tiempos de entrega del equipo y de las partes de repuesto recomendadas por el fabricante.

El proveedor debe suministrar toda la información mínima necesaria para hacer la selección.

Después de recibir la cotización de los diferentes fabricantes, se hace una tabulación para facilitar dicha selección.

La introducción de un problema numerico, me permitirá hacer la tabulación y de acuerdo al diagrama de flujo, la selección final del compresor.

DESCRIPCION	COMPRADOR	PROVEEDOR "A"	PROVEEDOR "B"	PROVEEDOR "C"	PROVEEDOR "D"	PROVEEDOR "E"
Capacidad manejada, pies ³ /min	8013	8013	8013	NO COTIZA	8013	8013
Potencia requerida en la flecha, BHP	2275	2268	2340		2272	2389
Velocidad, rpm	3600	3800	3300		3700	3400
Cumple termodinamicamente/potencia		si/si	si/no		si/si	si/no
Cumple especificaciones		si	no		si	no
Número de unidades	4	4	4		4	4
Tipo de compresor		horizontal	horizontal		horizontal	horizontal
Tipo de impulsor		cerrado/soldado	cerrado/soldado		cerrado/soldado	cerrado/soldado
Control de presión		si	no indica		si	si
Control anti-surge		si	no indica		si	si
Inter-post-enfriadores		si	si		si	no indica
Accionador bomba de aceite lubricación/sellos		turbina/turbina	turbina/motor		turbina/turbina	motor/turbina
Tablero de control		si	si		si	si
Tiempo de entrega del equipo, días		360	340		420	540
L A B		puerto aereo	Laredo Texas		puerto aereo	puerto aereo
Garantía del equipo, años		3	no indica		4	3
Rendimiento, % (7870 hrs./año)		90.85	91.3	90.91	91.0	
Precio del compresor		1,662,500	4,435,000	1,890,000	1,881,270	
Precio del accionador		1,649,718	incluido	2,135,500	2,235,730	
Precio prueba combinada accionador-compresor		incluido	incluido	incluido	incluido	
Precio prueba hidrostática		incluido	16,475	incluido	si/costo extra	
Precio empaque		incluido	incluido	incluido	incluido	
Precio rotor de repuesto		incluido	incluido	incluido	incluido	
Precio partes de repuesto		incluido	incluido	incluido	incluido	
Inversión inicial		3,312,218	4,461,475	4,025,500	4,117,000	
Fabricantes que cumplen técnicamente		X		X		

Dé acuerdo al diagrama de flujo y a los datos tabulados, solo las alternativas "A" y "D" cumplen técnicamente, así pues la selección económica debe hacerse entre esas dos alternativas.

Antes de hacer la selección indicaré las ecuaciones que representan las alternativas de inversión, puesto que haré uso de ellas:

$$S = f(\text{tiempo, tasa de interés}) = f(t, i)$$

1o. Ecuación de interés compuesto

p = Valor actual

s = Valor futuro

n = Número de años

Para $n = 0$ p

$$n = 1 \quad p + pi = p(1 + i) \implies s = p(1 + i)$$

$$n = n \quad s = p(1 + i)^n$$

∴

$$s = p(1 + i)^n \quad \text{----- (1)}$$

Donde:

$$(1 + i)^n = \text{FIC} = \text{Factor de Interés Compuesto}$$

∴

$$s = p(\text{FIC}) \quad \text{----- (1)}$$

2o. Ecuación de valor presente

$$s = p(1 + i)^n$$

∴

$$p = s \left[\frac{1}{(1 + i)^n} \right] \quad \text{----- (1)}$$

Donde:

$$\frac{1}{(1 + i)^n} = \text{FVP} = \text{Factor de Valor Presente}$$

∴

$$p = s(\text{FVP}) \quad \text{----- (1)}$$

Existen otras ecuaciones que representan alternativas de inversión (factor de series de interés compuesto, factor de fondo de amortización, factor de recuperación de capital y factor de series de valor presente) pero para efectuar la selección solo me interesan las anteriormente indicadas.

Selección económica.

Con los datos dados por el fabricante y el resultado obtenido del estudio económico del sistema se procede a efectuar la selección económica entre las alternativas técnicamente posibles "A" y "D"

	"A"	"D"	
Inversión inicial	\$ 3,312,218.0	\$ 4,025,500.0	
Vida útil del equipo	3 años	4 años	
Valor de rescate	\$ 40,000.0	\$ 85,000.0	
Costos totales/año	$\left\{ \begin{array}{l} \$ 1,246,700.0 \\ \$ 1,275,500.0 \\ \$ 1,310,600.0 \end{array} \right.$	\$ 1,210,500.0	1o. año
		\$ 1,276,300.0	2o. año
		\$ 1,346,200.0	3o. año
		\$ 1,413,700.0	4o. año
Ingresos anuales	\$ 2,671,700.0	\$ 2,671,700.0	

Tasa o rendimiento mínimo esperado 10%

Selección.

Método de rentabilidades:

$$\text{Rentabilidad} = (\text{utilidad}/\text{inversión inicial}) \times 100 = R$$

$$\text{Utilidad} = \text{Ingresos} - \text{Costos}$$

$$U_{A1} = 2,671,700 - 1,246,700 = 1,425,000$$

$$U_{A2} = 2,671,700 - 1,275,500 = 1,396,200$$

$$U_{A3} = 2,671,700 - 1,310,600 = 1,361,100$$

$$U_A^* = \text{Utilidad comprimida a valor presente}$$

$$U_{A1}^* = 1,425,000 (FVP)_{i=0.1}^{n=1} = 1,425,000 (0.9091) = 1,295,467.50$$

$$U_{A2}^* = 1,396,200 (FVP)_{i=0.1}^{n=2} = 1,396,200 (0.8264) = 1,153,819.68$$

$$U_{A3}^* = 1,361,100 (FVP)_{i=0.1}^{n=3} = 1,361,100 (0.7513) = \underline{1,022,594.43}$$

$$\Sigma U_A^* = 3,471,881.61$$

$$R_A = (3,471,881.61/3,312,218.0) \times 100 = 1.05 \%$$

$$R_A = 1.05 \%$$

$$U_{D1} = 2,671,700 - 1,210,500 = 1,461,200$$

$$U_{D2} = 2,671,700 - 1,276,300 = 1,395,400$$

$$U_{D3} = 2,671,700 - 1,346,200 = 1,325,500$$

$$U_{D4} = 2,671,700 - 1,413,700 = 1,258,000$$

$$U_{D1}^* = 1,461,200 (FVP)_{i=0.1}^n = 1 = 1,461,200 (0.9091) = 1,328,376.92$$

$$U_{D2}^* = 1,395,400 (FVP)_{i=0.1}^n = 2 = 1,395,400 (0.8264) = 1,153,158.56$$

$$U_{D3}^* = 1,325,500 (FVP)_{i=0.1}^n = 3 = 1,325,500 (0.7513) = 995,848.15$$

$$U_{D4}^* = 1,258,000 (FVP)_{i=0.1}^n = 4 = 1,258,000 (0.6830) = \underline{859,214.00}$$

$$\Sigma U_D^* = 4,336,597.63$$

$$R_D = (4,336,597.63 / 4,025,500.0) \times 100 = 1.08 \%$$

$$R_A = 1.05 \%$$

$$R_D = 1.08 \%$$

Se selecciona la alternativa "D", pues da mayor rentabilidad.

Sin embargo, en éste caso, las rentabilidades están muy próximas. Por lo tanto, es necesario usar otro método más sensible.

Método de valor presente:

Bases del método:

- 1) La evaluación debe hacerse en el mismo período de tiempo, puede usarse el mínimo común múltiplo de años de las alternativas, en éste caso 12.
- 2) Durante el cálculo por éste método se debe conservar el mismo signo, tanto en los egresos (-) como en los ingresos (+).
- 3) En función de los signos anteriores la alternativa más económica es aquella donde se obtiene el máximo valor presente.
- 4) Los egresos los anotaré entre ().

Alternativa "A"

			40,000		
			(3,312,218)		
(3,312,218)	(1,246,700)	(1,275,500)	(1,310,600)	(1,246,700)	(1,275,500)
AÑO 0	2,671,700	2,671,700	2,671,700	2,671,700	2,671,700
	1	2	3	4	5

			40,000		
			(3,312,218)		
(3,312,218)	(1,246,700)	(1,275,500)	(1,310,600)	(1,246,700)	(1,275,500)
(1,310,600)	2,671,700	2,671,700	2,671,700	2,671,700	2,671,700
AÑO 6	7	8	9	10	11

40,000
(1,310,600)
2,671,700
AÑO 12

P_A = valor presente de la alternativa "A"

$$\begin{aligned}
 P_A = & - 3,312,218 + 1,425,000 (FVP)_{i=0.1}^{n=1} + 1,396,200 (FVP)_{i=0.1}^{n=2} \\
 & - 1,911,118 (FVP)_{i=0.1}^{n=3} + 1,425,000 (FVP)_{i=0.1}^{n=4} + 1,396,200 (FVP)_{i=0.1}^{n=5} \\
 & - 1,911,118 (FVP)_{i=0.1}^{n=6} + 1,425,000 (FVP)_{i=0.1}^{n=7} + 1,396,200 (FVP)_{i=0.1}^{n=8} \\
 & - 1,911,118 (FVP)_{i=0.1}^{n=9} + 1,425,000 (FVP)_{i=0.1}^{n=10} + 1,396,200 (FVP)_{i=0.1}^{n=11} \\
 & + 1,401,100 (FVP)_{i=0.1}^{n=12}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_A = & - 3,312,218 + 1,425,000 (0.9091) + 1,396,200 (0.8264) - 1,911,118 (0.7513) \\
 & + 1,425,000 (0.6830) + 1,396,200 (0.6209) - 1,911,118 (0.5645) + 1,425,000 \\
 & (0.5132) + 1,396,200 (0.4665) - 1,911,118 (0.4241) + 1,425,000 (0.3855) \\
 & + 1,396,200 (0.3505) + 1,401,100 (0.3186) = - 3,312,218 + 1,295,470 \\
 & + 1,153,820 - 1,435,820 + 973,280 + 866,900 - 1,078,830 + 731,310 + 651,330 \\
 & - 810,510 + 549,340 + 489,370 + 446,390 = 7,157,210 - 6,637,380 = 519,830
 \end{aligned}$$

∴

$$P_A = 519,830$$

Alternativa "D"

				85,000 (4,025,500)	
(4,025,500)	(1,210,500)	(1,276,300)	(1,346,200)	(1,413,700)	(1,210,500)
	2,671,700	2,671,700	2,671,700	2,671,700	2,671,700
AÑO 0	1	2	3	4	5

		85,000 (4,025,500)			
(1,276,300)	(1,346,200)	(1,413,700)	(1,210,500)	(1,276,300)	(1,346,200)
2,671,700	2,671,700	2,671,700	2,671,700	2,671,700	2,671,700
AÑO 6	7	8	9	10	11

85,000
(1,413,700)
2,671,700
AÑO 12

$$\begin{aligned}
 P_D = & -4,025,500 + 1,461,200 (FVP)_{i=0.1}^{n=1} + 1,395,400 (FVP)_{i=0.1}^{n=2} \\
 & + 1,325,500 (FVP)_{i=0.1}^{n=3} - 2,682,500 (FVP)_{i=0.1}^{n=4} + 1,461,200 (FVP)_{i=0.1}^{n=5} \\
 & + 1,395,400 (FVP)_{i=0.1}^{n=6} + 1,325,500 (FVP)_{i=0.1}^{n=7} - 2,682,500 (FVP)_{i=0.1}^{n=8} \\
 & + 1,461,200 (FVP)_{i=0.1}^{n=9} + 1,395,400 (FVP)_{i=0.1}^{n=10} + 1,325,500 (FVP)_{i=0.1}^{n=11} \\
 & + 1,343,000 (FVP)_{i=0.1}^{n=12}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_D = & -4,025,500 + 1,461,200 (0.9091) + 1,395,400 (0.8264) + 1,325,500 (0.7513) \\
 & - 2,682,500 (0.6830) + 1,461,200 (0.6209) + 1,395,400 (.5645) + 1,325,500 \\
 & (0.5132) - 2,682,500 (0.4665) + 1,461,200 (0.4241) + 1,395,400 (0.3855) \\
 & + 1,325,500 (0.3505) + 1,343,000 (0.3186) = -4,025,500 + 1,328,380 \\
 & + 1,153,160 + 995,850 - 1,832,150 + 907,260 + 787,700 + 680,250 \\
 & - 1,251,390 + 619,690 + 537,930 + 464,590 + 427,880 = 7,902,690 \\
 & - 7,109,040 = 793,650
 \end{aligned}$$

$$P_A = 519,830$$

$$P_D = 793,650$$

Se selecciona la alternativa "D" pues da mayor valor presente.

El compresor cotizado por el fabricante "D" cubrirá satisfactoriamente las condiciones de proceso, las especificaciones y los requerimientos mínimos que fija el comprador y constituye la mejor alternativa de inversión.

CONCLUSIONES

De efectuar la selección técnico - económica de un compresor, se obtiene la mejor alternativa de inversión que satisfaga las necesidades del proceso y cumpla con las exigencias del compresor en lo que se refiere a protección.

Los principales factores que afectan la selección del compresor, para un determinado trabajo son:

- 1) Tipo de trabajo que va a efectuar el compresor (rangos de presión y capacidad en que va a operar).
- 2) Naturaleza del fluido a comprimir (peso molecular, calor específico, temperatura y presión críticas, corrosivo, tóxico, etc.).
- 3) Tipo de accionador (motor o turbina) y medio de potencia para efectuar el accionamiento (vapor, gas, diesel, etc.).

La selección técnica se efectúa por comparación de los resultados obtenidos del cálculo del compresor (efectuado a partir de los datos de proceso) con la información recibida de los fabricantes que cotizaron. Los puntos a comparar son: capacidad, presión, temperatura, potencia, si cumple o no termodinámicamente, etc.

Se efectúa la selección económica entre las alternativas que cumplen técnicamente, considerando los siguientes elementos:

- a) Inversión inicial (precio del compresor, accionador, paquete de sellos y lubricación, instrumentación, etc.).
- b) Costos totales anuales (potencia, operación, mantenimiento, etc.).
- c) Fecha de entrega.
- d) L A B (lugar de entrega).
- e) Ingresos.
- f) Valor de rescate del equipo.
- g) Garantía (vida útil del equipo).

De todos los costos, el de potencia es con mucho, el más alto de los costos totales y, por lo tanto, el principal de cualquier compresor.

No hay una fórmula para establecer el costo relativo del compresor centrífugo contra el del compresor recíproco, pero cuando el volumen, presión,

el factor k y todos los otros factores son los mismos, entonces la densidad del gas puede influenciar el costo del compresor centrífugo pero su efecto sobre el costo del compresor recíprocante será muy pequeño.

El compresor más eficiente puede tener una mayor inversión inicial, pero dará un mayor ahorro en todos los aspectos.

BIBLIOGRAFIA

DODGE, B. F.

CHEMICAL ENGINEERING THERMODYNAMICS

Mc. Graw Hill Book

Co., New York, 1944

HOUGEN, O. A. y K. M. WATSON.

CHEMICAL PROCESS PRINCIPLES

John Wiley and Sons

Inc., New York, 1947

RASE and BARROW.

PROJECT ENGINEERING OF PROCESS PLANTS

Cecsa Second Edition

INGERSOLL - RAND

GAS PROPERTIES AND COMPRESSOR DATA

INGERSOLL - RAND Co. U.S.A.

1967 Second Edition

HYDROCARBON PROCESSING

COMPRESSOR HANDBOOK

Gulf Publishing Company

Houston, Texas 1969

GAS AND AIR COMPRESSION MACHINERY

Mc. Graw - Hill Book Company, Inc.

New York 1961

ELLIOTT COMPANY.

MULTISTAGE CENTRIFUGAL COMPRESSORS

Book No. C 719 August 28, 1972

Jeannette, Pennsylvania U.S.A.

HAPPEL.

CHEMICAL PROCESS ECONOMICS

John Wiley and Sons

Second Edition

WORTHINGTON.

COMPRESSOR SELECTION HANDBOOK

Worthington Co.

Second Edition