

INTRODUCCIÓN A LAS MÁQUINAS TÉRMICAS

Compresores Centrífugos

Dr. Miguel ASUAJE

Noviembre 2006

Contenido

- ★ **Compresores Centrífugos**
 - ★ Introducción
 - ★ Definiciones
 - ★ Análisis Teórico del Compresor Centrífugo
 - ★ Carcasa Interna
 - ★ Impulsor
 - ★ Conservación de la Rotalpía
 - ★ Difusor
 - ★ Límites de Velocidad
 - ★ Diseño Óptimo de la Entrada de un Compresor
 - ★ Factor de Deslizamiento
 - ★ Relación de Compresión
 - ★ Choke en una etapa de Compresión

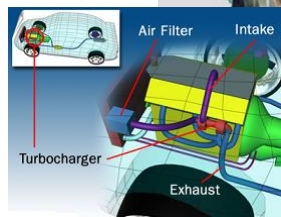
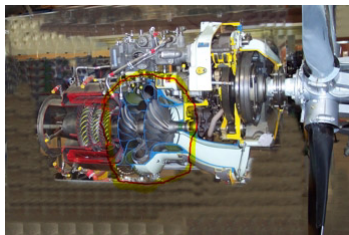
Los Compresores Centrífugos

Los Compresores axiales varían bruscamente su eficiencia. Para "bajos" flujos, los compresores axiales bajan su eficiencia. En 1960, con el desarrollo de los helicópteros, los compresores centrífugos se estudiaron más a fondo. Se encuentran también otras aplicaciones.

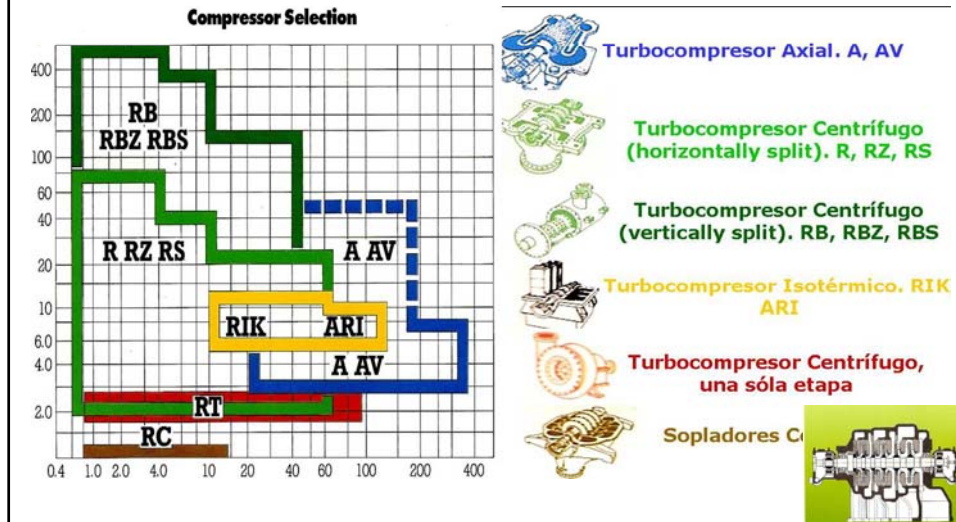


Aplicaciones

- Pequeñas turbinas de gas para vehículos
- Helicópteros Comerciales
- Turbocargadores Diesel
- Plantas de Procesos Químicos
- Plantas de Aire Acondicionado

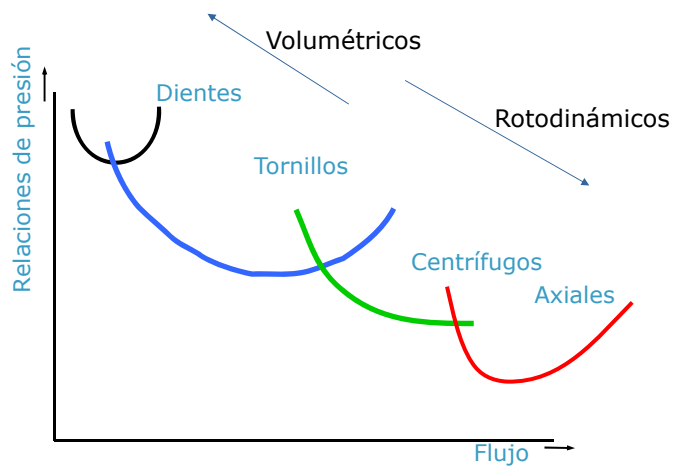


Los Compresores Centrífugos



Selección

Otros diagramas que nos pueden dar ideas

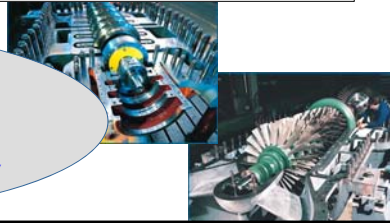


Ventajas de los Compresores Centrífugos sobre los Axiales

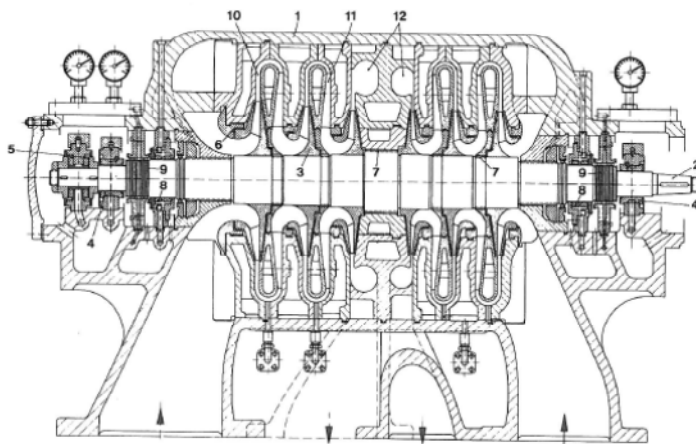
Ventajas del Centrífugo Frente al Axial

- ✔ Mayor robustez. Mayor seguridad y relativos bajos costos de fabricación
- ✔ Menor número de etapas para la misma Rc
- ✔ Mayor facilidad para la instalación de interenfriadores
- ✔ Mayor estabilidad en su funcionamiento (Bombeo)
- ✔ Mayores presiones de trabajo
- ✔ Rendimiento menos variante con el punto de funcionamiento

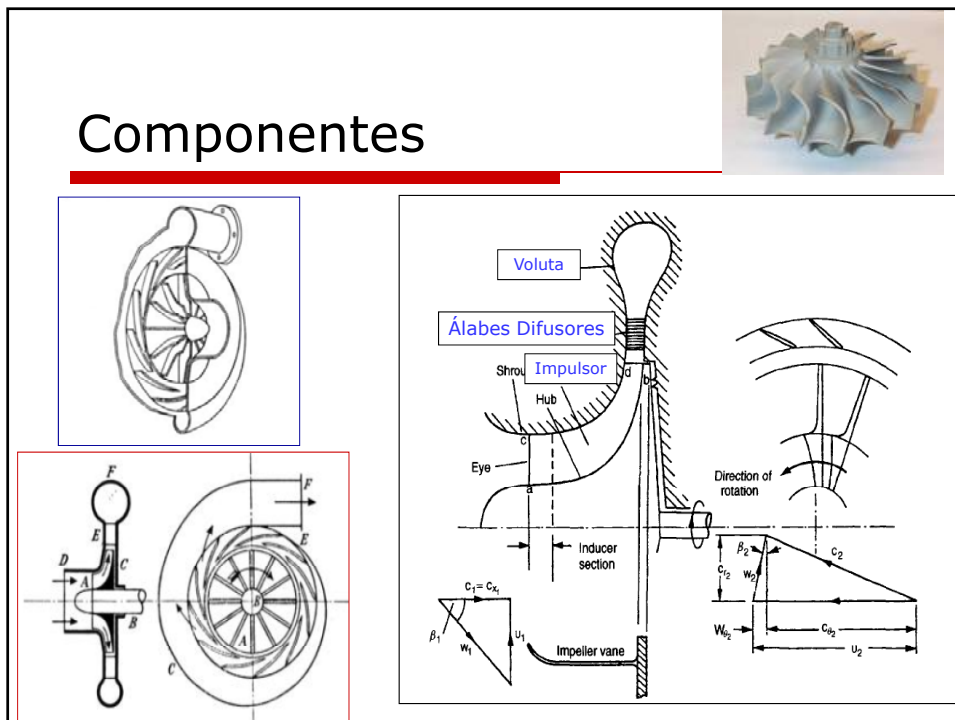
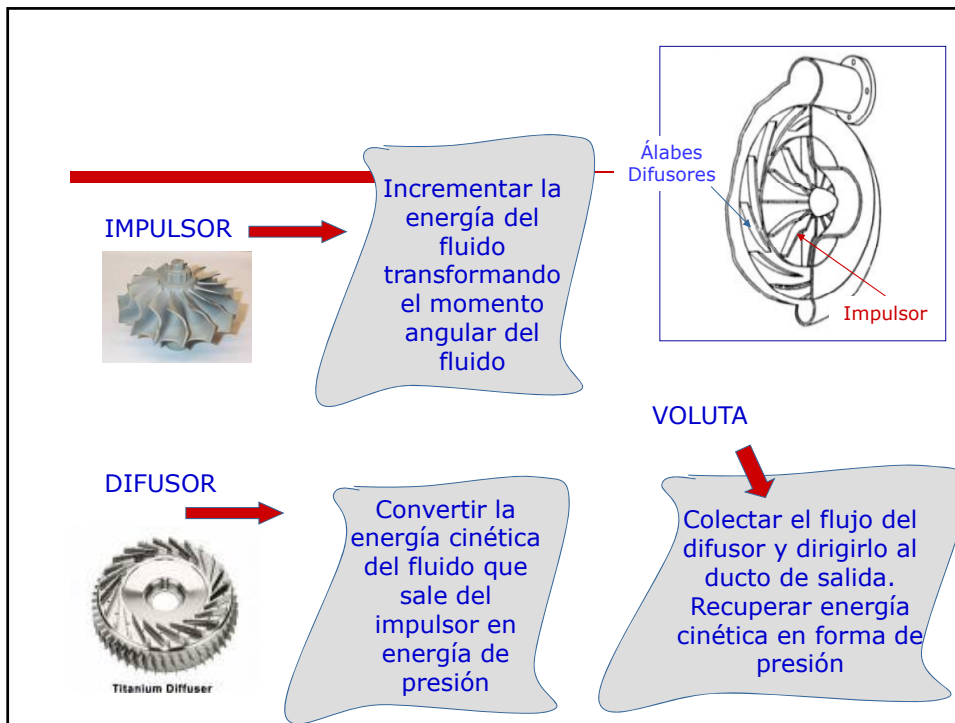
Dean: "Eficiencias total a estática de 80-84% para compresores centrífugos pequeños de una sola etapa con P2/P1 de 4 a 6. Mayores rangos pueden ser alcanzados pero con menores eficiencias"



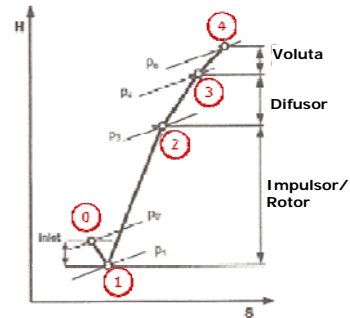
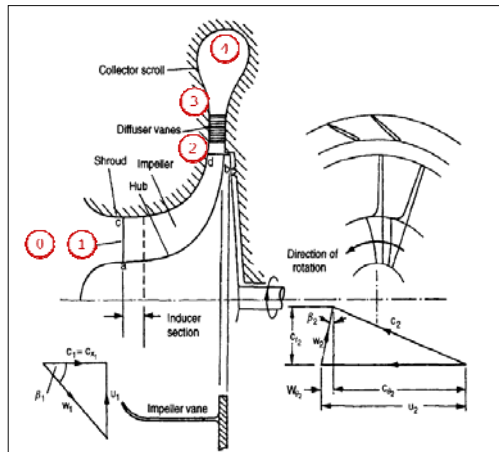
Corte esquemático CC



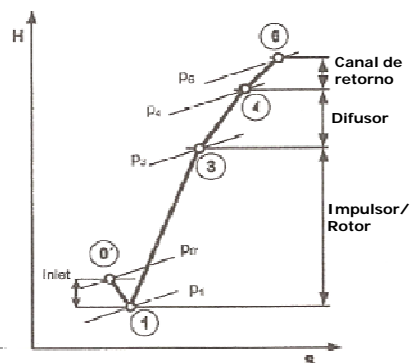
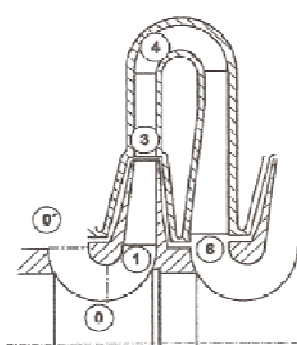
- (1) Casing
- (2) Shaft
- (3) Impeller
- (4) Journal bearing
- (5) Thrust bearing
- (6) Impeller seals
- (7) Shaft seals
- (8) Oil-film seals
- (9) Labyrinth seals
- (10) Vaneless diffuser
- (11) Liquid-film seals
- (12) Volute



Vista Meridional y Diagrama h-s Compresor Centrífugo



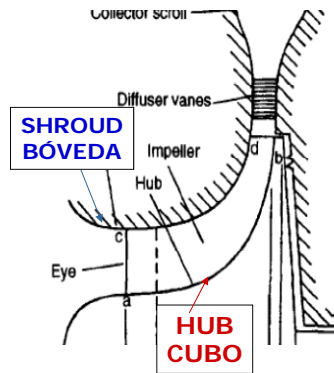
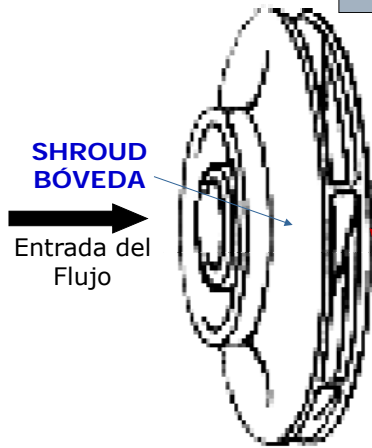
Vista Meridional y h-s Compresor centrífugo Multietapa



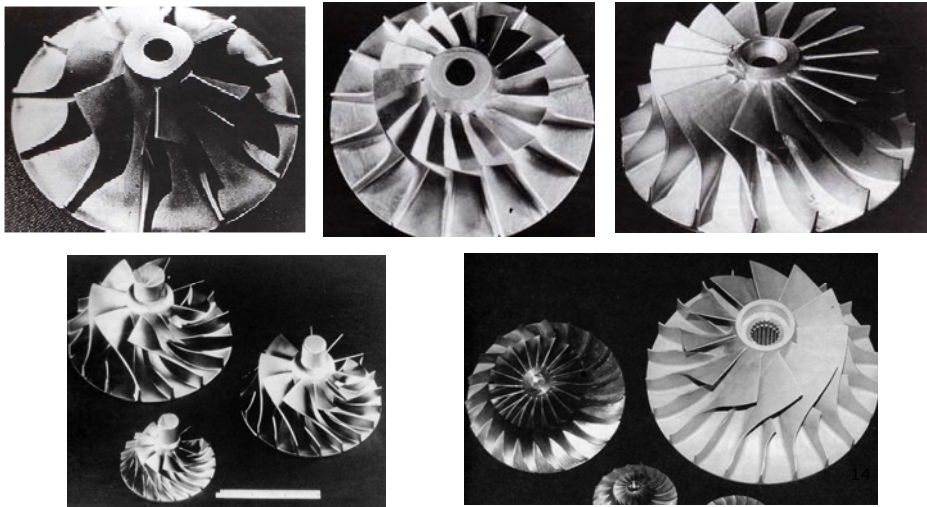
Bóveda y Cubo

Bóvedas:
✓ Bajas Velocidades
✗ Altas Velocidades

Agregar la bóveda al cubo elimina las pérdidas por fuga pero aumenta la fricción.



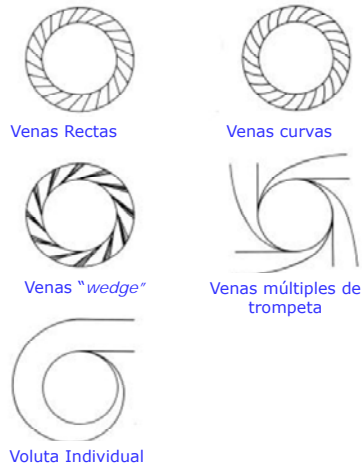
Evolución rotores del compresor



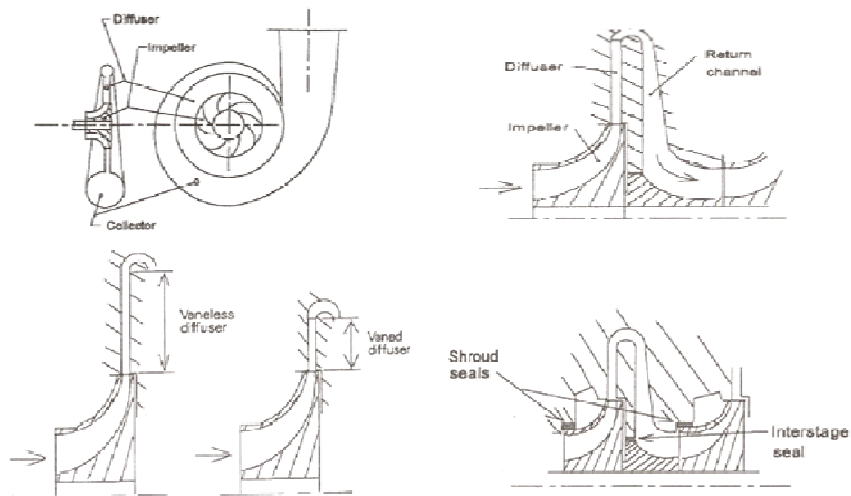
Tipos de Difusores

Se puede encontrar compresores centrífugos en los que no existan difusores. La difusión se realiza en el espacio anular

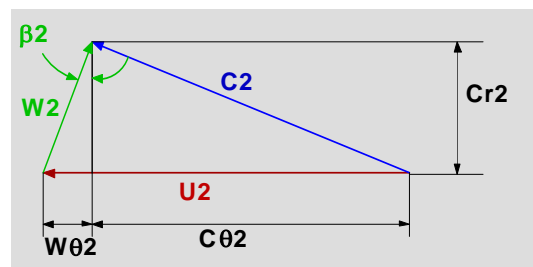
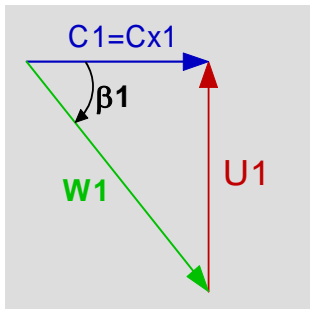
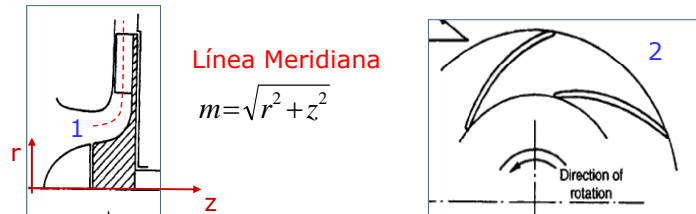
Otra función del difusor puede ser la de enderezar o redireccionar el flujo para la alimentación de las etapas sucesivas.



Tipos de difusores



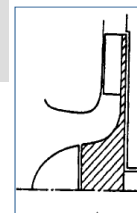
Triángulos de Velocidad

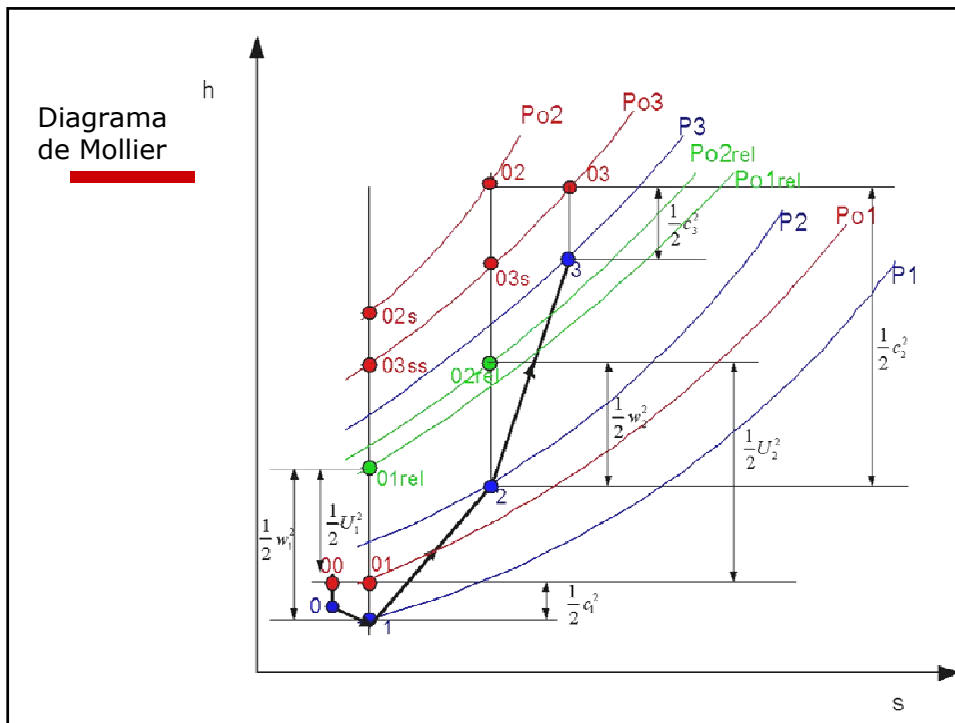


Análisis Teórico de un Compresor Centrífugo

El análisis tridimensional es de gran dificultad, por lo tanto se aproxima a un modelo llamado **UNIDIMENSIONAL** que asume que las condiciones del fluido son uniformes en algunas secciones transversales del flujo

Estas condiciones se toman justo a la entrada y salida del impulsor, así como también en la entrada y salida de todo el compresor. Esto se cumple para compresores sin venas de pre-rotación o inductores

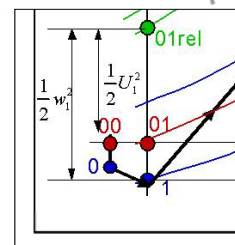
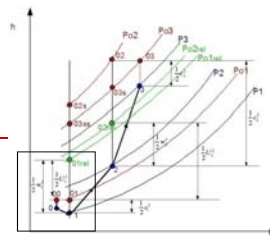




Carcasa de Entrada

El flujo se acelera de C_0 a C_1 y la presión estática cae de P_0 a P_1 . Como el proceso es adiabático, $h_{00}=h_{01}$

$$h_0 + \frac{1}{2} c_0^2 = h_1 + \frac{1}{2} c_1^2$$



Rotalpía

Es una propiedad mecánica de los fluidos y tiene gran importancia en el estudio de equipos rotativos. La Rotalpía es igual a la entrada y salida de un impulsor y se asume que también es constante a lo largo de las líneas de flujo.

$$\Delta W_c = \dot{W}_c / \dot{m} = U_2 c_{\theta 1} = h_{02} - h_{01}$$

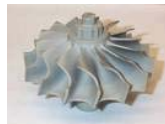
Rotalpía

$$h_1 + \frac{1}{2} c_1^2 - U_1 c_{\theta 1} = h_2 + \frac{1}{2} c_2^2 - U_2 c_{\theta 2} = I$$

Se puede escribir como:

$$I = h + \frac{1}{2} c^2 - U c_\theta$$

Impulsor



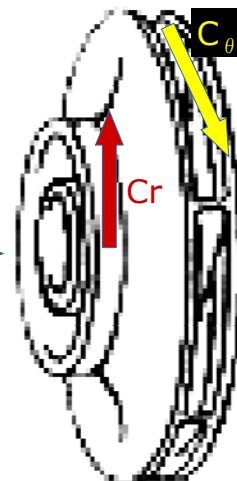
$$c^2 = c_r^2 + c_\theta^2 + c_x^2$$

Usando la Ecuación de Rotalpía...

$$I = h + \frac{1}{2} (c_r^2 + c_\theta^2 + c_x^2 - 2U c_\theta)$$

Sumando y restando $1/2 U^2$

$$I = h + \frac{1}{2} \left\{ (U - c_\theta)^2 + c_r^2 + c_x^2 - U^2 \right\}$$



Impulsor

Es por esto que el aumento de presión estática en los compresores centrífugos es mucho mayor que los axiales.

De los triángulos:

$$U - c_{\theta} = w_{\theta}$$

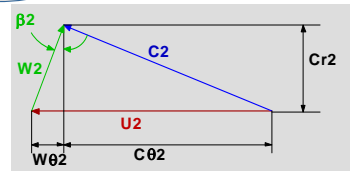
$$w^2 = c_r^2 + w_{\theta}^2 + c_x^2$$

Se tiene

$$I = h + \frac{1}{2}(w^2 - U^2) \quad \text{o} \quad h_{orel} = h + \frac{1}{2}w^2$$

Como $I_1 = I_2$

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) + \frac{1}{2}(W_1^2 - W_2^2)$$

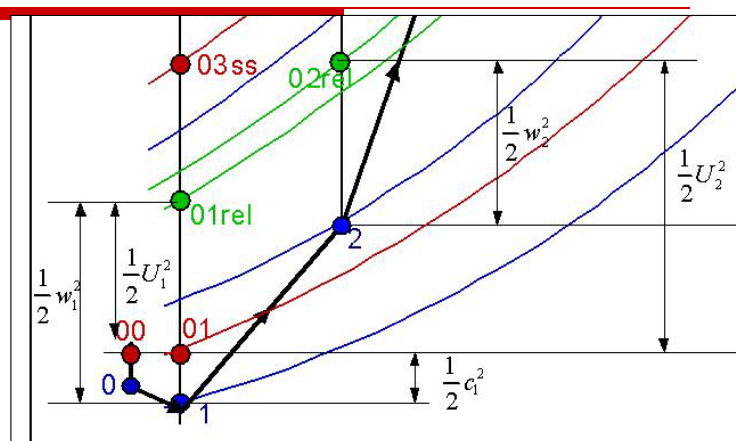


Acción Centrífuga

Contribución de la difusión de las velocidades relativas

Impulsor

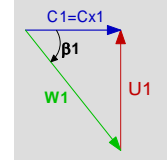
Consistente con el diagrama



$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) + \frac{1}{2}(W_1^2 - W_2^2)$$

Impulsor

En general, en la condición de entrada al compresor la velocidad absoluta no tiene componente tangencial ($C_{\theta 1}$). Para este caso:



$$\Delta W = U_2 c_{\theta 2} = h_{02} - h_{01}$$

Para compresores de alta presión, es necesario impartir pre-rotación al flujo antes de entrar al compresor para reducir las altas velocidades relativas. Esto por los efectos que el número de Mach tiene. Sin embargo, en el caso más general no hay pre-rotación.

La Conservación de Rotalpía

Un incremento de la Rotalpía se genera principalmente por la fricción del flujo sobre el cubo del compresor. En términos simples:

$$h_{02} - h_{01} = (Uc_{\theta})_2 - (Uc_{\theta})_1 + W_f / \dot{m}$$

Bosman y Jadayel mostraron que el cambio de rotpía puede ser despreciable en un impulsor de un compresor centrífugo bajo condiciones típicas de operación.

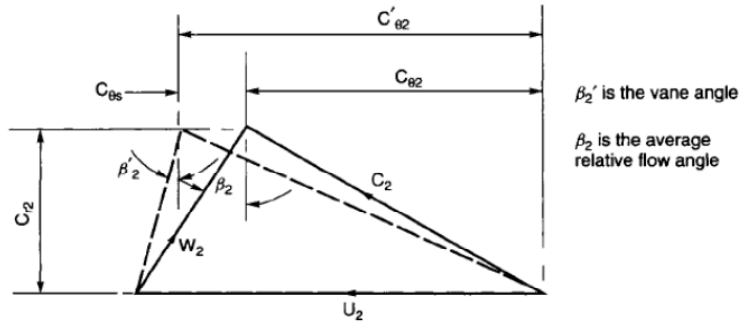
Donde:

$$W_f = \dot{m}(I_2 - I_1) = \int n \tau W dA$$

Tensor de esfuerzos viscosos
 Vector Normal Unitario
 Vector de Velocidad Relativa
 Elemento superficial de área

Factor de Deslizamiento

Observamos en los triángulos de velocidades, el efecto del número "finito" de álabes



Definimos factor de deslizamiento

$$\sigma = \frac{C_{\theta 2}}{C_{\theta 2}'}$$

Definimos velocidad de deslizamiento

$$C_{\theta s} = C_{\theta 2}' - C_{\theta 2}$$

Limitaciones de la Velocidad de Entrada del Compresor

Muy altas velocidades en la entrada en bombas puede causar cavitación. En Compresores puede causar grandes pérdidas en el impulsor. Se debe diseñar el "ojo" de entrada considerando la máxima velocidad relativa de entrada.

Del triángulo de velocidades:

$$w_1 = (c_{x1}^2 + U^2)^{1/2}$$

$$Q = c_{x1} A_1 = \pi (r_{s1}^2 - r_{h1}^2) (w_{s1}^2 - (\Omega r_{s1})^2)^{1/2}$$

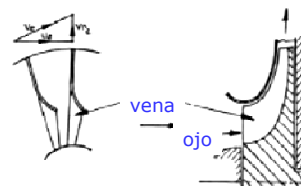
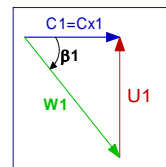
Volumen de flujo

Radio de la punta del inductor

Radio del cubo del inductor

Para el mismo flujo másico y radio del cubo:

Si r_{s1} es grande \rightarrow C_x es baja y U_{s1} es alta
 Si r_{s1} es pequeño \rightarrow C_x aumenta y U_{s1} es baja



Limitaciones de la Velocidad de Entrada

Ambas consideraciones producen una alta velocidad relativa.
¿Y cómo se obtiene el mejor punto?
Derivamos la expresión anterior, buscando el mejor radio

$$\frac{1}{\pi} \frac{\partial Q}{\partial r_{s1}} = 0 = 2r_{s1}(w_{s1}^2 - \Omega^2 r_{s1}^2)^{1/2} - (r_{s1}^2 - r_{h1}^2)\Omega^2 r_{s1} / (w_{s1}^2 - \Omega^2 r_{s1}^2)^{1/2}$$

Se puede demostrar que la condición óptima es:

$$\phi = c_{x1} / U_{s1} = \cot \beta_{s1} = (k/2)^{1/2}$$

Donde: $k = 1 - (r_{h1} / r_{s1})^2$ $U_{s1} = \Omega r_{s1}$

Por ejemplo, para valores típicos de relación de radio r_{h1}/r_{s1} entre 0.3 y 0.6 el ángulo óptimo del inductor es β_1 entre 56 y 60°

Diseño Óptimo de la Entrada de un Compresor Centrífugo

Para obtener altas relaciones de compresión } Hay que controlar el número de Mach
Para obtener mejores eficiencias }

El área de flujo de la entrada

$$A_1 = \pi r_{s1}^2 k, \text{ where } k = 1 - (r_{h1}/r_{s1})^2.$$

$$A_1 = \pi k U_{s1}^2 / \Omega^2$$

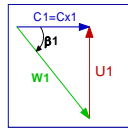
$$U_{s1} = \Omega r_{s1}.$$

La ecuación de continuidad

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 c_{x1}$$

Diseño Óptimo de la Entrada de un Compresor Centrífugo

Poniendo la ecuación en función de ángulos:



$$\frac{\dot{m}\Omega^2}{\rho_1 k \pi} = w_{s1}^3 \sin^2 \beta_{s1} \cos \beta_{s1}$$

Para un gas ideal:

Donde el número de Mach:

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T}$$

$$C_p T_0 = C_p T + \frac{1}{2} c^2 \text{ and } C_p = \gamma R / (\gamma - 1)$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 = \frac{a_0^2}{a^2}$$

$$M = c / (\gamma R T)^{1/2} = c / a$$

Diseño Óptimo de la Entrada de un Compresor Centrífugo

Escribiendo estas ecuaciones en función del número de Mach:

$$\frac{\dot{m}\Omega^2}{\pi k \gamma \rho_{01} (\gamma R T_{01})^{1/2}} = \frac{M_{r1}^3 \sin^2 \beta_{s1} \cos \beta_{s1}}{\left[1 + \frac{1}{2} (\gamma - 1) M_{r1}^2 \cos^2 \beta_{s1}\right]^{1/(\gamma - 1) + 3/2}}$$

Particularizando para el aire:

$$f(M_{r1}) = \dot{m}\Omega^2 / (\pi k \rho_{01} a_{01}^3) = \frac{M_{r1}^3 \sin^2 \beta_{s1} \cos \beta_{s1}}{\left(1 + \frac{1}{5} M_{r1}^2 \cos^2 \beta_{s1}\right)^4}$$

Diseño Óptimo de la Entrada de un Compresor Centrífugo

De forma Gráfica:

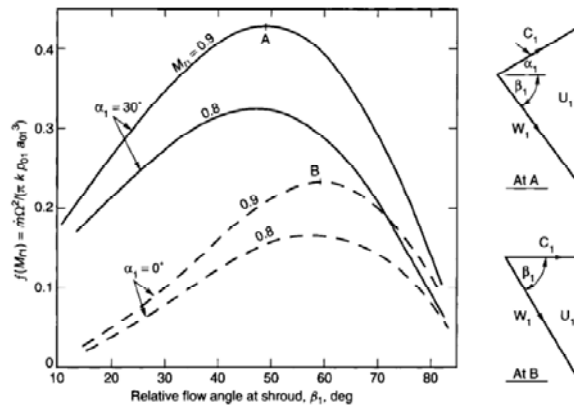


FIG. 7.4. Variation of mass flow function for the inducer of a centrifugal compressor with and without guide vanes ($\gamma = 1.4$). For comparison both velocity triangles are drawn to scale for $M_1 = 0.9$ the peak values or curves.

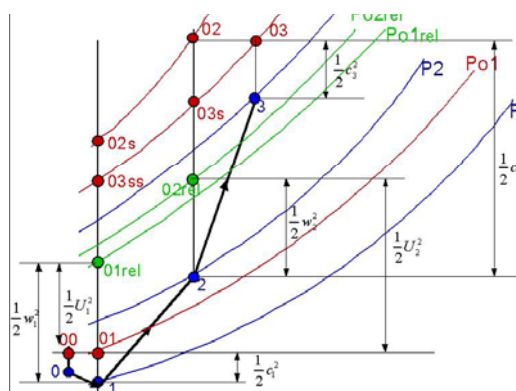
Difusor

El flujo es decelerado adiabáticamente de la velocidad c_2 a c_3 y la presión estática sube de p_2 a p_3 .



$$h_{02} = h_{03}$$

$$h_2 + \frac{1}{2} c_2^2 = h_3 + \frac{1}{2} c_3^2$$



Relación de Compresión

Para una etapa centrífuga:

$$\frac{p_{03}}{p_{01}} = [1 + (\gamma - 1)\eta_c \sigma (1 - \phi_2 \tan \beta'_2) M_u^2] \gamma / (\gamma - 1)$$

Compresores de salida radial $\beta_2' = 0^\circ \rightarrow$ Manejan altas Rc (evitan grandes esfuerzos en los álabes)

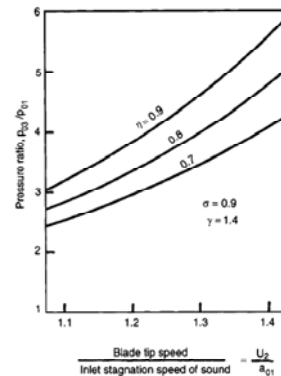


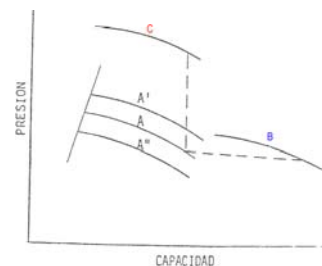
FIG. 7.12. Variation of pressure ratio with blade speed for a radial-bladed compressor ($\beta_2' = 0$) at various values of efficiency.

Relación de Compresión, Tamaño del Compresor y Cantidad de Flujo a manejar

La **curva B** representa una unidad con el mismo número de etapas que **A** pero con rotores más grandes.

La **curva C** representa un unidad con el doble de etapas que **A** y con rotores del mismo diámetro.

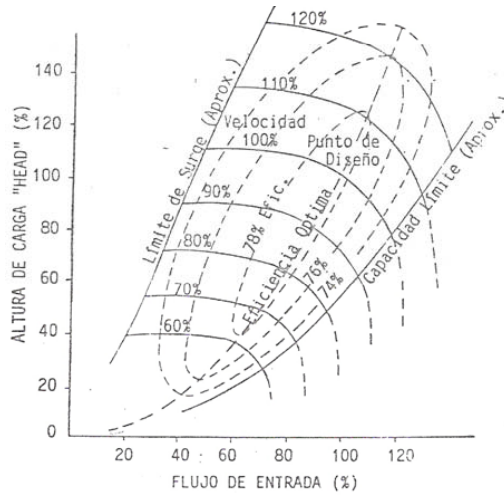
Un incremento en la velocidad de **A** representa la **curva A'**, mientras que una disminución de la misma se traduce en la **curva A''**.



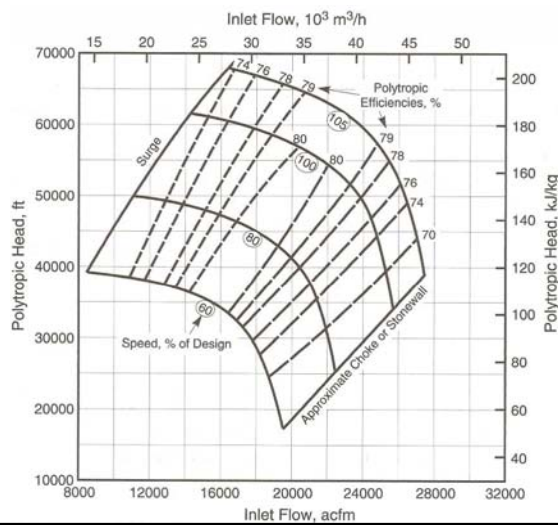
En general:

Para bajas relación de compresión y alto flujo se requiere una sola etapa de compresión. Para relaciones de compresión mayores se requerirá un rotor multietapas. El tamaño de la carcasa y el diámetro del impulsor son siempre función de la magnitud del flujo.

Mapa de Operación de un Compresor Centrífugo



Curva de Desempeño de un Compresor Centrífugo



Mapa de Operación de un Compresor Centrífugo

- Variando la velocidad, puede mantener una altura constante a un flujo variable
- Variando la velocidad, puede mantenerse a un flujo constante con un "Head" variable
- Variando la velocidad se puede tener un flujo y "Head" variable.
- Tiene eficiencias adiabáticas que varían en un rango de 72% a 85%
- Tiene un campo de operación limitado por los límites de "Surge" y "Estrangulación" y por la velocidad máxima y mínima del rotor.

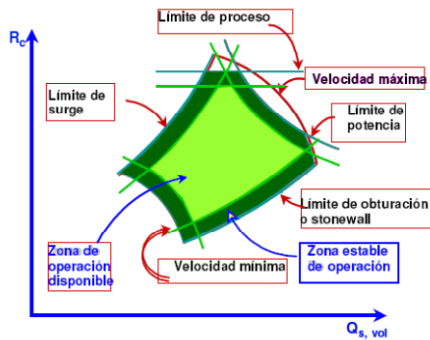
Leyes de Afinidad para Compresores Centrífugos

- Variación de la curva característica de un mismo compresor cuando varía el número de revoluciones (variación moderada)

■ D...constante y N...variable

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad \frac{H_{p1}}{H_{p2}} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad \frac{Pot_1}{Pot_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$$

Los Límites de Operación



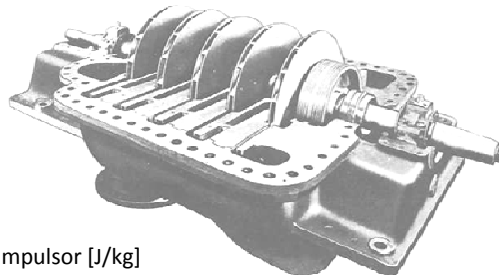
- 1: Límite mínimo de velocidad o de apertura del estrangulador o álabe guía.
- 2: Límite máximo de velocidad o de apertura del estrangulador o álabe guía.
- 3: Límite máximo de proceso o de presión de descarga (tubería).
- 4: Límite máximo de carga (potencia/corriente del motor, presión del vapor).
- 5: Límite de obturación (Stonewall).
- 6: Límite de surge.

Compresores Multietapas

Número de Impulsores y Velocidad

Carga por impulsor puede estimarse a partir de:

$$\Delta h_p = \frac{\mu \cdot U^2}{2}$$



Donde:

Δh_p : Carga entálpica politrópica en el impulsor [J/kg]

μ : coeficiente de entalpía (0.8 a 1.10)

U: Velocidad de punta del impulsor (250-300m/s ; velocidad típica en compresores centrífugos en servicio)

Compresores Multietapas

Número de Impulsores y Velocidad

Para gases pesados (como refrigerantes) la velocidad periférica "U" del impulsor puede estar limitada por la velocidad del sonido, ésta puede ser estimada mediante:

$$U_s = \sqrt{Z \cdot k \cdot R \cdot T}$$

Donde:

Us: Velocidad del sonido, m/s
 κ : Radio de calores específicos
R: Constante del gas, J/kg.K
T: Temperatura del gas, K
Z: Factor de compresibilidad

La velocidad de punta del impulsor no debería exceder el 110% de U_s , donde U_s es determinado a condiciones de succión

Compresores Multietapas

Número de Impulsores y Velocidad

El diámetro del impulsor puede ser estimado mediante la siguiente relación:

$$D_{ext} = \sqrt{\frac{Q}{0,05 \cdot U}}$$

Donde:

D: Diámetro del impulsor, m
Q: Caudal de entrada, m³/s
U: Velocidad periférica en D_{ext} del impulsor, m/s

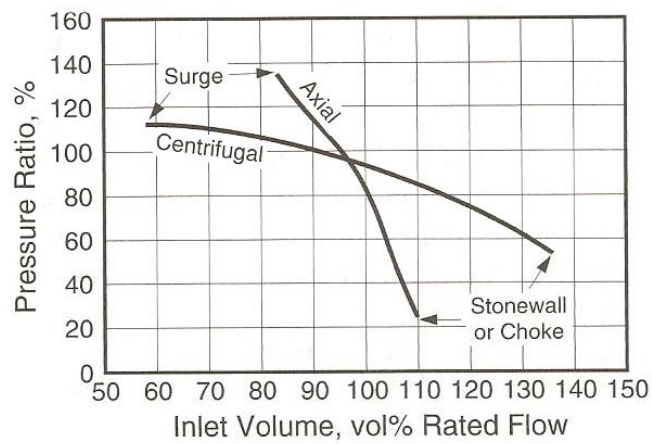
En Un compresor Centrifugo:

- El flujo varia directamente con las rpm
- La Potencia varía directamente con el cubo de las rpm

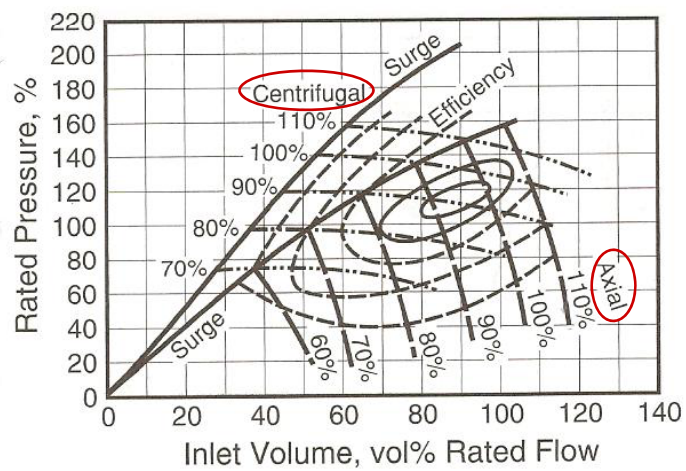
$$N = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot D_{ext}}$$

Velocidad de giro del Compresor

Compresores Multietapas Axial vs. Centrífugos



Compresores Multietapas Axial vs. Centrífugos



Aplicaciones Prácticas de los Compresores Centrífugos

Características principales

- La mayor parte de los impulsores para la IPQ son del tipo de inclinación hacia atrás o inversa. Permiten mejor control. Curva de rendimiento más estable
- La velocidad en las puntas de un impulsor convencional suele ser de 800 a 900 ft/s. Esto significa que el impulsor podrá producir alrededor de 9.500 ft de carga,

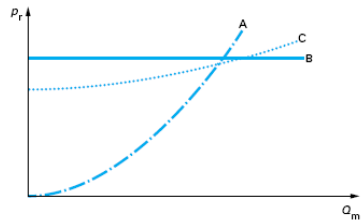


Debido a las altas velocidades de los compresores centrífugos, se debe tener más cuidado con el balanceo del rotor. La industria ha aceptado, en general, la siguiente fórmula para los límites de vibración permisibles en el eje o árbol del compresor:

$$Z = \sqrt{12\,000/n} \quad n \text{ [rpm]}$$

2 es el límite de vibración permisible, pico a pico, en mils (milésimas de pulgada)

Los sistemas más comunes

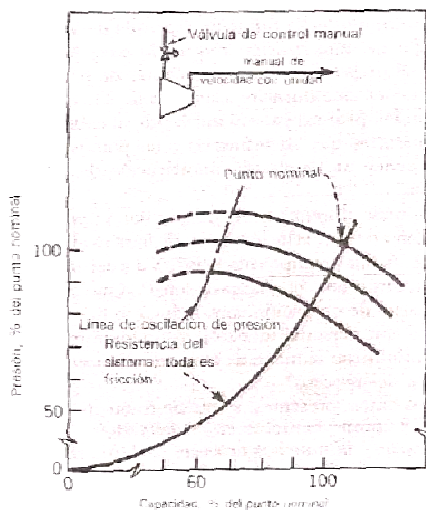


La curva A: Circuito netamente resistivo, tipo válvula o tubería

La curva B: Circuito a presión constante. Ej: Unidad de refrigeración donde el cambio de fase se realiza a presión constante

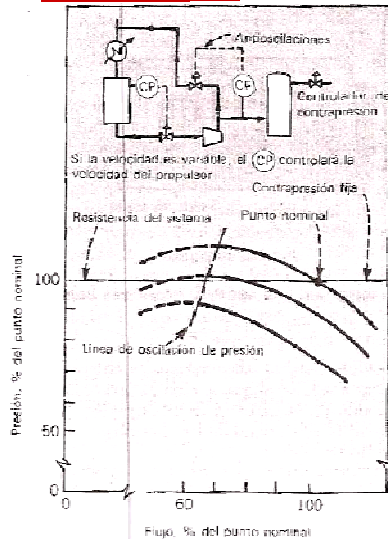
La curva C: Circuito combinado, Ej: Gasoducto o almacenamiento de gas con gran volumen al que se accede por tubería

Sistema Resistivo



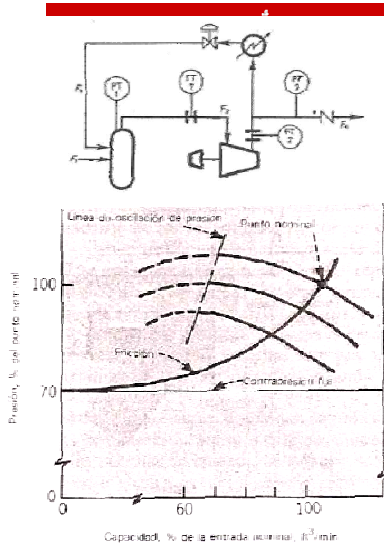
Los circuitos de resistencia simple quizá no necesitarán controles contra oscilaciones porque nunca se llegará a la línea en que se producen

Sistema Contrapresión Fija



Curva de desempeño de pendiente pronunciada. Un aumento en la carga de alrededor de 10 a 15 % desde el punto nominal hasta el punto de oscilación o inestabilidad. Cuando se recircula el gas en el circuito contra oscilaciones, hay que enfriarlo antes de devolverlo a la entrada del compresor. Si se desea velocidad variable, se utiliza un control de presión para regular la velocidad de la unidad motriz.

Circuito combinado

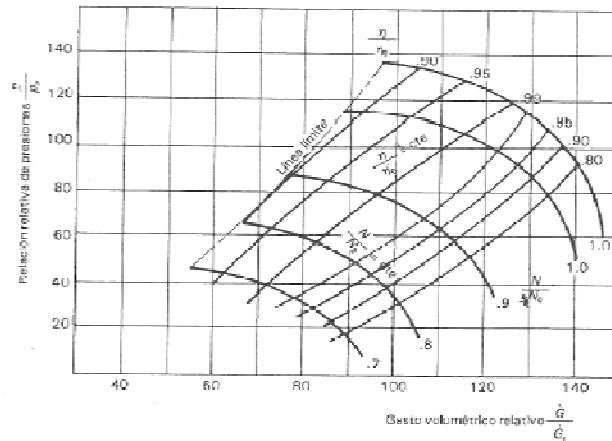


Se necesitará un sistema contra oscilaciones, en especial si pueden haber grandes variaciones en el flujo y la presión. El aumento en la carga desde el punto nominal hasta el de oscilación debe ser, cuando menos, del 10% para tener buena estabilidad. El sistema de control por lo general, estará basado en la medición del flujo en el compresor. También en este caso se debe enfriar el flujo en derivación (bypass) antes de devolverlo al compresor.

Comparación de Sistemas de Control

Variación de la velocidad de giro

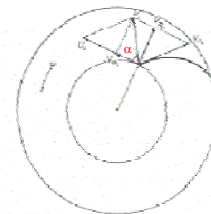
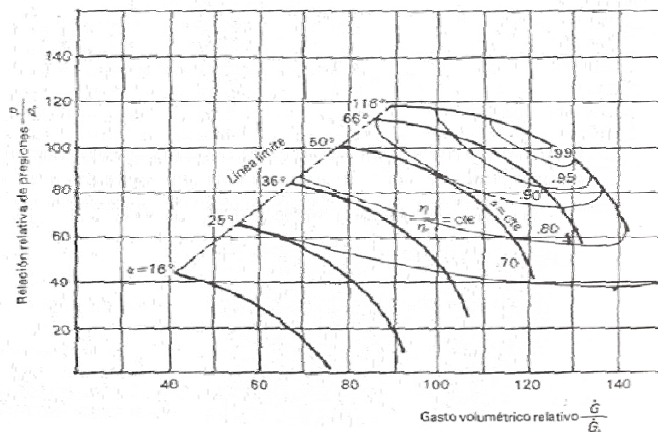
Al variar la velocidad de giro, no varía considerablemente el rendimiento



Comparación de Sistemas de Control

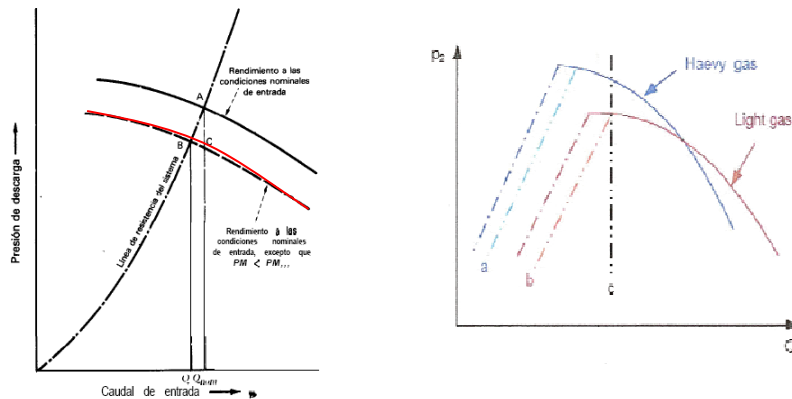
Variación de corona directriz en la entrada (IGV)

El rendimiento cae mucho para ángulos α pequeños \rightarrow trabajando a volúmenes parciales o al reducir la presión de descarga

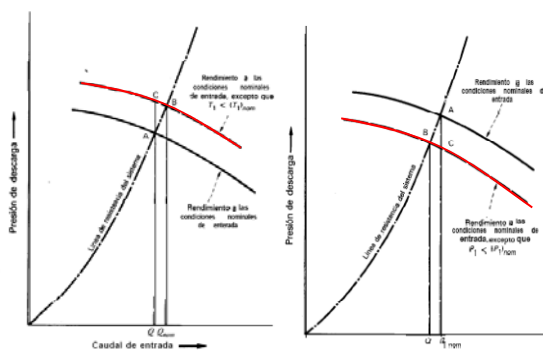


Efecto del Peso Molecular sobre la curva de operación

Gases pesados como el propano, el propileno o freón necesitan una reducción en la velocidad en las puntas, porque estos gases tienen velocidades sónicas más bajas, comparadas con el aire



Efecto de la Temperatura y Presión de succión sobre la curva de operación



Temperatura ↓

Presión ↓

Ej:

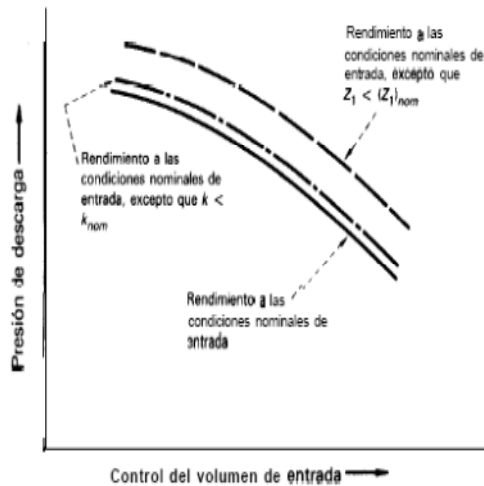
Es posible obtener el desempeño nominal en días fríos si se estrangula la presión de entrada en la succión.

También es posible obtener el mismo resultado disminuyendo la velocidad en unidades motrices de velocidad variable.

La estrangulación de la succión también disminuye el caballaje requerido, pues éste es directamente proporcional a la presión de entrada

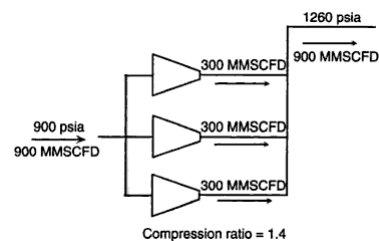
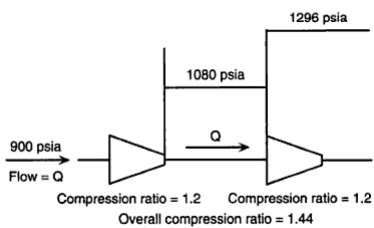
- Una caída en la presión de entrada hace bajar la curva de presión de descarga
- Una disminución en la temperatura de entrada eleva la curva

Efecto del cambio de compresibilidad y k sobre la curva de operación



La curva a trazos indica que una disminución en la compresibilidad en la entrada eleva la curva de desempeño del compresor, cuando se traza la gráfica del gasto de entrada contra la presión de descarga. La curva punteada indica que una disminución en la razón de los calores específicos también eleva la curva de desempeño.

Compresores en Serie y Paralelo



Problema: Temperatura de descarga

$$r_{cetapa} = \sqrt[netapas]{r_{ctotal}}$$