

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA

USO INDUSTRIAL DE COMPRESORES

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

MANUEL

ALBA

GAMIO

MEXICO, D. F.

1968



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

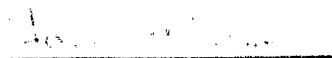
	PRESIDENTE	I.Q. GUILLERMO COSTINA ANCIOLA
	VOCAL	I.Q. MARIO VELASCO HERRANIERE
JURADO ASIGNADO ORIGINALMENTE	SECRETARIO	I.Q. JORGE EC. MARTINEZ GARCIA
	1er SUPLENTE	I.Q. GUILLERMO CANSOLIO PACHECO
	2do SUPLENTE	I.Q. ENRIQUE ALANCON BOBLES

LUGAR DONDE SE DESARROLLA EL TEMA: GERENCIA DE PROYECTOS DE PESCA

SUSTENTANTE **MANUEL ALBA GANTO**



ASESOR **I.Q. JORGE EC. MARTINEZ GARCIA**



SUPERVISOR TECNICO **I.Q. ENECER DOMINGO DIAZ**



A mis padres

Lic. Carlos H. Alba

Sra. Margarita Gamio de Alba

A los Regentes Químicos

Guillermo Cortina

Jorge Noel Martínez

Héctor Moreno

USO INDUSTRIAL DE COMPRESORES

- I** Diferentes tipos de compresores.
- II** Compresores reciprocantes.
- III** Compresores axiales y de desplazamiento positivo.
- IV** Compresores centrífugos.
- V** Críticas de selección de compresores.
- VI** Comentarios.
- VII** Bibliografía.

INTRODUCCION

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

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

Después de la electricidad, el aire comprimido es el servicio que tiene mayor variedad de uso industrial. Para los procesos gaseosos tales como separaciones aire-líquido, hidrogenación, etc. que requieren gases diversos y altas presiones, los compresores son elementos indispensables que requieren de un estudio de diseño completo y exhaustivo.

El aire comprimido es usado para accionar todo tipo de herramientas neumáticas, tales como montacargas, barrenos, prensas, etc.

Esta monografía es el intento para mostrar una visión amplia de la importancia de los compresores, mediante la descripción, fundamentos, características y factores de cálculo y selección de los tipos más conocidos industrialmente.

1) Diferentes tipos de Compresores.

Los compresores se pueden agrupar en tres tipos:

- a) Compresores reciprocantes.
- b) Compresores axiales y de desplazamiento positivo.
- c) Compresores centrífugos.

a) Los compresores reciprocantes son los más antiguos y sencillos, y consisten de un cilindro, un émbolo, una biela y el cigueñal y comprimen por un movimiento de vaivén del émbolo. Este tipo de compresores son de desplazamiento positivo.

b) Los compresores axiales se denominan así, porque en ellos el flujo del gas es en la dirección del eje. Estos compresores operan por un aumento de la velocidad del gas en circulación.

c) Los compresores centrífugos son aquellos que aumentan la velocidad del gas en circulación, pero en dirección radial.

Los compresores de desplazamiento positivo son aquellos en los cuales a un movimiento de la parte compresora, ocurre un desplazamiento de volumen, con un aumento de presión, hasta llegar al punto de ruptura del metal, en caso de no haber los dispositivos de seguridad adecuados.

Equipo auxiliar de protección para sistemas de compresión.

Cualquier sistema de compresión, por más eficiente y seguro que sea, puede ser peligroso si no está protegido debidamente. Se debe instalar un equipo de accesorios adecuados para detectar un funcionamiento deficiente, evitar accidentes serios y reducir costos de mantenimiento.

Los accesorios más importantes son los cambiadores de calor o enfriadores, los enfriadores de tuberías, el receptor de aire, las válvulas de seguridad, los filtros de aire y de aceite y el refrigerante de agua.

El cambiador de calor es uno de los accesorios más importantes en un sistema de compresión y tiene por objeto secar el aire comprimido, enfriándolo debajo del punto de rocío, eliminando el agua por conden-

cción. Esta acción del cambiador también reduce la condensación en el sistema de distribución.

Además de reducir la humedad, el cambiador puede considerarse un dispositivo de seguridad. En caso de que el carbón acumulado en las paredes interiores se haga incandescente y se incendie, el fuego será extinguido en el momento de entrar el cambiador. Esto excluye la posibilidad del paso del fuego al receptor de aire, donde si hay peligro debido al aceite que puede existir. Por este mismo, el cambiador deberá instalarse lo más cerca posible del compresor. En el caso de instalar una válvula automática, esta deberá estar en un lugar interior, pues en un lugar exterior existe la posibilidad de que se congele el agua de drenado y esto impedirá que funcione la válvula automática.

Enfriadores de tuberías. Los enfriadores de tuberías no han venido usando últimamente en compresores pequeños y medianos. Estos enfriadores no siempre se han instalado con derivación, debido a su fácil limpieza y mantenimiento.

Receptor de aire. El receptor de aire tiene por objeto que el aire comprimido fluya uniformemente a través de las líneas, reduciendo las pulsaciones. También sirve para separar la humedad que el aire tenga. Por esto mismo, se instala una válvula de drenado, manual o automática. La humedad puede causar serios daños dentro de un cilindro de alta presión.

Filtro de aire. Es muy importante instalar un filtro de aire adecuado con el objeto de evitar la entrada de arena, basura, polvo y de otras impurezas que dañan las partes internas del cilindro y las válvulas del compresor.

Filtro de aceite. Es importante instalar este filtro en cualquier sistema de compresión, para evitar contaminación del aire comprimido.

Válvulas de seguridad. El receptor de aire, los inter-enfriadores y la línea de descarga deberán ser equipados con válvulas de seguridad para evitar sobrepresiones en el equipo. Los post-enfriadores que estén instalados en la línea no requieren válvulas de seguridad, siempre y cuando estén instalados cerca del receptor, estando protegidos por la válvula del mismo.

Nunca se deberá instalar una válvula de cierre entre el postenfri-

ader y el receptor, y si es deberá instalar entre el compresor y el postenfriador, siendo esta válvula parte de la derivación.

Refrigerante de agua. Con el objeto de tener agua de enfriamiento a la temperatura deseada, se debe instalar un termóstato combinado con resistencia. Es importante que la temperatura del agua no sea mayor de 13°F (9°C) arriba de la temperatura de entrada del aire, pues de otro modo, se formará humedad dentro del cilindro, evitando una lubricación correcta.

Rotorevolución. Los compresores accionados por motores de combustión interna, turbinas y máquinas de vapor, deberán estar equipados con un generador de control de carga, y en caso de que este falle, deberán tener un equipo para evitar altas velocidades, pues estas son muy peligrosas.

Cálculo de la potencia de compresión.

La potencia de compresión de un gas se puede calcular muy fácilmente por la diferencia de entalpías, las que se leen en un diagrama Mollier, pero no siempre es posible disponer de este diagrama, por lo tanto este método es poco usado.

La potencia se calcula por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{33000}{\text{min}} (h_2 - h_1)$$

dónde h_2 = entalpía de descarga.

h_1 = entalpía de succión.

Potencias y eficiencias de los compresores.

La potencia al freno es la requerida en la flecha del compresor, y se determina con un freno de Prony. La ecuación que da la potencia al freno es:

$$P_r = 2 \pi r F N$$

dónde r = distancia del centro de la polea al dinamómetro.

F = fuerza registrada en el dinamómetro.

N = velocidad de la polea en rpm.

$F = F_1 - F_2$ = fuerza neta.

F_1 = fuerza del freno en funcionamiento

P_2 = Fuerza con el pistón

La potencia indicada del compresor se mide con un indicador de Watt, que es un instrumento de precisión, el cual traza mecánicamente un diagrama IV, obteniéndose bastante exactitud en la medición. La potencia indicada es una cantidad que la potencia al freno.

Una vez trazado el diagrama IV (fig. 1), se calcula el área del mismo y como se conoce la longitud, se puede entonces determinar la altura del mismo. Esta altura es o corresponde a una presión media indicada.

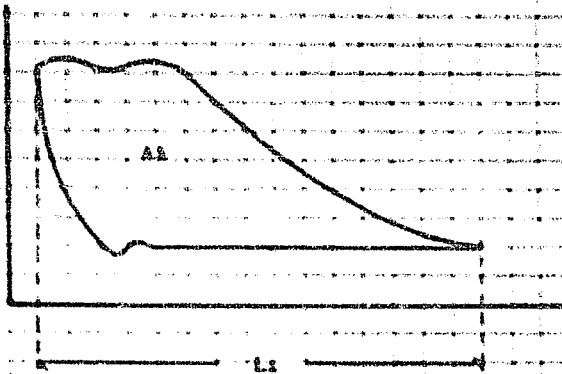


FIG. 1

A_1 = Área indicada

L_1 = Longitud del diagrama

$\bar{h} = \frac{A_1}{L_1}$ = Altura media indicada

Es necesario conocer el módulo del indicador.

Las unidades del módulo son $F L^{-3}$

Las ecuaciones para calcular la potencia indicada son:

$$P_i = p_i L A N$$

$$P_i = \rho \frac{A_1}{L_1} V_D N$$

- donde P_i = potencia indicada.
 P_i = presión media indicada.
 L = longitud del cilindro.
 A = área del cilindro.
 N = rpm.
 ϕ = ángulo.
 V_D = volumen desplazado.

Cuando se tenga que calcular la potencia indicada en un compresor recíprocante de doble efecto, se deberán hacer dos mediciones con el indicador, una de cada lado y cuando, pase en el lado del vástago se deberá tener el volumen desplazado y también el área indicada.

En un compresor accionado por un motor (fig. 2), tendremos que la potencia ideal de compresión será la menor y que la potencia combinada será la mayor. En las máquinas de combustión interna sucede inversamente, la potencia ideal es la mayor.

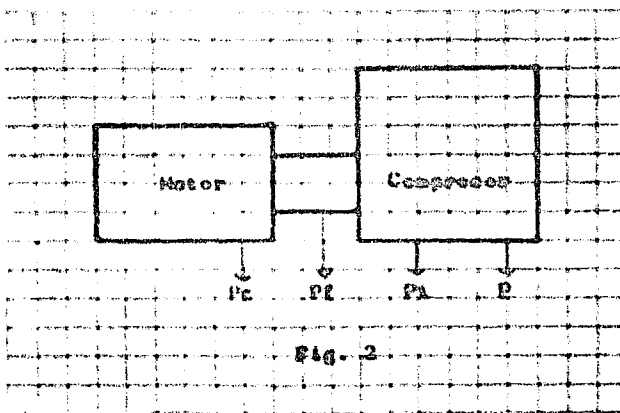


Fig. 2

También tendremos las eficiencias, que son cocientes de potencias.

- $\eta_n = \frac{\text{Potencia Aplicada}}{\text{Potencia al freno}}$ • Eficiencia mecánica
- $\eta_{nc} = \frac{\text{Potencia Indicada}}{\text{Potencia combinada}}$ • Eficiencia mecánica combinada
- $\eta_c = \frac{\text{Potencia Ideal}}{\text{Potencia real}}$ • Eficiencia de compresión
- $\eta_{ca} = \frac{\text{Potencia Ideal}}{\text{Potencia indicada}}$ • Eficiencia de compresión adiabática
- $\eta_{cr} = \frac{\text{Potencia Ideal}}{\text{Potencia al freno}}$ • Eficiencia de compresión al freno
- $\eta_{cc} = \frac{\text{Potencia Ideal}}{\text{Potencia combinada}}$ • Eficiencia de compresión combinada

II) Compresores reciprocantes.

El compresor reciprocante (fig. 3) es una máquina de desplazamiento positivo que aumenta la presión de un volumen definido de gas, reduciendo al mismo tiempo el volumen del mismo.

El compresor es accionado por un motor, mediante una biela que transfiere el movimiento angular del motor en un movimiento de vaivén.

El compresor puede ser de simple y doble efecto, es decir que comprime por una o por las dos caras del émbolo.

El compresor puede ser de un paso o de varios pasos, esto es, si después de haber comprimido el gas en cuestión, este se lleva a otro cilindro, de volumen menor que el anterior y se efectúa una segunda compresión de la misma masa gaseosa.

Los distintos pasos de compresión pueden estar en paralelo o en tandem, según sea la posición de los pistones.

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 cigueñal. Las vibraciones acústicas son debidas a las pulsaciones de presión originadas en las tuberías conectadas a los sistemas de compresión reciprocante. Las vibraciones acústicas abarcan la gama de 0 - 100 ciclos por segundo. Aunque las vibraciones se pueden minimizar mediante un diseño adecuado, suelen aparecer en los sistemas de compresión.

El funcionamiento del compresor se puede apreciar en el diagrama PV (fig. 4).

Se tiene:

- 1 - 2 Compresión del gas (adiabática o politrópica).
 - 2 Se abre la válvula de descarga.
 - 2 - 3 Descarga (isobárica).
 - 3 Se cierra la válvula de descarga.
 - 3 - 4 Expansión de los gases del claro (adiabática o politrópica).
 - 4 Se abre la válvula de admisión.
 - 4 - 1 Admisión (isobárica).
 - 1 Se cierra la válvula de admisión.
- Se repite el ciclo.

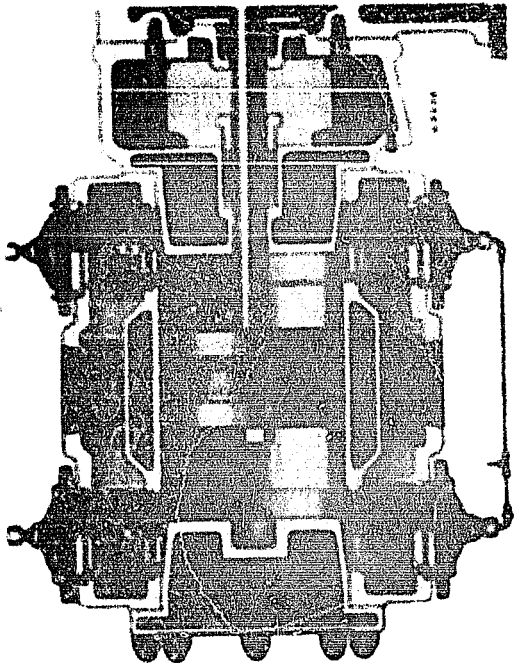


FIG. 3

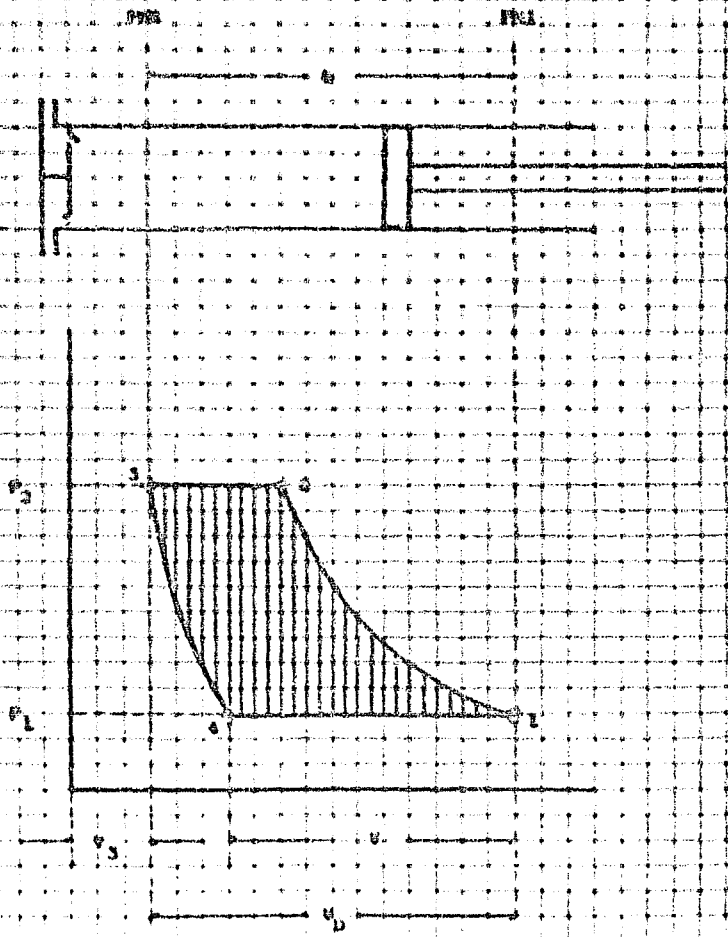


Fig. 6

En la figura 4 se tiene que:

- V = volumen admitido.
- V_D = volumen desplazado.
- V_3 = volumen del aire.
- P_1 = presión de succión.
- P_2 = presión de descarga.

En un compresor reciprocante, los conceptos mas importantes son:

- 1.- El volumen desplazado.
- 2.- El volumen admitido.
- 3.- La eficiencia volumétrica.
- 4.- La potencia al freno.

1.- El volumen desplazado es el volumen neto del cilindro. En un compresor de varios pasos el volumen desplazado es el del primer paso e igual para los demás pasos. El volumen desplazado está dado por la ecuación:

$$V_D = (\pi/4) D^2 L$$

El volumen desplazado por unidad de tiempo es el volumen del cilindro multiplicado por la velocidad de la máquina y multiplicado además por dos en caso de ser la máquina de doble efecto:

$$V_D = (\pi/4) D^2 L N$$

2.- El volumen admitido es el volumen real de gas que maneja el compresor y se expresa normalmente en pies cúbicos o litros por minuto a las condiciones de entrada del compresor. El volumen admitido es menor que el volumen desplazado debido a que el gas comprimido que queda en el claro de la máquina se expande hasta la presión de succión.

3.- La eficiencia volumétrica es la relación del volumen admitido entre el volumen desplazado.

4.- La potencia al freno está explicada en el capítulo anterior.

Aspecto termodinámico del compresor. No obstante que el cilindro tiene una cámara de enfriamiento, ya sea por agua o por aire, es usual considerar la compresión como un proceso adiabático reversible, o sea, un proceso sin cambio de calor o lo que es lo mismo, isentrópico.

Entonces, la compresión y la expansión siguen la ley de:

$$PV^k = \text{constante} \quad k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{C_p}{C_v}$$

donde k es el exponente adiabático igual a la relación de los calores del gas.

En un proceso politrópico, la compresión y la expansión siguen la ley de:

$$PV^n = \text{constante} \quad n = \frac{\log (T_2/T_1)}{\log (V_2/V_1)} = \frac{\log (P_2/P_1)}{\log (T_2/T_1)}$$

La relación de compresión es igual a la presión de descarga entre la presión de succión. Este término es diferente en compresores y máquinas de combustión interna, pues en estas es la relación de los volúmenes del cilindro.

La relación del volumen del espacio muerto entre el volumen desplazado se conoce como relación del claro

$$C = \frac{V_3}{V_0}$$

La eficiencia volumétrica en función del claro es :

$$\eta_v = 1 - (r^{\frac{1}{n}} - 1) C \quad \text{donde } r \text{ es la relación de compresión.}$$

Prácticamente se puede calcular la eficiencia volumétrica real dada por la ecuación:

$$\eta_v = 0.97 - (r^{\frac{1}{n}} - 1) C - L$$

En esta ecuación el valor de 1.00 ha sido reducido a 0.97 con el objeto de corregir ineficiencias, tales como un llenado incompleto del cilindro durante la succión. El valor de L es una corrección práctica para las condiciones de una aplicación particular que afectan a la eficiencia volumétrica para la cual la ecuación ideal sea inapropiada.

En caso de tener altas presiones dentro del cilindro, habrá lógicamente pequeñas fugas de gas y por este mismo se deberá corregir el factor L .

También servirá este factor en el caso de usar gases ligeros, tales como hidrógeno, helio y otros, para los cuales será más difícil sellar el cilindro. Lo mismo sucede en el caso de un compresor no lubricado donde el pistón tenga anillos de carbono o teflón y no sea

posible collar completamente.

El valor de L varía con cada aplicación, pero se le puede considerar como 0.03 para compresores lubricados y como 0.07 para compresores no lubricados.

La eficiencia volumétrica será diferente para cada gas.

La eficiencia volumétrica disminuye con el valor de n y aumenta con la relación de compresión. Como la eficiencia volumétrica disminuye cuando el claro aumenta, cuando se trate de bombas de vacío, se deberá hacer lo posible para disminuir el valor del claro a un mínimo.

Es importante conocer la presión máxima que se puede obtener con un compresor, la cual depende del claro y del exponente politrópico

$$P_{max} = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

esto se debe a que la curva de compresión llegará a coincidir con el volumen del espacio muerto y ya no se podrá obtener una presión mayor (fig. 5).

La temperatura final de compresión de un gas se calcula por las ecuaciones:

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

La temperatura de salida de los gases se puede leer rápidamente en la gráfica 1, y también en los diagramas temperatura entropía específicos para cada gas.

La potencia de compresión se calcula por las siguientes ecuaciones:

$$P = \frac{m}{H} n \frac{P}{n-1} (T_2 - T_1) \quad P = pV \frac{n}{n-1} \left(r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

el factor $\frac{n}{n-1} \left(r^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$ se puede leer rápidamente en la gráfica 2.

El volumen de descarga se calcula por la ecuación:

$$V_2 = \frac{V_1}{r^{\frac{1}{n}}}$$

El diagrama real de un compresor recíprocante se obtiene con un indicador de Watt (fig. 6).

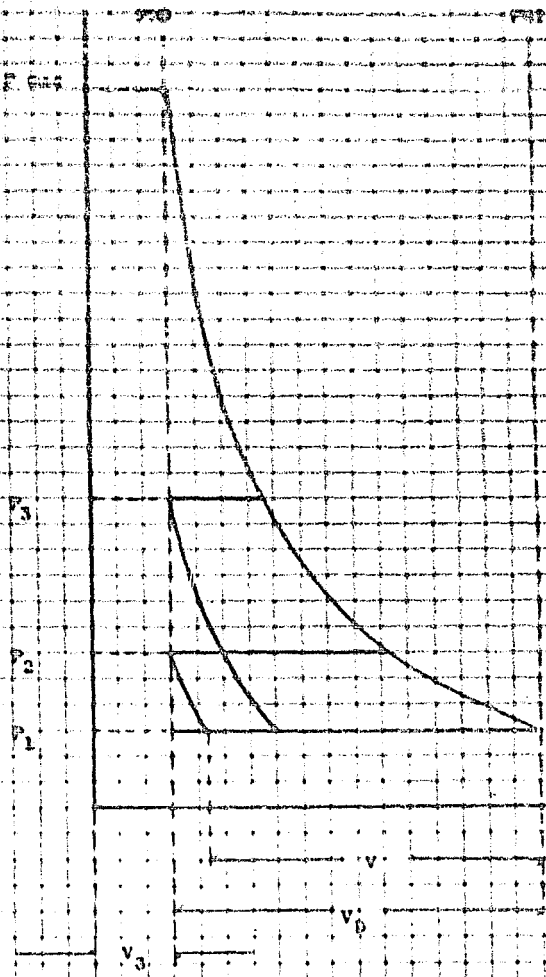


FIG. 6.

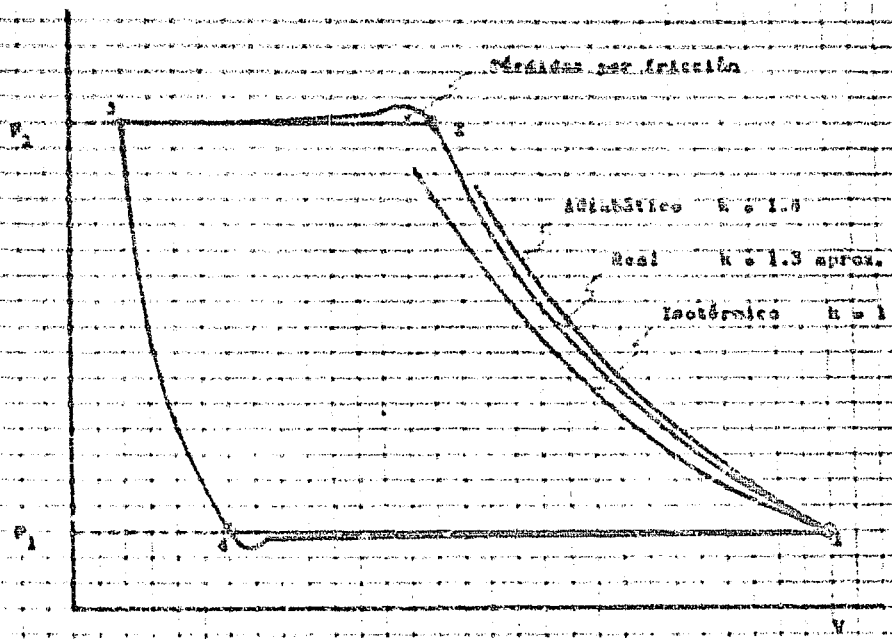


Fig. 8

Compresión múltiple. La compresión múltiple o escalonada consiste en hacer pasar la misma masa de gas a través de un segundo y tercer cilindro y a otros mas, si es necesario (fig. 7), para obtener una presión mínima. Cuando el gas sale del primer paso, se deberá hacer pasar por un interenfriador, con el objeto de enfriar el gas hasta la temperatura de entrada al primer paso, para obtener un ahorro de trabajo. Así mismo, se obtendrá un ahorro por el enfriamiento en la cámara del cilindro.

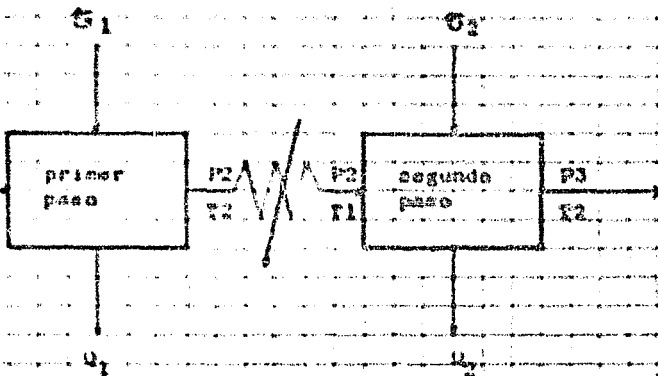


Fig. 7.

Las potencias para los diferentes pasos están dadas por las siguientes ecuaciones:

$$P_1 = \frac{n n R}{(1-n) H} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$$P_2 = \frac{n n R}{(1-n) H} T_1 \left[\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

el subíndice 1 indica las condiciones de entrada al primer paso,
 el subíndice 2 indica las condiciones de salida del primer paso,
 el subíndice 3 indica las condiciones de salida del segundo paso.

Para que la potencia suministrada sea mínima, la presión

intermedia deberá ser la media geométrica de la presión inicial y de la final, entonces para dos pasos se tendrá:

$$P_2 = P_1 P_3$$

Para el caso de tres pasos se tendrá:

$$P_2 = P_1 P_3$$

donde P_1 = presión de succión del primer paso

P_3 = presión final de salida.

Para el caso de tener un número mayor de pasos se tendrá:

$$P_n^N = P_1^{N-n} P_f^n$$

donde N = número total de pasos

n = número del paso a cuya salida se quiere calcular la presión.

De este modo, se tendrá que la potencia requerida para el primer paso será igual a la de cada uno de los otros pasos.

Iguales, el calor que se debe quitar en el primer paso, es el que se tiene que quitar en cada uno de los otros pasos.

El calor quitado en el intercambiador es:

$$Q = m c_p (T_2 - T_1)$$

El calor quitado en la cámara es:

$$Q = m c_v \frac{k-n}{1-n} (T_2 - T_1)$$

En la figura 6 se puede apreciar que el volumen desplazado del segundo paso coincide con la isoterma que pasa por el volumen desplazado del primer paso y por la presión inicial, por lo tanto, dicho volumen se podrá calcular por la ley de Boyle:

$$V_{D2} = V_{D1} \frac{P_1}{P_2}$$

$$V_{D3} = V_{D2} \frac{P_2}{P_3}$$

$$V_{0n} = V_{0n-1} \frac{P_1}{P_2}$$

Igualesmte se puede apreciar el ahorro de trabajo por haber efectuado una compresión múltiple. En este caso, el ahorro se debe al interenfriador y está representado por el área 1a-2-2a-1b.

En la figura 9 se puede apreciar el trabajo de compresión, así como las pérdidas por fricción y el ahorro debido al enfriamiento en las cámaras y en los interenfriadores.

En la figura 9, el punto 1 corresponde a la temperatura de succión del primer paso y el punto 1b corresponde a la temperatura de succión del segundo paso, lo cual deberá ser la misma que en 1, y esto se puede lograr con un buen enfriamiento. La compresión en el primer paso es 1-1a y en el segundo paso es 1a-2a. El gas sale del interenfriador en el punto 1b y es llevado al segundo paso.

Además de ahorro de trabajo, existen otras ventajas en la compresión múltiple, tales como la eliminación, debido a los interenfriadores, de los problemas de lubricación, depósitos de carbones y calentamiento excesivo, disminuyendo los riesgos de una explosión.

Existe la ventaja de que se reduce la presión diferencial entre los cilindros, disminuyendo las cargas y presiones que soportan las válvulas y los anillos, aumentando la vida útil de los mismos.

También, la compresión escalonada reduce algunas veces el diámetro y la longitud de los cilindros, obteniéndose así una disminución en el costo de la máquina y en su mantenimiento.

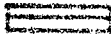
No obstante, se tiene la desventaja algunas veces, de que al aumentar el número de los cilindros, el efecto del aumento de presiones puede aumentar las pérdidas en las válvulas y anillos, y estas pérdidas equivaldrán al trabajo ahorrado por haber aumentado el número de los cilindros. Así, se tendrá que para ciertas condiciones es más efectivo el uso de seis pasos que el de siete pasos, aunque esto sucede pocas veces.

Sucede que a presiones altas, aproximadamente a 60 atmósferas, los gases ya no se comportan según la ecuación general del estado gaseoso, pues el volumen disminuye en proporción diferente.

A esta desviación se la conoce como factor de compresibilidad



Trabajo obtenido por interenfriador



Trabajo obtenido por el enfriamiento en las bombas

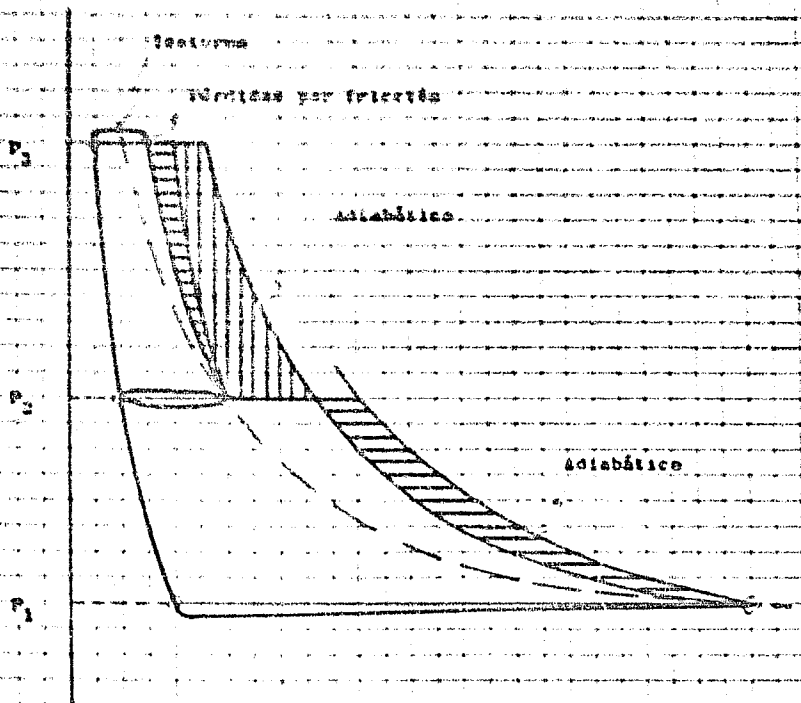


Fig. 9

y se expresa con el símbolo Z .

La ecuación general del estado gaseoso quedará entonces:

$$\frac{p_1 V_1}{n_1 R T_1} = \frac{p_2 V_2}{n_2 R T_2}$$

$$Z = \frac{pV}{RT}$$

El factor de compresibilidad es pues, una corrección que se puede aplicar con exactitud a cualquier gas o mezcla de gases. El valor de Z puede ser mayor o menor que la unidad.

Una forma sencilla de obtener el valor de Z , es por medio de la ley de los estados correspondientes. Esta ley indica dicho valor por medio de la presión y temperatura actuales del gas y también por medio de las constantes críticas de dicho gas, o dicho de otra forma, por medio de las constantes reducidas del gas. Así pues, se tendrá:

$$p_r = \frac{p}{p_c}$$

$$T_r = \frac{T}{T_c}$$

donde los subíndices r indican las constantes reducidas y los subíndices c indican las constantes críticas.

La temperatura crítica es la temperatura mínima a que se puede licuar un gas.

La presión crítica es la presión requerida para licuar un gas, a su temperatura crítica.

Cuando varios gases se encuentran a diferentes condiciones de presión y temperatura, pero tienen las mismas constantes reducidas, los valores de Z serán iguales para esos gases.

Las constantes críticas se encuentran en la literatura técnica relativa.

El valor de Z se puede leer con bastante exactitud en las gráficas 3, las cuales tienen graficadas líneas de temperatura reducida en un diagrama presión reducida contra valores de Z .

También se puede leer el valor de Z en las gráficas , las cuales son específicas para cada gas.

El valor de Z se deberá leer a las condiciones de succión y descarga de cada paso.

El valor de Z va a afectar:

- a) El volumen admittido.
- b) La eficiencia volumétrica.
- c) La potencia al freno.

En las figuras 10 y 11 se puede apreciar el efecto producido por Z cuando es menor y mayor que la unidad y en la figura 12 sumado es la desviación entre mayor y menor que la unidad. Los diagramas ideales son los 1-2-3-4 y los diagramas reales son los 1-2a-3-4a.

La eficiencia volumétrica quedará entonces como:

$$\eta_v = 0.07 - \left(\frac{r_2}{r_1} - 1 \right) C - L$$

donde el subíndice 1 es en la succión y el subíndice 2 es en la descarga.

El volumen final se calcula por la ecuación:

$$V_2 = \frac{V_1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}}} \frac{Z_1}{Z_2}$$

En el caso de tener una mezcla de gases, el factor de compresibilidad se puede calcular por medio de las constantes pseudo-reducidas, las cuales se calculan como sigue:

$$P_{pr} = x_1 P_{r1} + x_2 P_{r2} + \dots$$

$$T_{pr} = x_1 T_{r1} + x_2 T_{r2} + \dots$$

donde x_1 , x_2 son las fracciones mol de los componentes gaseosos.

El valor de Z para estos casos, se puede leer en la gráfica 5, en donde están graficadas líneas de presión pseudo-reducida en un diagrama temperatura pseudo-reducida contra valores de Z .

Cuando se tengan gases de bajas constantes críticas, tales como el hidrógeno y el helio, entonces será preferible usar las condiciones reducidas modificadas, según las ecuaciones:

FIG. 10

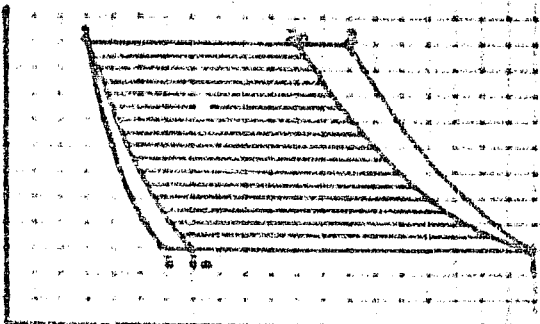


FIG. 11

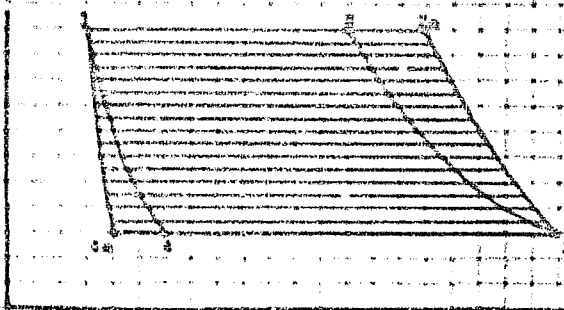
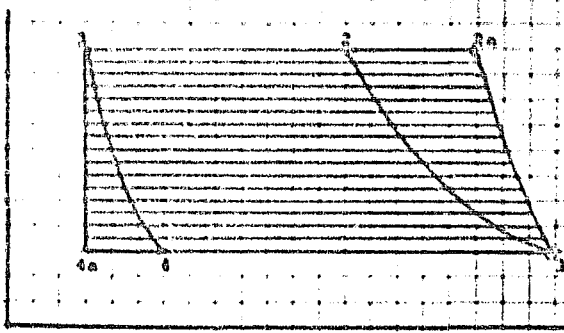


FIG. 12



(desviación extrema)

$$T_R = \frac{T}{T_c \cdot 14.4} \quad \text{si } T = \text{°K} \qquad T_R = \frac{T}{T_c \cdot 8} \quad \text{si } T = \text{°K}$$

$$P_R = \frac{P}{P_c \cdot 117.6} \quad \text{si } P = \text{psia} \qquad P_R = \frac{P}{P_c \cdot 8} \quad \text{si } P = \text{atm}$$

El factor de compresibilidad de una mezcla se puede calcular también por medio de las siguientes ecuaciones:

$$T_c \text{ mezcla} = T_{c1} \cdot \eta_1 + T_{c2} \cdot \eta_2 + \dots$$

$$P_c \text{ mezcla} = P_{c1} \cdot \eta_1 + P_{c2} \cdot \eta_2 + \dots$$

La ecuación de la potencia quedará corregida por el factor de compresibilidades como sigue:

$$P = \frac{n}{n-1} \frac{P_1 V_1}{r-1} \left[(r^{\frac{n-1}{n}} - 1)(r - 1) + \frac{(n-1)(f-1)}{2n-1} (r^{\frac{2n-1}{n}} - 1) \right]$$

$$\text{donde } f = \frac{\eta_2}{\eta_1}$$

La diferencia del valor obtenido con la ecuación anterior y el obtenido con la ecuación de potencia ideal es una desviación y está dada por:

$$D = \frac{P_{\text{gas real}} - P_{\text{gas ideal}}}{P_{\text{gas ideal}}}$$

$$P_{\text{gas real}} = (1 + D) P_{\text{gas ideal}}$$

La desviación D estará dada por la ecuación:

$$D = (f - 1) \left[\frac{\frac{n-1}{n} (r^{\frac{n-1}{n}} - 1)(r - 1) - (2n - 1)}{(2n-1)(r - 1)(r^{\frac{n-1}{n}} - 1)} \right] \qquad D = (f - 1) C$$

Así pues, la potencia real está dada por la ecuación:

$$P_{\text{real}} = P_{\text{ideal}} (f - 1) C$$

El factor C se puede calcular por la ecuación, o leer en la gráfica 6.

La potencia al freno de un compresor recíprocente se puede calcular con el factor de pérdida por fricción:

$$P = \frac{n}{n-1} P_1 V (r^{\frac{n-1}{n}} - 1) L F Z_1$$

donde L = factor de pérdida por fricción (gráfica 7).

F = factor de pérdida para compresores accionados por motor. F varía de 1.0 a 1.05.

La potencia al freno requerida para enviar 1,000,000 de pies cúbicos al día, se puede leer en las gráficas 9, de acuerdo a las condiciones de 1 atmósfera y a la temperatura de succión.

Selección de compresores recíprocentes:

- a) Compresores horizontales de un paso.
- b) Compresores verticales no lubricados.
- c) Compresores en V de dos pasos.
- d) Compresores gemelos horizontales de dos pasos.
- e) Compresores opuestos balanceados.

Todos estos compresores sea enfriados por agua.

a) Los compresores horizontales tienen gran aplicación en herramientas neumáticas, producción de equipo, pintura por pulverización, plantas químicas, transmisión neumática, copiadores de arena, embotellamiento, minería, construcción y humidificación.

Los compresores horizontales de un paso tienen la ventaja de eliminar los problemas de alineamiento y las vibraciones con mínimas debido al contrapeso doble.

Gráfica 9-1, Tabla VI.

b) Los compresores verticales no lubricados tienen una gran aplicación donde se requiere aire o gas libres de aceite. Están específicamente diseñados para minimizar el uso del pistón y para ocupar menos espacio. Por otro lado, permiten una instalación rápida y facilitan el mantenimiento.

Gráfica 9-2, Tabla VII.

c) Los compresores en V de dos pasos, tienen las mismas aplicaciones de los compresores horizontales y son de construcción ray

compacta y sus costos de instalación son muy bajos. Este tipo de compresores pueden trabajar con motores y turbinas.

Gráfica 9-3, Tabla VIII.

d) Los compresores generales horizontales tienen una gran aplicación donde se necesitan grandes cantidades de aire y son muy usados en las industrias de automóvil, acero, vidrio, servicios públicos e industrias de manufactura.

Este tipo de compresores, están específicamente para ser accionados por un motor eléctrico y para trabajar continuamente a bajas velocidades.

Gráfica 9-4, Tabla IX.

e) Los compresores especiales tienen las mismas aplicaciones que los compresores generales.

Estos compresores tienen la ventaja de eliminar los problemas de vibración en su origen, aumentando su duración y requiriendo un mínimo de mantenimiento.

Estos compresores pueden ser accionados por motores eléctricos o de combustible.

Gráfica 9-5, Tabla X.

Considerando los puntos anteriores se procederá como sigue:

A) Cuando se conocen la presión de descarga y el volumen desplazado por minuto.

1° Con la presión de descarga se sube verticalmente hasta la línea correspondiente de eficiencia volumétrica y se lee esta eficiencia hacia la izquierda en el eje de las ordenadas, se calcula entonces el volumen admitido.

2° Con la línea correspondiente, se lee el factor BHP/100 cfm hacia la derecha en el eje de las ordenadas y se calcula la potencia al freno:

$$\text{BHP} = \text{BHP}/100 \text{ cfm} \times \text{cfm calculados.}$$

B) Cuando se conocen la presión de descarga y el volumen real:

1° Se calcula el volumen desplazado.

2° Se calcula la potencia al freno BHP.

111) Compresores axiales y de desplazamiento positivo.

Los compresores axiales. En este tipo de compresores, el flujo del gas comprimido es axial en la dirección del eje, siendo el sentido hacia la parte convergente. Este tipo de compresor es el de las turbinas de gas.

El compresor axial (Fig. 111) es una unidad de aspiración, que consiste en un rotor y en un cuerpo fijo o estator. Ambos cuerpos tienen sus respectivas series de paletas, rotatorias y estacionarias, en forma alternada.

El principio básico de operación de los compresores axiales consiste en alternar el incremento con el decremento de velocidad del gas fluyente. Durante cada incremento de velocidad, la energía cinética es incrementada y durante cada decremento de velocidad, la energía cinética es disipada y convertida en un aumento de presión.

La mitad de la presión es aumentada por las paletas estacionarias y la otra mitad por las paletas rotatorias.

La presión estática y la energía cinética aumentan a medida que el gas entra en la máquina.

La comparación análoga entre las máquinas axial y centrífuga es la de las paletas al estator y diafragma y las paletas rotatorias a la rueda impulsora.

El tamaño de este tipo de compresores es mayor que el de los centrífugos, pero los materiales de construcción y los sistemas de sellado son similares.

Las velocidades indicadas de los gases son de 300 a 450 pies/seg (90 a 140 m/seg) para aire. Para otros gases, el rango de velocidad axial es en proporción directa a la velocidad del sonido en el gas comparado con la velocidad sónica en el aire.

En virtud de que la temperatura aumenta con el número de pasos, no es recomendable tener más de diez y seis pasos.

La eficiencia axial es de un 8 a un 10% mayor que la centrífuga.

Algunos compresores axiales tienen tres sistemas de control disponibles:

- 1.- Control por ajuste de velocidad.



100

2.- Control por turbinas de recuperación.

3.- Control por ajuste de las paletas del estator.

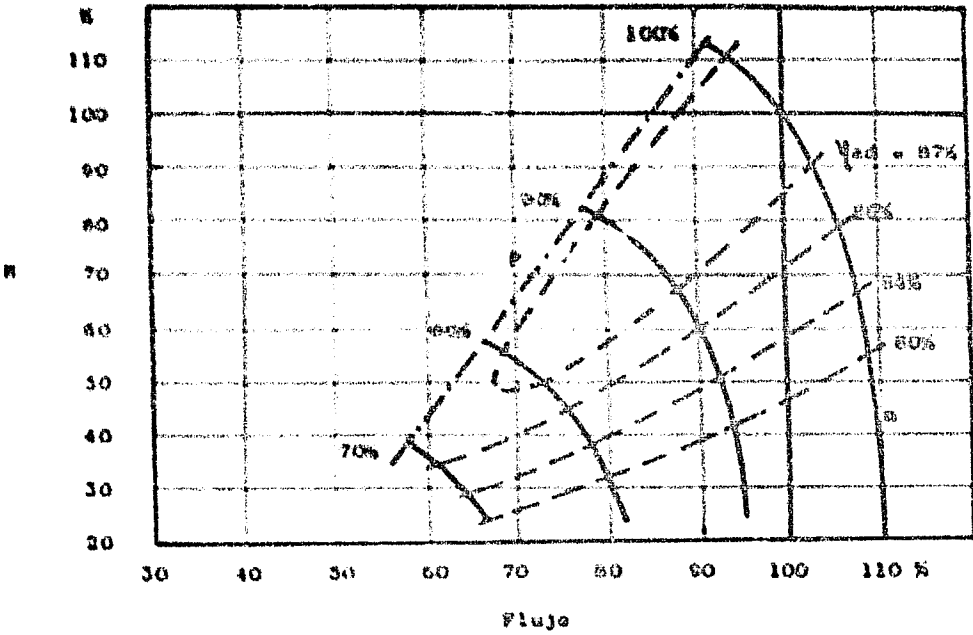
1.- El control por ajuste de velocidad se aplica cuando el accionador permite variaciones de velocidad, para mejorar la economía del proceso. (fig. 14).

2.- La turbina de recuperación se aplica cuando se tiene un accionador de velocidad constante, tal como un motor eléctrico. La diferencia entre el flujo de gas enviado por el compresor axial y el flujo requerido para el consumo, se expande en la turbina y así la potencia recuperada es retornada al árbol a flecha (fig. 15). Ver la figura 16.

3.- El control auténtico de las paletas del estator está siendo usado para ampliar el campo de aplicación del compresor cuando se tiene un accionador de velocidad constante. El ajuste de las paletas del estator permite que la característica del compresor sea desplazada sobre un amplio rango de flujo, a una eficiencia casi siempre constante (fig. 17).

Los compresores axiales manejan flujos desde 600 a 6000 m³/min, a relaciones de presión de 8 en un compresor simple.

Actualmente un gran número de máquinas están en servicio continuo, asegurando el suministro de aire en altos hornos, acerías, y los requerimientos de oxígeno en las industrias metalúrgicas. Para esta última aplicación, cada vez mayor, el aire es comprimido en dos compresores axiales en serie, con interenfriamiento. El desarrollo de la industria petroquímica ha aumentado las posibilidades de aplicación de los compresores axiales y centrífugos.



P = límite del abogo
 n = velocidad del compresor

Fig. 14

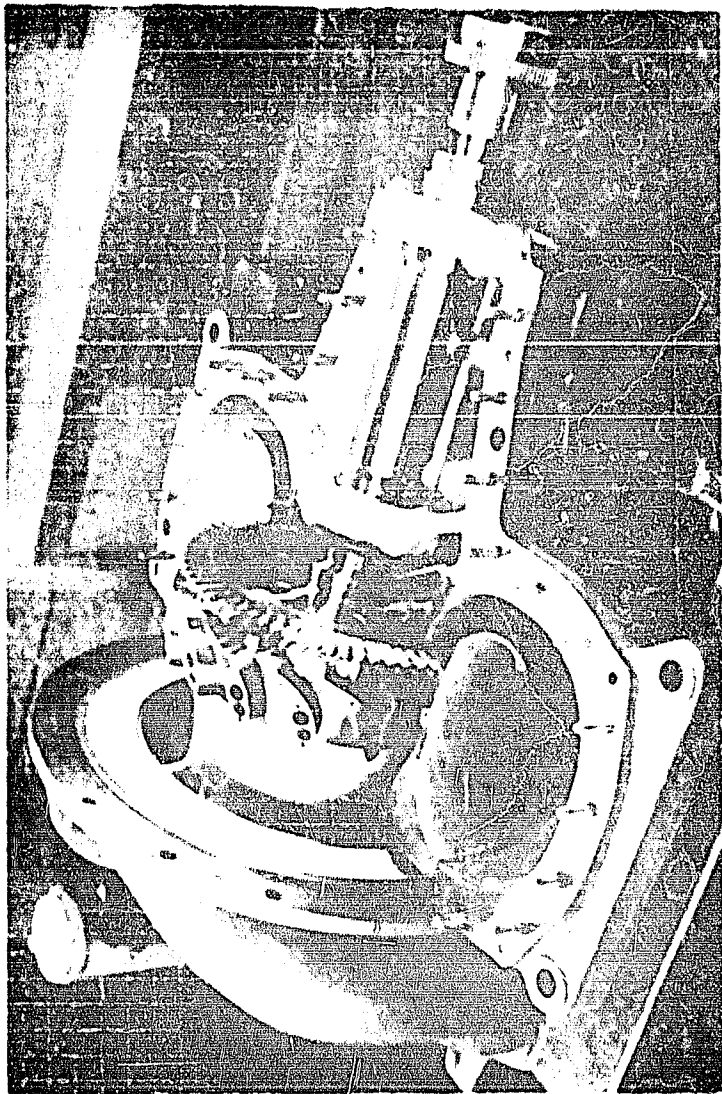
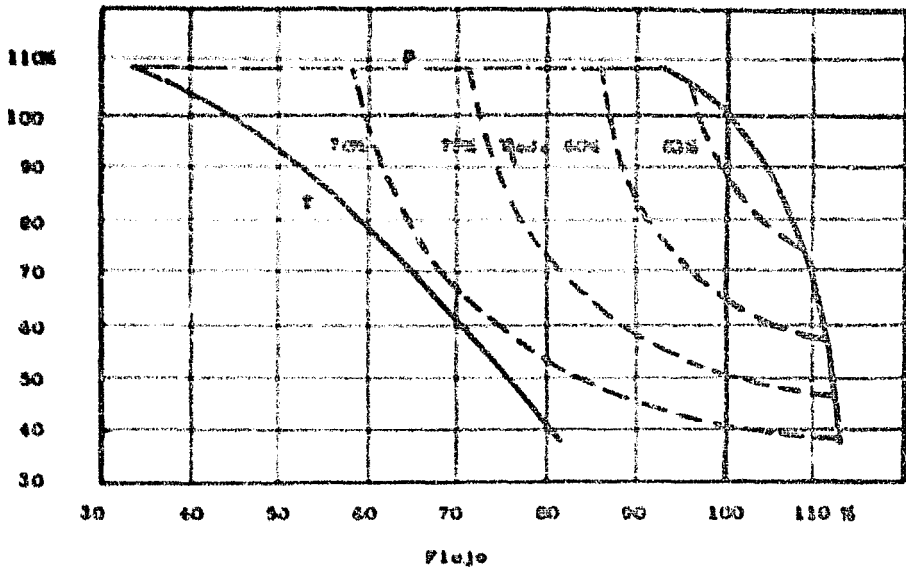


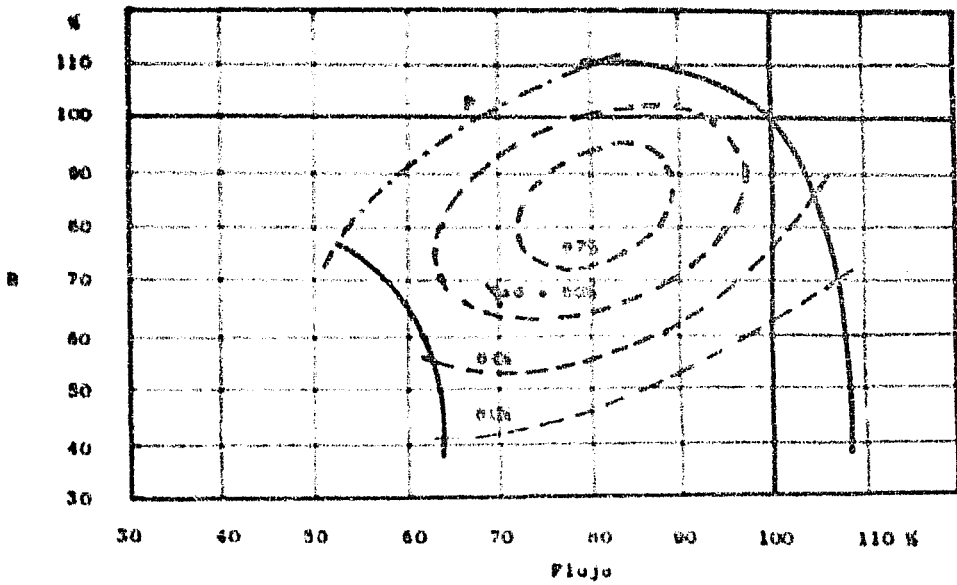
FIG. 10



P = límite del abaje

T = curva de abertura máxima de la turbina

Fig. 10



P = límite del ahogo

Fig. 17

Los compresores de desplazamiento positivo. En este tipo de compresores sucede que, a un movimiento de la parte compresora ocurre un desplazamiento del volumen del gas, comprimiéndolo constantemente con incremento de presión limitada por el punto de ruptura del metal, en caso de no existir los dispositivos de seguridad adecuados.

San compresores de desplazamiento positivo:

- a) Los compresores reciprocantes.
- b) Los compresores de tornillos helicoidales.
- c) Los compresores wank-rotor o de paletas deslizables.

a) Los compresores reciprocantes ya fueron descritos anteriormente.

b) Los compresores de tornillos helicoidales constan de dos tornillos macho y hembra que están encerrados en un envoltorio que los contiene (fig. 131). Dichos tornillos giran sin tocarse y sin tocar al cárter que los envuelve, efectuando la compresión del gas.

La operación tiene lugar de la siguiente manera:

1° Al girar las espiras, el gas es arrastrado por la entrada de admisión a las espiras hembras, las cuales giran continuamente. Al quedar las entradas llenas de aire, quedan aisladas de las entradas de admisión.

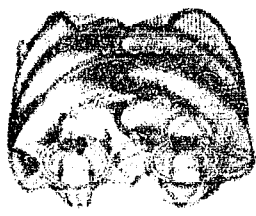
2° Al seguir girando, las espiras macho engranan con las correspondientes hembra y el volumen inicial empieza a ser comprimido.

3° Simultáneamente el aire es empujado hacia la salida, obteniéndose una compresión uniforme.

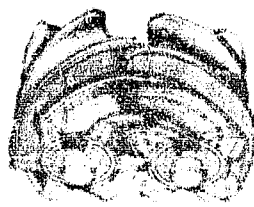
4° La presión continúa hasta que las entradas de la espira alcanzan el borde de la salida; al continuar la rotación, el aire comprimido fluye a través de la salida a los tubos de impulsión. Antes de que una entrada de espira quede completamente vacía, la otra ya ha empezado a vaciarse, asegurando así una corriente continua de aire comprimido. Este tipo de compresores pueden ser o no ser lubricados, en estos últimos, esto es posible debido a que no existe rozamiento entre los tornillos y entonces se obtendrá un aire 100% libre de aceite.

El enfriamiento en este tipo de compresores es doble, es decir, la carcasa se refrigera con agua y los tornillos interiormente con aceite. Esta refrigeración doble es muy efectiva.

I Admisión



II Compresión



III Compresión



IV Inyección

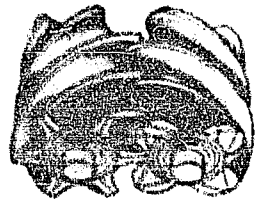
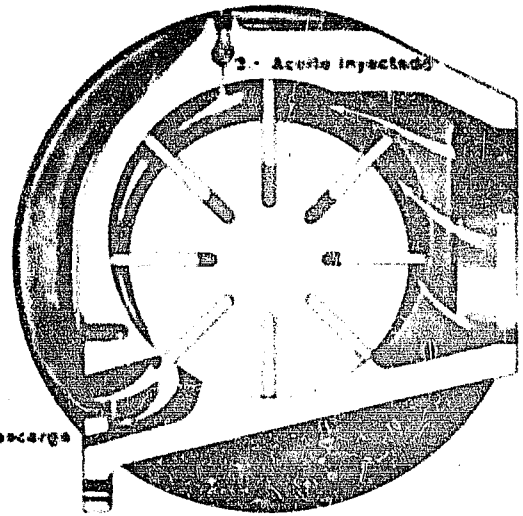


Fig. 18



Fig. 19



1. Succión

Fig. 20

El aumento de temperatura por la compresión es adiabático.

La capacidad total está dada por la ecuación:

$$V_t = V_o + V_i$$

donde V_o = capacidad interna bombeada.

V_o = pérdidas por escape.

V_i = volumen de entrada.

Las pérdidas de escape dependen de la presión diferencial a través de la unidad y de la densidad del gas, siendo independientes de la velocidad y de la longitud del rotor.

La eficiencia de estas unidades es normalmente de 75%, con variaciones entre 60 y 75%. La eficiencia aumenta en las unidades mayores y aumenta con una mayor velocidad de operación.

El rango de velocidades de trabajo varía de 1750 a 3600 rpm.

El rango de capacidades es aproximadamente de 12,000 cfm (350 m³/min) de entrada a una presión de salida de 3 a 20 psig (15.5 cm Hg a 1.4 kg/cm²). Las unidades especiales dan de 60 a 100 psig (4.2 a 7 kg/cm²). En el caso de vacíos, dan capacidades de 500 a 10,000 cfm (14 a 300 m³/min) de 3 a 25 pulgadas de mercurio (11 a 64 cm). En estos casos, se deberá pulverizar agua para mantener temperaturas menores a 125°F (52 °C).

La gráfica 10 es una curva de funcionamiento de este tipo de compresores.

c) Los compresores mono-rotor, conocidos también como compresores de paletas deslizables, son de forma muy sencilla. Consisten en un rotor de forma cilíndrica de una sola pieza. El rotor tiene varias incisiones y en estas van las paletas. La compresión se efectúa al girar el rotor dentro del cilindro que lo contiene. (fig. 19).

La operación es como se indica a continuación:

1° El gas es succionado dentro del cilindro y avanza entre la pared de este y las paletas, las cuales lo desplazan y a las cuales la fuerza centrífuga oprime contra la superficie interna del cilindro exterior (fig. 20).

2° Una vez iniciada la compresión, se inyecta una neblina de

aceite dentro del cilindro, con el triple objeto de sellar, lubricar y absorber el calor generado por la compresión.

3° La mezcla aire comprimido-aceite se hace pasar por un separador de aceite, quedando el aire comprimido libre de aceite.

Este tipo de máquinas trabajan con motor eléctrico o de combustión interna y a velocidades de 450 a 2000 rpm.

Este tipo de compresor es sencillo, pues tiene un mínimo de piezas móviles y no tiene engranes ni transmisiones de cadena.

Las gráficas II son curvas de funcionamiento de estos compresores.

IV) Compresores centrífugos.

Principios básicos:

Los compresores centrífugos (fig. 21), al igual que los compresores axiales, son una máquina dinámica en comparación con los de desplazamiento positivo, en los cuales la cantidad de gas que es comprimido queda atrapada por la acción de la parte compresora, teniendo lugar una disminución del volumen.

En los compresores centrífugos y axiales se lleva a cabo la compresión aplicando fuerzas de inercia al gas, tales como aceleración, deceleración etc. por medio de paletas impulsoras. En el compresor axial el gas fluye en la dirección del eje. En el compresor centrífugo el gas entra por el centro del impulsor y el flujo es impulsado en dirección radial y acelerado en dirección periférica mientras fluye a través del impulsor. En un compresor de un paso el gas es descargado en el proceso y en un compresor múltiple el flujo es llevado al centro del siguiente impulsor. Aproximadamente dos tercios del aumento de presión ocurren en el impulsor, teniendo lugar el resto durante el proceso de difusión o reducción de velocidad. Las salidas del flujo están completamente abiertas; no hay empujes mecánicos para prevenir el flujo opuesto y esto puede ocurrir en un compresor de baja velocidad o en una pausa, o no ser que se use una válvula exterior. Es importante saber que el impulsor es el único medio para suministrar energía al gas y todo el trabajo sobre el gas es efectuado por este elemento. Los componentes estacionarios, tales como difusores, guías y canales de retorno, pueden únicamente convertir la energía de velocidad en energía de presión o incurrir en pérdidas.

Capacidad de los compresores centrífugos. Los compresores centrífugos y axiales pueden manejar volúmenes muy grandes de gases en contraste con los de desplazamiento positivo. Pueden manejar los gases a altas velocidades y pueden manejar volúmenes grandes a través de pequeños ductos. Es decir, el proceso de compresión dinámica tiende a ser menos eficiente a altas presiones que el proceso de los compresores de desplazamiento positivo. Las consideraciones económicas favorecen entonces a los compresores centrífugos para grandes flujos y bajas presiones y a los compresores de desplazamiento positivo

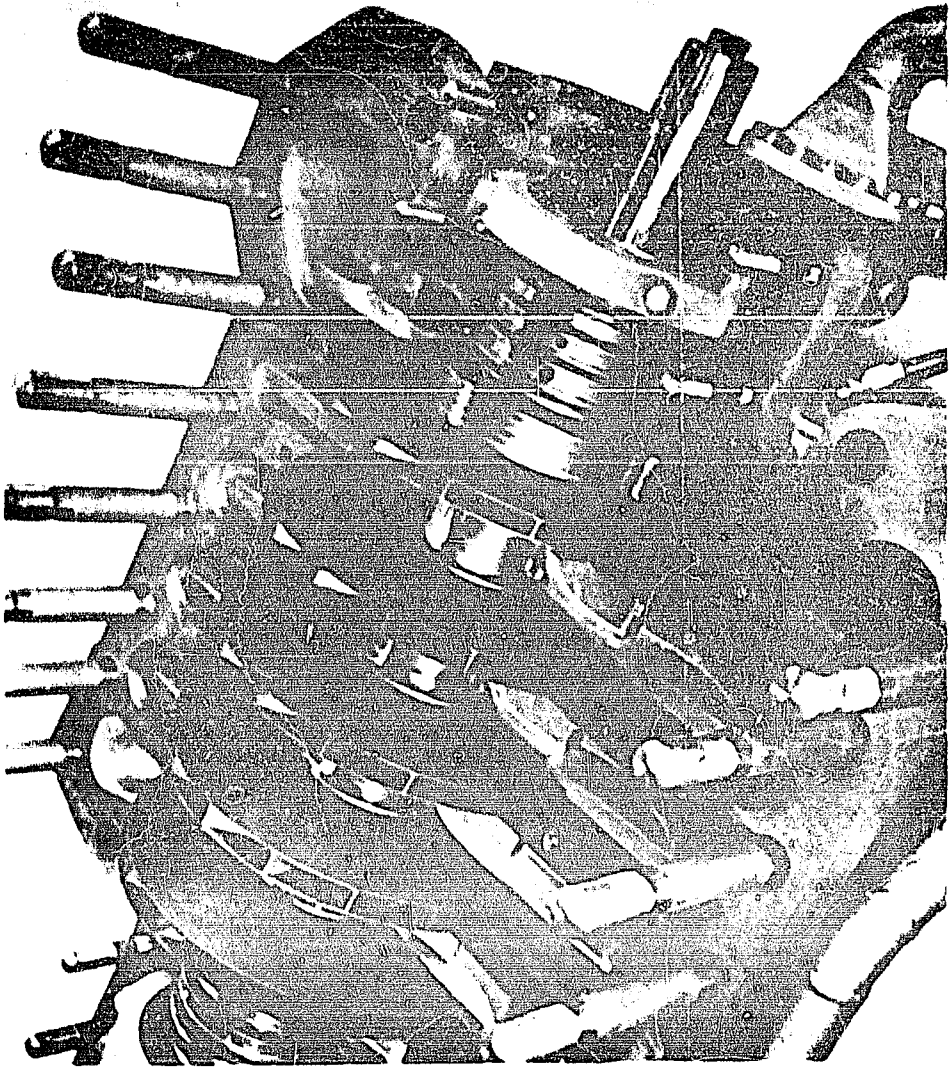


Fig. 21

para pequeños flujos y altas presiones. Una forma aproximada para calcular el límite económico de los compresores centrífugos es el volumen en pies cúbicos por minuto igual o mayor a 600 veces la relación de compresión (metros cúbicos por minuto igual o mayor a 17 veces la relación de presiones o compresión).

Comparación de las características de operación. Los campos de aplicación más favorables para los diferentes tipos de compresores se muestran en la figura 22.

Las leyes termodinámicas de compresión de gases son las mismas para todos los compresores, solo que los diferentes tipos de compresores ofrecen diferentes características de operación, talca como la relación de compresión con el flujo a velocidad constante. Se tiene entonces que:

- 1° Los compresores de desplazamiento positivo pueden manejar flujos constantes a diferentes relaciones de compresión (fig. 23).
- 2° Los compresores centrífugos pueden manejar flujos variables a relaciones de compresión constantes (fig. 24).
- 3° Los compresores axiales tienen ambas características, así como ciertos compresores centrífugos (fig. 25).

Como queda dicho, el compresor centrífugo aumenta la presión del gas en cuestión, acelerando la velocidad del mismo, cuando este fluye radialmente a través del impulsor.

En un compresor centrífugo, un paso de compresión consiste en las paletas fijas, el impulsor y el difusor. Las paletas fijas sirven para dirigir el flujo de gas hacia el centro del impulsor. Los impulsores tienen el objeto de transformar la presión de velocidad en presión estática. En los compresores múltiples, los canales de retorno llevan el fluido del impulsor hacia las siguientes paletas fijas.

El funcionamiento de un compresor centrífugo se mide usualmente en términos de diferencial de presión o cabeza, y eficiencia contra flujo volumétrico. La diferencial de presión es la altura del gas soportado a la descarga del compresor a un nivel de presión dado.

El hecho de convertir el flujo de masa a flujo de volumen no representa mucho problema. Es importante conocer el flujo de volumen

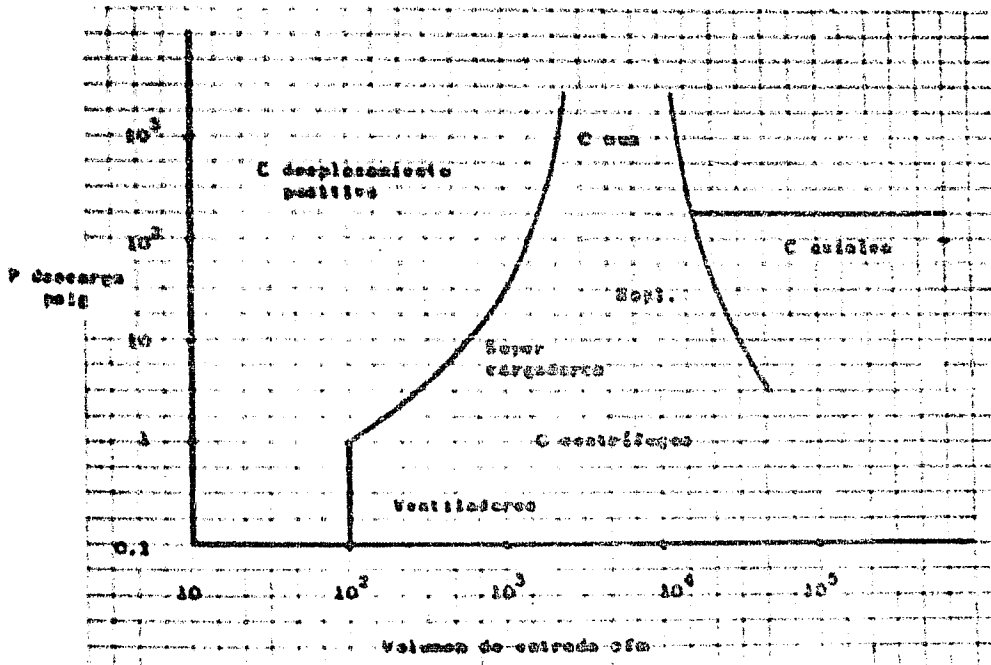


Fig. 33

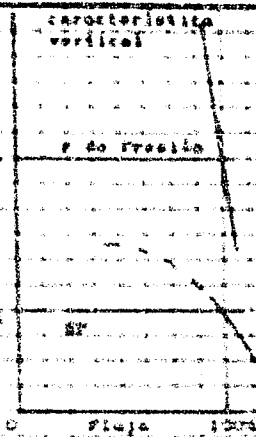


Fig. 23

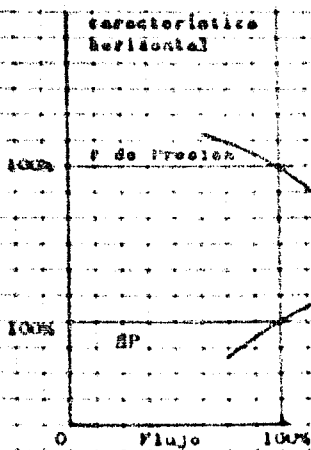


Fig. 24

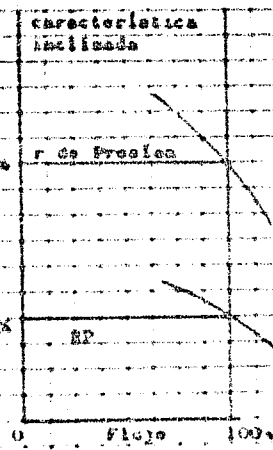


Fig. 25

en numerosos puntos del trayecto del flujo, pero el funcionamiento se expresa generalmente en términos de flujo a la entrada del compresor. Así, el volumen específico a las condiciones de entrada y a una relación dada de flujo de masa de entrada, darán el flujo que entra al compresor. Entonces deberá siempre pensarse tener el flujo en términos de volumen de entrada al compresor.

Un compresor operando con un determinado gas y a una velocidad fija, produce una diferencial de presión contra una característica de flujo que permanece constante. Considerando un compresor de un paso, con el impulsor operando a una velocidad constante y a un volumen dado, una cierta diferencial de presión es producida por los cambios de velocidad en el flujo de gas. Cuando la geometría del compresor permanece constante, la variación de flujo causará una variación de velocidad y la correspondiente variación de la diferencial de presión. De donde sigue que el compresor producirá esta misma diferencial de presión contra característica de volumen en gases distintos, ya que esta diferencial es producida por los cambios de velocidad, los cuales dependerán así bien del volumen que de las propiedades de cada gas. No obstante que hay alguna desviación en esta regla, se puede usar correctamente.

Aún cuando la diferencial de presión contra característica de volumen generada por un paso de compresión puede ser considerada constante, la relación de presión y los cambios de volumen pueden variar generalmente de un gas a otro, o aún variando las condiciones de entrada del mismo gas.

En este capítulo se llevará una secuencia particular de ecuaciones.

En un gas que se supone ideal, la diferencial adiabática se deriva de la ecuación:

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k = \text{constante} \quad (1)$$

En la diferencial politrópica se tiene el exponente n :

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = \text{constante}$$

El exponente k es la relación $\frac{c_p}{c_v}$. (2)

El valor del exponente n se calcula por la ecuación:

$$n = \frac{\log(P_2/P_1)}{\log(V_1/V_2)} \quad (3)$$

donde V es el volumen específico, el cual se lee rápidamente en la gráfica 12.

El diagrama PV de los compresores centrífugos (fig. 26) varía algo del de los recíprocos, pues como se hay claro, no hay expansión de gases.

El gas entra en el punto V_0 (1). La velocidad y el volumen correspondientes aumentan hasta llegar a P_1V_1 (2). En este momento se inicia la compresión, la cual tiene lugar al aumentar la velocidad. La compresión termina en P_2V_2 (3). El gas es descargado continuamente a la presión P_2 (4).

La diferencial de presión se calcula por las ecuaciones:

$$H = \frac{P_1 V_1}{a_1} \frac{k}{k-1} \left[(r)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4)$$

$$H = \frac{Z_1 H T_1}{M} \frac{k}{k-1} \left[(r)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (5)$$

donde H = diferencial de presión.

Z_1 = factor de compresibilidad a la entrada.

a_1 = masa de entrada.

M = peso molecular.

En las ecuaciones anteriores se sustituye k por n para obtener la diferencial politrópica.

La diferencial de presión se puede leer en la gráfica 13.

La diferencial de presión depende entonces del peso molecular, la relación de presión, la temperatura de entrada y el valor de k . Ahora bien, si la curva diferencial de presión volumen es considerada constante para cualquier gas, se puede apreciar que el peso molecular, y la temperatura de entrada, afectan la relación de presión obtenida por paso.

Estos efectos se pueden apreciar en las tablas I y II. En la tabla I se muestra el efecto de la relación de presión de la temperatura de entrada para un paso de compresión produciendo una diferencial de presión de 10,000 pies (3,048 metros) y comprimiendo aire.

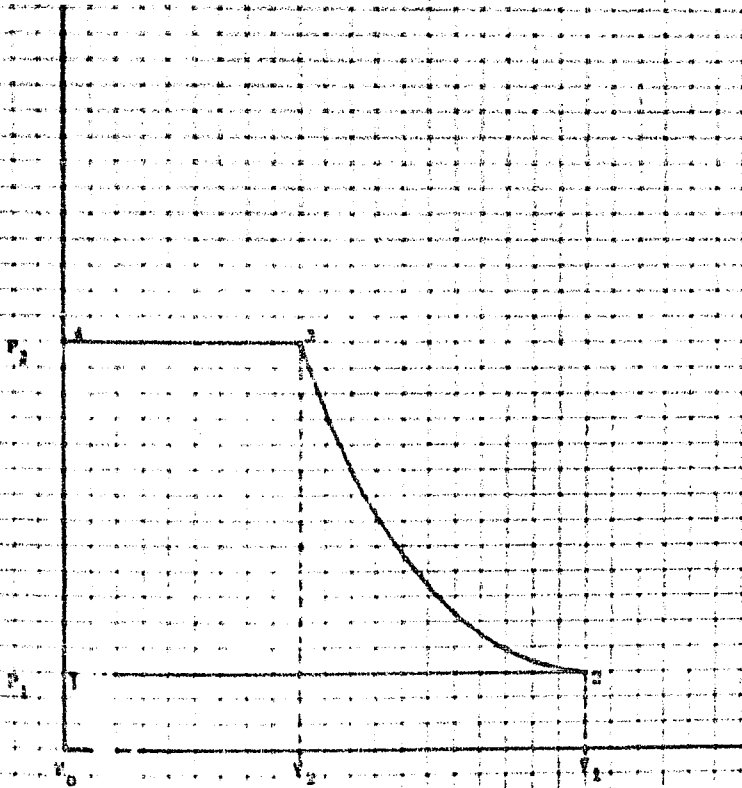


FIG. 28

Tabla I

Efecto de la temperatura en la relación de presión

Diferencial de presión adiabática		Temperatura		
pies	metros	°F	°C	
10,000	3,048	0	- 17.8	1.469
10,000	3,048	50	10	1.419
10,000	3,048	100	37.8	1.377
10,000	3,048	150	65.6	1.343
10,000	3,048	200	93.3	1.314

En la Tabla II se aprecia la diferencia en las relaciones de presión causadas por diferencias del peso molecular. En esta se puede ver claramente que los gases moleculares más altos reportan relaciones de presión más altas con la misma diferencial de presión.

Tabla II

Efecto del peso molecular y de k en r

Diferencial de presión adiabática		Gas	N	k	r
pies	metros				
10,000	3,048	C ₃ H ₈	44.09	1.135	1.703
10,000	3,048	CO ₂	44.01	1.30	1.673
10,000	3,048	Aire	28.98	1.40	1.41
10,000	3,048	CH ₄	16.04	1.31	1.216
10,000	3,048	Hidrocarburos	10.00	1.30	1.131

Para fluidos no compresibles, tales como los usados en bombas de muy baja relación, ventiladores o compresores auxiliares, la diferencial de presión se puede expresar en una forma más sencilla como la relación de la diferencia de presiones entre la densidad del fluido:

$$H = \frac{\Delta P}{\gamma} \quad (6)$$

$$H \text{ (pies)} = 144 \Delta P \text{ (psia)} \times \gamma^{-1} \text{ (lb/ptg}^3) \quad (6')$$

Parámetros de diseño:

Debido a que las turbomáquinas producen e absorben diferencias de

presión exclusivamente por cambios de velocidad en los fluidos, una forma de control es la velocidad del rotor expresada en términos de velocidad periférica del impulsor, y esta está dada por la siguiente ecuación:

$$U = \pi DN \quad (7)$$

$$U \text{ (pies/sag)} = \frac{\pi}{12} DN \quad (7')$$

donde D = diámetro del impulsor en pulgadas.

N = rpm.

La diferencial de presión del compresor o turbina de una geometría dada, será una función cuadrática de la velocidad periférica sola, independientemente del tamaño de la máquina. Es decir, el flujo de volumen será controlado por el diámetro del rotor y por la velocidad periférica con un tipo de paleta y geometría de flujo dados. Dicho de otra forma, si un compresor es aumentado al doble de su tamaño, pero su velocidad periférica permanece constante, producirá la misma diferencial, pero maneja cuatro veces el flujo del compresor original. Si la velocidad periférica del compresor inicial es duplicada, este manejará dos veces el flujo original y producirá una diferencial cuatro veces mayor que la original.

La velocidad periférica es pues la más útil para el diseño, ya que controla las fuerzas mecánicas de la configuración de un determinado rotor. Esto también ocurre como una función cuadrática y es independiente de las dimensiones del rotor.

Para encontrar el efecto de la geometría de flujo al ser controlado por el rotor, por los canales del estator y por las paletas, se llega a la ley básica del impulso: Una fuerza actuando en o por una partícula de un fluido, debe igualar su variación de momento por segundo. El principio se aplica a las condiciones de entrada y salida de un fluido sin fricción en un impulsor de paletas (fig. 27).

Se tiene que U_1 y U_2 son las velocidades del rotor en pies o metros por segundo; W_1 y W_2 son las velocidades de los fluidos relativos al rotor, al ser impulsados por las paletas; C_1 y C_2 son las velocidades absolutas del fluido; Q es el flujo en pies cúbicos o metros cúbicos por segundo.

Entonces el par motor, impulso rotativo o momento de torsión es

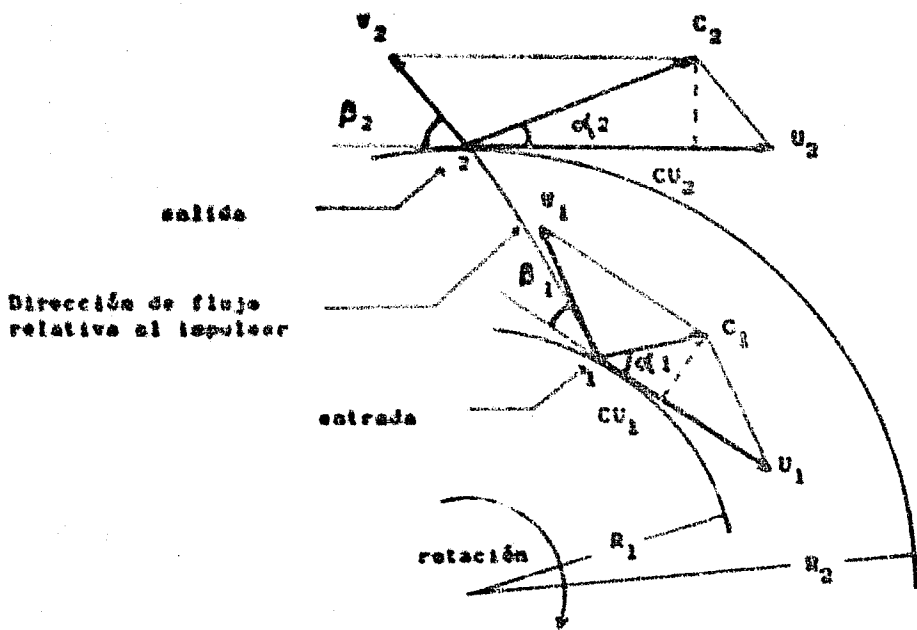


Fig. 27

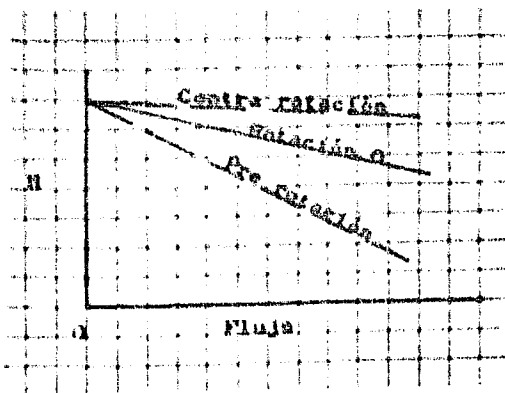


Fig. 28

definida como la diferencia de los componentes periféricos de las fuerzas de impulso.

Por tanto $F_r = (\text{impulso exterior} \times \cos \alpha_2) - (\text{impulso interior} \times \cos \alpha_1)$

$$F_r = \left(\frac{\rho}{g}\right) Q U_2 C_2 \cos \alpha_2 - \left(\frac{\rho}{g}\right) Q U_1 C_1 \cos \alpha_1$$

$$F_r = \left(\frac{\rho}{g}\right) Q (U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad (8)$$

donde g = aceleración de la gravedad.

ρ = densidad.

La diferencial de presión en pies o metros es:

H = energía suministrada/flujo en masa

$$H = \frac{(F_r \times U)}{g} = \frac{(F_r \times \omega)}{g} = \left(\frac{1}{g}\right) (U_2 \omega C_2 \cos \alpha_2 - U_1 \omega C_1 \cos \alpha_1)$$

donde ω = velocidad angular en radianes.

$$\omega = U \times \rho$$

finalmente se tiene:

$$H_{\text{ideal}} = \left(\frac{1}{g}\right) (C_2 U_2 - C_1 U_1) \quad (9)$$

Esta es la ley del impulso aplicable a todas las turbomáquinas, axiales o radiales, compresores o turbinas. El valor H es positivo para compresores y negativo para las turbinas.

En un caso real, con pérdidas debidas a fricción y turbulencia, la diferencial adiabática es menor que la real:

$$H_{\text{ad}} = \frac{\eta_{\text{ad}}}{g} (C_2 U_2 - C_1 U_1) \quad (10)$$

donde η_{ad} es la eficiencia adiabática. Sucede que los ángulos de flujo se desvían un poco de los ángulos de las paletas, la desviación depende del espaciamiento de las paletas y o de las potencias consumidas. Esta desviación resulta una reducción de C_2 y por lo tanto reduce la eficiencia adiabática debajo de la de un impulsor hipotético con un número infinito de paletas. Esta corrección es usual entre 10 y 20% y ha sido establecida experimentalmente y es útil en diseño. A esta desviación se le conoce como deslizamiento.

La ecuación (10) es útil para diseño en varias formas, sirve

para:

1.- Calcular la diferencial de presión de diseño por los diagramas de velocidad de entrada y salida.

2.- Calcular el efecto del efecto del ángulo de las paletas fijas en la diferencial de presión contra características de flujo.

3.- Calcular el efecto de los ángulos de descarga de las paletas del impulsor (β_2) en las características de diferencial de presión flujo.

Por ejemplo, con un remolino cero de entrada, el término Cu_1 desaparecerá y entonces se tendrá:

$$H_{ad} = \frac{\gamma_{ad}}{g} Cw_2 U_2 \quad (10')$$

Cuando el gas está entrando al impulsor en la dirección de rotación, Cu_1 es positivo y el término $Cu_1 U_1$ causa una reducción de la diferencial de presión o acción de descarga. Si Cu_1 aumenta linealmente con el flujo, la curva diferencial contra flujo espignará su pendiente negativa. Recíprocamente la contrarrotación de flujo que entre, aumentará la diferencial de presión y reducirá la pendiente de la curva diferencial contra flujo. La figura 28 ilustra el efecto de las paletas de prerrotación y contrarrotación en la diferencial ideal de un impulsor. Así pues, se deberá ajustar la diferencial contra característica de flujo.

El ángulo de descarga del impulsor β_2 , obviamente es útil en el diseño para poder controlar la magnitud de Cw_2 y así, la diferencial adiabática con una velocidad periférica de U_2 . Si β_2' es el ángulo de flujo de salida o el ángulo β_2 corregido por deslizamiento, y Cw_2 es el componente de velocidad radial o meridional, entonces:

$$Cw_2 = U_2 \left(\frac{Cw_2}{\tan \beta_2'} \right) \quad (11)$$

y con un prerromolino de cero

$$H_{ad} = \frac{\gamma_{ad}}{g} (U_2^2) \left[1 - \left(\frac{Cw_2}{U_2 \tan \beta_2'} \right) \right] \quad (12)$$

si β_2 es el ángulo de la paleta y β es la corrección por deslizamiento, entonces:

$$\text{Ead} = \left(\frac{V_{ad}}{g} \right) (U_2^2) \left[1 - \beta - \left(\frac{C_{a_2}}{U_2 \tan \beta_2} \right) \right] \quad (13)$$

Así, la diferencial adiabática aumenta con β_2 , además, como C_{a_2} es una función lineal de la relación de flujo de volumen a la entrada (excepto para correcciones de compresibilidad entre la entrada y la salida del impulsor), entonces resulta que:

1° Con paletas radiales, en las que β_2 es igual a 90° , la ecuación (13) se hace:

$$\text{Ead} = \left(\frac{V_{ad}}{g} \right) (U_2^2) (1 - \beta) \quad (14)$$

independientemente del flujo. Con una eficiencia de 100%, la curva de diferencial ideal contra flujo será una línea horizontal (fig. 19).

2° Con paletas inclinadas hacia atrás, en las que β_2 varía de 0° a 90° , la ecuación es satisfecha solo con un flujo de cero, cuando $C_{a_2} = 0$. Cuando el flujo aumenta, la diferencial ideal es reducida linealmente y la curva diferencial ideal contra flujo tiene una pendiente negativa (fig. 20).

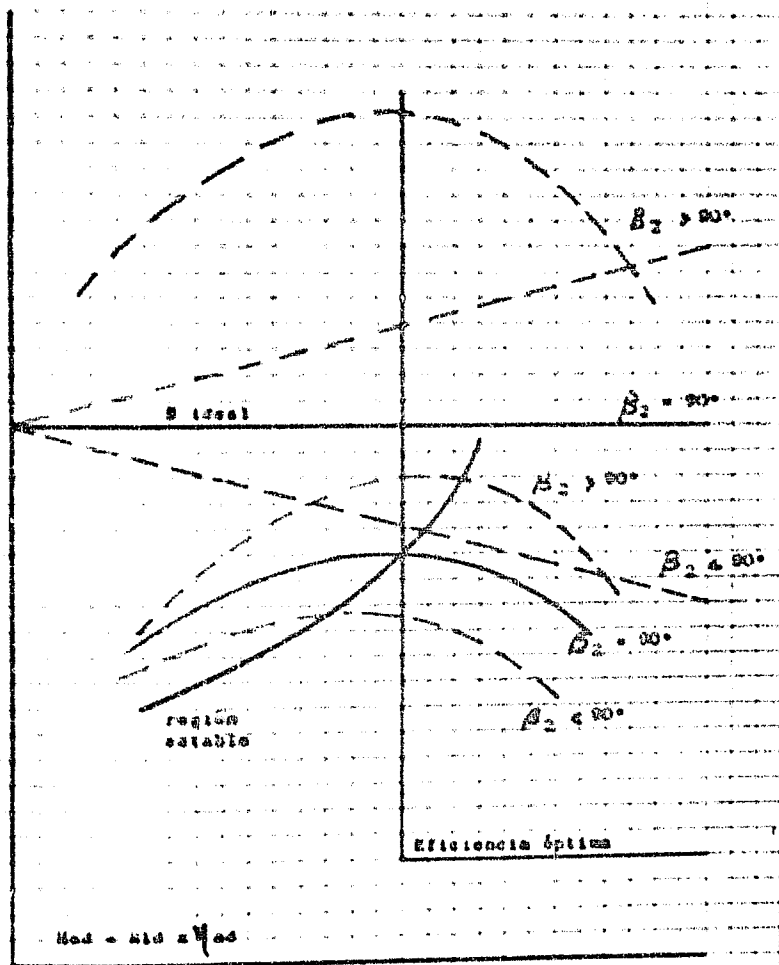
3° Con paletas inclinadas hacia adelante, en las que β_2 es mayor que 90° , sucederá que la curva diferencial de presión contra flujo tiene una pendiente positiva (fig. 21).

En la práctica actual, la curva de eficiencia es con la conservación hacia abajo, así como las curvas de diferencial adiabática contra flujo.

Solamente la porción superior de la curva dará una operación estable del compresor en conjunción con un sistema o proceso. Un impulsor con paletas inclinadas hacia adelante, aún cuando se quiera que produzca diferenciales altas, puede solo operar en un rango limitado y se vuelve ineficiente. De pues, usual en ciertos ventiladores de bajas velocidades y donde las limitaciones no son críticas.

Las paletas inclinadas hacia atrás proporcionarán un rango de operación estable, el cual incluye el área de mayor eficiencia. Este tipo de paletas es usado solamente en compresores líquidos.

Las paletas radiales proporcionan altas diferenciales con buenas eficiencias, pero con rango limitado. Naturalmente, un impulsor



Flujo

Fig. 29.

radial puede ser mas fuerte que cualquier otro tipo y puede operar a velocidades mas altas, siendo velocidades periféricas.

La fuerza centrífuga depende entonces, de la velocidad periférica del impulsor y de la densidad del gas. La velocidad periférica y la diferencial de presión desarrollada, están limitadas por la velocidad del sonido del gas en cuestión, ya que la velocidad periférica no puede ser mayor que la velocidad del sonido. La velocidad del sonido en un gas se calcula por la ecuación:

$$V_{\text{sonica}} = \left(\frac{2kR}{M} T \right)^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

donde k = factor de compresibilidad.

M = peso molecular.

La velocidad del sonido en algunos gases se puede leer en la gráfica 14.

El número de Mach es la relación de la velocidad del gas en cualquier punto entre la velocidad del sonido en el gas.

$$\text{Mach} = \frac{U}{V_{\text{sonica}}} \quad (16)$$

El número de Mach no debe ser el punto de mayor velocidad de la unidad. Un valor usual de Mach es de 0.5 a 0.75 para el diseño, pues la eficiencia cae cerca de Mach = 0.9 - 1.0, el impulsor cesa de producir presión adicional y flujo, el cual llega a un máximo.

Coefficientes de presión y flujo. Para simplificar los cálculos, se usan dos coeficientes adimensionales. Uno es el coeficiente de presión o de diferencial de presión Ψ , el otro es el coeficiente de flujo ϕ .

El coeficiente de presión está dado por la ecuación :

$$\Psi = \text{Had} \frac{U^2}{U_2^2} \quad (17)$$

Si se aplica el factor de presión a la ecuación de diferencial de presión con un proreemolino de cero, se tendrá:

$$\text{Had} = \left(\frac{U^2}{U_2^2} \right) \left[1 - k - \left(\frac{C_{m2}}{U_2 \tan \beta_2} \right) \right] \quad (18)$$

y se encuentra que:

$$\Psi = \eta \left[1 - \lambda - \left(\frac{C_{p2}}{U_2 \tan \beta_2} \right) \right] \quad (19)$$

Así, el coeficiente de presión combina el ángulo de la paleta, el deslizamiento y los efectos de la eficiencia en un solo valor. Este valor para el mejor punto de diseño de compresores centrífugos es de 0.501 a 0.041 en compresores industriales, a 0.63 (a 0.04) en paletas radiales e inclinadas hacia adelante. Eficiencias altas y números de paletas altos y deslizamientos bajos conducen a altos valores del coeficiente de presión. Algunas veces, este coeficiente es definido en la literatura como:

$$\Psi = \text{Mad} \frac{U_2^2}{U_1^2} \quad (20)$$

esto es dos veces el valor de la ecuación (17).

Si Ψ es conocido o estimado, la diferencial de presión se calcula simplemente por la ecuación:

$$\text{Mad} = \Psi \frac{U_2^2}{g} \quad (21)$$

es decir, una función de la velocidad periférica, independiente de las dimensiones de la máquina o de las revoluciones por minuto.

El coeficiente de flujo ϕ se usa para definir la capacidad de manejar el flujo de cierta geometría de impulsor. Este coeficiente está definido por la ecuación:

$$\phi = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2 U} \quad (22)$$

$$\phi = \frac{3.036 Q}{D^2 U} \quad (22')$$

donde Q = flujo de entrada en cfm.

D = diámetro en pulgadas.

U = velocidad periférica del impulsor en pies/seg.

Por sustitución en la ecuación (7') se tiene:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{700 Q}{D^3 N} \quad (23)$$

Este coeficiente permite que el flujo de un impulsor dado sea definido por la ecuación:

$$Q = s D^2 U \frac{\pi}{4} \quad (24)$$

$$Q = \frac{1}{3.033} s D^2 U \quad (24')$$

que muestra el efecto lineal de la velocidad periférica y de la función cuadrática del diámetro del impulsor, como se indicó anteriormente.

Las relaciones entre la geometría del impulsor y el coeficiente de flujo se muestran en la figura 30, donde se aprecia que pequeños coeficientes de flujo causan una fricción excesiva y pérdidas por escapes en los compresores centrífugos y axiales.

Al iniciarse el diseño de los turbocompresores, se usó un parámetro conocido como velocidad específica N_s . Pero la mayoría de las definiciones de esta velocidad no eran adimensionales, por ejemplo:

$$N_s = N \frac{K}{H} \quad (25)$$

y así variaban con el uso de ambos sistemas.

Los términos adimensionales como:

$$N_s = N \frac{Q}{(gH)^{3/4}} \quad (26)$$

$$N_s = \frac{Q}{ND^3} \quad (27)$$

fueron útiles, pero no fueron aceptados universalmente, sino en bombas de líquidos. El coeficiente s es más fácil de usarse.

Compresión de vapor. Las ecuaciones (1), (2), (4) y (5) se aplican a todos los gases y a los vapores recalentados. Como siempre, para condiciones de bajo sobrecalentamiento, el cp y el valor de k varían considerablemente durante la compresión. Las condiciones de entrada y salida se pueden calcular rápidamente con el diagrama de

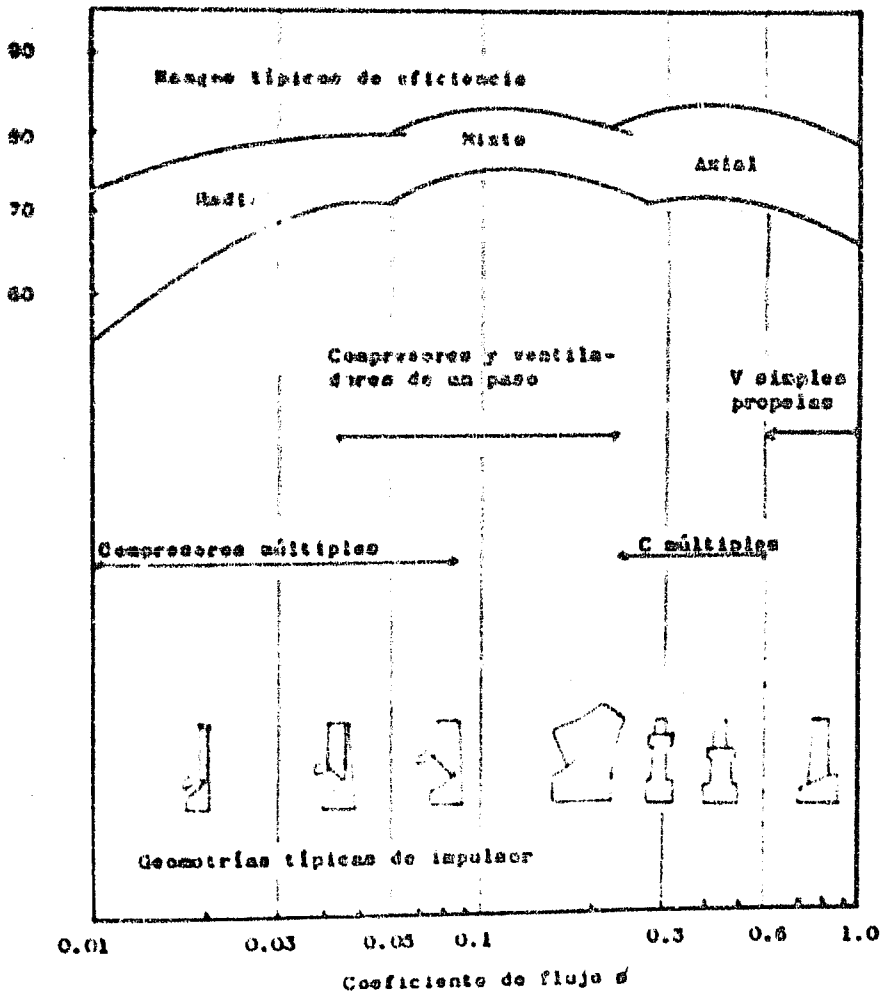


Fig. 30

Mellier.

Requerimientos de cabalaje. Conociendo la diferencial de presión, el flujo y la eficiencia, la potencia que requiere el compresor está dada por la ecuación:

$$CV = \frac{H_{ad} \times V}{\eta_{ad}} \quad (28)$$

$$HP = \frac{H_{ad} \times V}{33,000 \eta_{ad}} \quad (28')$$

donde V = flujo en lb/min o en kg/min.

En caso de conocer la diferencial politrópica y la eficiencia, entonces se deberá sustituir en la ecuación (28).

$$H_{ideal} = \frac{H_{ad}}{\eta_{ad}} = \frac{H_{pol}}{\eta_{pol}} = \frac{\text{Trabajo suministrado}}{\text{Fluido en masa}}$$

La curva H_{pol} contra Q es casi una línea recta, mientras que la curva potencia contra Q es esencialmente una línea recta que pasa por el origen si el compresor es de paletas radiales. Si el compresor es de paletas inclinadas hacia atrás, la curva será una parábola.

La potencia de la flecha es mayor que la potencia ideal debido a los baleros, cojinetes, sellos y varía aproximadamente del 1 al 3% en compresores medianos y grandes.

Caracteres mecánicos. Los compresores centrífugos son relativamente simples mecánicamente, tienen pocas componentes que son el rotor, sellos, baleros, cojinetes y ejes y la armadura.

Water. El rotor sostiene al eje, los impulsores, espaciadores, etc. y es uno de los mayores desafíos en ingeniería. Las velocidades del rotor varían de 1,200 rpm en ventiladores hasta 6,000 a 12,000 rpm en compresores de refinación industrial, y hasta de 20,000 a 30,000 rpm o mayores en turbocargadores pequeños y compresores de turbinas de gas.

Impulsores. Los impulsores deberán ser diseñados para una eficiencia aerodinámica deseada y de una estructura resistente y deberán estar balanceados estáticamente y dinámicamente a ciertas tolerancias. Estos deberán ser montados cuidadosamente, sin instrumentos de extensión operacional o distorsión térmica, para retener un balance correcto.

La forma más simple de impulsor es el que está construido al remachar paletas de curvatura sencilla entre un disco y una cubierta con perfil de acero forjado. Este tipo de impulsor se usa en compresores múltiples de velocidad periférica moderada de 600 a 800 pies/seg (180 a 240 m/seg), pudiéndose obtener hasta 1000 pies/segundo (300 m/seg) operacionalmente.

Los impulsores de aluminio o de acero fundidos, abiertos y cerrados son usados donde altas producciones justifiquen el costo del modelo. Los impulsores de aleaciones de aluminio son usados en supercargadores hasta de 1300 pies/seg de velocidad periférica (400 m/seg).

Para velocidades periféricas extremas de 1200 a 1600 pies/seg (360 a 480 m/seg), de paletas radiales, los impulsores semicubiertos con perfiles de aluminio, magnesio o aleaciones de acero son los indicados.

La eficiencia aerodinámica de un impulsor está controlada por:

- 1.- Diseño del flujo de entrada (condiciones de aproximación).
- 2.- Areas y curvaturas de las entradas de flujo.
- 3.- Suavidad relativa de las superficies aerodinámicas.
- 4.- Número de Reynolds.
- 5.- Número de Mach.

Los incisos 3 y 4 controlan las pérdidas por fricción, las cuales aumentan a medida que el tamaño físico aumenta, puesto que los términos

1, 2 y 5 afectan la turbulencia y pérdidas por separación de flujo. Para un control de flujo mínimo, necesario en compresores de altas relaciones de presión, con flujos de altos números de Mach, la velocidad del impulsor y la potencia de diseño requeridas por las paletas son calculadas y optimizadas. Deben ser evitados los cambios rápidos de velocidad y los regímenes supercríticos que podrían llevar a la separación del flujo.

Los impulsores modernos tienen eficiencias de 83 a 90% y hasta de 93%; estos pueden producir eficiencias por paso de 80 a 85% en compresores simples de capacidades de 5000 a 20,000 cfm (150 a 600 m³/min), teniendo una buena entrada. Los compresores múltiples con entradas al impulsor relativamente cortas, tienen eficiencias por paso de 75 a 80% y en un compresor adiabático de cámara eficiencia varían de 70 a 80% dependiendo del tamaño y de la relación de presión.

Las fuerzas del impulsor debidas a las fuerzas centrífugas son una función de la configuración del diseño y de la densidad del material, y una función cuadrática de la velocidad periférica. Con una geometría dada, la velocidad periférica permitida y la diferencial por paso dependen de la relación de fuerzas producidas y del peso específico del impulsor.

El sistema del rotor, incluyendo a la flecha, deberá ser diseñado para una mínima deflexión en todos los rangos de velocidad de operación. Las velocidades críticas, que son las RPM coincidiendo con la frecuencia natural, deberán ser conocidas de antemano y fijadas arriba o abajo de las velocidades de operación, usualmente con un margen de 15 a 20%. Los rotores pequeños hasta para tres pasos de compresión, pueden operar usualmente debajo de la primera velocidad crítica. Los rotores grandes, desde cuatro pasos en adelante, están diseñados para trabajar entre la primera y la segunda críticas.

La primera velocidad crítica es aquella en la cual la flecha vibra entre dos nodos en los dos cojinetes. En la segunda crítica, la línea de deflexión tiene un tercer nodo entre los cojinetes. La segunda crítica está ordinariamente entre dos y cuatro veces la exactitud de la primera crítica; esta es fuertemente afectada por sobrepesos tales como copias pesadas. Todas las velocidades críticas están afectadas por

la flexibilidad de la flecha, así como por la flexibilidad de la instalación de las válvulas, armadura etc. Con el objeto de eliminar o disminuir las vibraciones se usan amortiguadores secundarios. Las vibraciones así disminuidas son del orden de 0.001 pulgadas (0.0254 mm.).

La operación arriba de la segunda velocidad crítica es generalmente evitada en los compresores industriales, puesto que la flexibilidad llevará a un severo sellado de los discos bajo ciertas condiciones.

Las vibraciones de torsión de la flecha, las cuales constituyen un problema en los compresores rotatorios, no son significativas en los turbinocompresores.

Armadura. El diseño de la armadura es hecho en función de las niveles de presión y de los requerimientos de sellado.

El tipo de armadura horizontal permite abrir la unidad con el objeto de revisar los elementos de la máquina. El sellado alrededor de la pestaña horizontal debe ser llevado a cabo usualmente sin empaques, sobreponiendo ambas mitades de la armadura. Esto y el sellado de las inserciones del estator presentan un problema a altas presiones, o con gases de bajo peso molecular tales como el helio, hidrógeno, metano etc. Para gases de bajo peso molecular, el tipo de armadura preferido es el de barril y usando empaques de metal, estanco, neopreno y silicona.

La armadura de barril es de construcción simple y accesible en compresores pequeños de uno y dos gases. En compresores múltiples, la accesibilidad es mejorada por un diseño doble con una brida horizontal dentro del ensamble del estator. Este diseño es más originalmente en bombas de alimentación de calentadores y se usa ahora en la recirculación de compresores de gas a niveles de presión de 300 a 1500 psi (35 a 100 kg/cm²) en compresores de aire.

Las armaduras de barril son usadas en todas las líneas de compresores auxiliares de gas. Tienen un diámetro hasta de 8 pies (240 cm) y un grosor de 2.5 a 5 pulgadas (6 a 13 cm).

Los materiales de construcción de las armaduras son de hierro colado, hierro dúctil, acero fundido. Para bajas temperaturas se usan aceros con 5 a 7% de níquel. Para gases corrosivos se usa acero inoxidable. Las inserciones de la armadura, difusores, diafragmas y guías están construidos de acero o hierro fundido de alto grado. Si el compresor es enfriado con agua, se deberá usar bronce o aluminio.

Las muelinas de las armaduras deben ser lo suficientemente fuertes para soportar las cargas debidas a las tuberías y a las tobernas, y la cimentación y construcción de la base deberá ser igualmente fuerte. Las cargas por las tuberías no deberán exceder del 30% del peso estático del compresor y deberán ser minimizadas lo mas posible por medio de soportes de tuberías, uniones de expansión cerca del compresor etc.

Componentes aerodinámicos. Los componentes aerodinámicos (estacionarios) son parte de la armadura o están dentro de ella. Ellos son:

- 1° Bujes de entrada (entre la pastana interior y la guía del primer paso).
- 2° Sellos o anillos de entrada, a la entrada de cada impulsor.
- 3° Difusores en la periferia de cada impulsor.
- 4° Comunicaciones entre cada paso.
- 5° Colector principal de descarga en la pastana de descarga.

Los difusores y pasajes entre cada paso están combinados en diafragmas ensamblados, con paletas fijas. Las paletas fijas son a veces intercambiables con paletas de prerrotación, de resplino cero y con contrarrotación, para correcciones de funcionamiento. Los difusores en compresores industriales son en su mayoría sin paletas y ofrecen una curva muy amplia de eficiencia. Los difusores de paletas son usados en pasos de altas relaciones de presión, y en impulsores de bajos coeficientes de flujo, pues permiten una difusión mas rápida y una eficiencia de diseño mayor. Las comunicaciones de retorno entre el difusor y las paletas fijas del siguiente paso cambian el flujo de dirección periférica en dirección radial.

Sellos de la flecha. Los sellos se usan con el objeto de evitar las fugas, especialmente en caso de que el gas sea tóxico, inflamable, costoso y a altas presiones.

Las velocidades de fricción en los sellos deberán ser de 150 a 200 pies/seg (45 a 60 m/seg).

Los sellos para altas velocidades son de tres clases:

- a) Sellos de laberinto.
- b) Sellos de anillos de ajuste.
- c) Sellos mecánicos.

Ninguno de los sellos anteriores es perfecto-

a) Sellos de latorialo. Este tipo de sello es el mas antiguo, es fácil de construir y es libre de problemas. La relación de escape es relativamente alta (1 a 20 del flujo del compresor en unidades pequeñas), pero fácil de calcular. Este tipo de sello es usado universalmente en juntas entre cada pase, en las flechas de los ventiladores y en otros donde se toleran pequeñas pérdidas de gas. (Fig. 31).

También existe un tipo, el cual consiste en dientes rotatorios de material duro, lo cual permite operar con un claro de casi cero y manteniendo pequeñas fugas. El material usado en estos casos deberá ser bronce, aluminio, grafito, hierro fundido suave, una aleación plomo-estaño y acero inoxidable elevados para altas temperaturas.

b) Sellos de anillos de ajuste. Este tipo de sello, apoyado con sellos de aceite de alta presión, es muy usado en compresores de hidrocarburos a alta presión, para refrigeración, para transmisión de gas etc. Los anillos de ajuste, usualmente son de acero babbit de 0.75 a 1 pulgada (19 a 25 mm) con un claro en el diámetro de la flecha de 0.001 a 0.004 pulgadas (0.025 a 0.100 mm). Estos deberán girar con el rotor y sellar con la armadura. La presión de aceite de sellado es mantenida 1 a 15 psi por encima de la presión del gas (0.35 kg/cm^2 a 1.05 kg/cm^2). El sellado es por medio de dos direcciones, a través del anillo de ajuste interior hacia la región de alta presión y a través del anillo de ajuste exterior hacia la región de presión atmosférica. El sistema de sellado por aceite es costoso y complicado, pero el sello está libre de desgaste y es muy seguro.

c) Sellos de anillo. Este tipo de sello opera de forma parecida al tipo de anillos de ajuste, con el principio del flujo capilar a través de un claro cerrado, pero el fluido de sellado es usualmente un gas o vapor. En turbinas de gas se usan anillos de carbón y también en compresores de gas o vapor, así como en los de aire. En caso de que el gas de sellado contenga algo de humedad, esta lubricará a los anillos de carbón y los claros serán muy pequeños, y por lo tanto, las fugas serán muy reducidas. Actualmente se están usando anillos de metal para áreas de baja presión.

d) Sellos mecánicos. Este tipo de sello consiste en un sello no rotatorio perpendicular al centro de la flecha, un miembro rotatorio de material compatible, un resorte, fuelle o imán que retenga

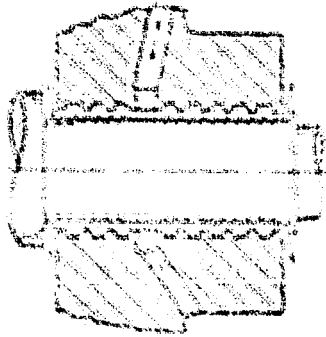


Fig. 31

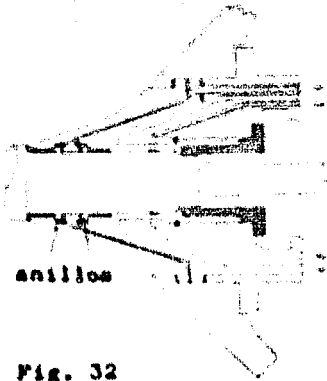


Fig. 32

a un anillo contra el eje y un sello axial secundario entre el anillo sellado del sello y la flecha o caja. Los materiales pueden ser carbón o cerámica contra acero, acero inoxidable, stellite o cerámica dura. Los sellos secundarios son anillos de hule, anillos de tipo platis e fuelles de cristal, neopreno e teflón. El sello primario tendrá muy poca presión si se enfría e lubricado por un líquido.

Cojinetes. Los cojinetes en los compresores centrifugos son generalmente del tipo de collarín, que son los usados en las turbinas de gas. Los cojinetes deberán tener sistemas de lubricación de aceite a presión cuando excedan las velocidades de 3000 rpm.

En los sistemas pequeños de alta velocidad las cargas en los cojinetes deberán ser muy pequeñas para una operación estable. La falta de aceite puede agravar el giro del eje y operar dentro del claro del cojinete. Este fenómeno, llamada también vibración de aceite se manifiesta por un desgaste excesivo y una operación ruidosa y se puede evitar o corregir de la siguiente manera:

- 1° Elevando la carga del cojinete.
- 2° Usando una chumacera multicojinada.
- 3° Variando el claro (algunas veces).

Los cojinetes multicojinados (elípticos, o de dos, tres o cuatro lóbulos) tienden a centrar la flecha entre dos, tres o más puntos del soporte periférico.

Los materiales de los cojinetes son bronce, acero cubierto con babbit y aluminio.

El lubricante preferido es aceite mineral ligero SAE 10 ó 20. Los aceites pesados deberán usar donde la viscosidad sea abatida por contaminaciones (frecuas) o donde los sistemas de lubricación estén combinados con turbinas, engranes y motores. Los aceites sintéticos tales como fosfato ésteres son usados en ciertos tipos de compresores por su resistencia al fuego. En cierto tipo de compresores de oxígeno se usa agua como lubricante y fluido sellante y cojinetes de óxido de aluminio. Los cojinetes lubricados por aire o gases son muy usados en turbomáquinas pequeñas de plantas nucleares (recirculadores de helio).

Copias. Las copias de la flecha deberán permitir un desplazamiento axial considerable de la flecha (aproximadamente 1/8 de pulgada

¿ y se comprime mediante) y una desalineación angular menor. La desalineación a altas velocidades deberá ser eliminada, incluso haciendo una alineación en caliente de la cámara, en frío, inmediatamente después de haber estado trabajando. Los rotores están dinámicamente equilibrados y son de construcción tipo engrase. La lubricación de los mismos se hace por un sistema de recirculación de aceite.

Tipos de compresores centrifugos. Los compresores centrifugos de simple y múltiple efecto están agrupados en diferentes categorías en base a relaciones de presión (o diferenciales), niveles de presión y algunas veces, tipo de servicio.

Ventiladores. Los ventiladores elevan la presión a solo unas pulgadas de agua, usualmente son de simple efecto y mueven aire, gas o vapor contra diferencias muy bajas entre niveles atmosféricos. La densidad aumenta a veces del 7%, las capacidades varían de 100 a 100,000 cfm (2.8 a 2800 litros/minuto). Los bajos niveles de escape en el rotor y la armadura permiten construcción ligera, usualmente en láminas. Los coeficientes de flujo son muy altos (0.15 a 0.30) requiriendo impulsores duros a la entrada.

Los impulsores debería tener:

- a) Paletas radiales, para construcción barata.
- b) Laminas de artillo o paletas inclinadas hacia adelante, para flujo máximo a velocidades altas del rotor.
- c) Paletas inclinadas hacia atrás, para una buena eficiencia y una curva plana de potencia.

El último tipo de impulsor, con paletas alocas y forma de superficie de sustentación en ventiladores grandes, tendrán eficiencias de 80% total o de 65% estática. Los ventiladores simples tendrán eficiencias de 60% total y de 40 a 50% estática. Los diferenciales y eficiencias estáticas basadas solamente en aumentos de presión son mucho menores que las diferenciales o eficiencias totales, las cuales incluyen energía de velocidad. La diferencia entre los dos valores puede ser disminuida por un ducto difusor en la descarga de la armadura.

Compresores auxiliares. Los compresores auxiliares son de baja relación de presión, que en su mayor parte son compresores simples y que trabajan a niveles de presión altos. Los compresores auxiliares de las líneas de gas natural son de este tipo y operan con relaciones de presión de 1.05 a 1.015 en un paso y hasta 1.05 en dos pasos, y a unos niveles de presión en la descarga hasta de 70 a 80 atmósferas. Los reestructuradores para procesos químicos, como síntesis de amoníaco

debería operar a niveles de presión de 3000 a 3500 psia (200 a 240 atm); los recirculadores de CO_2 o de helio, para enfriar reactores nucleares han sido diseñados para temperaturas de 500 a 1000° F (260 a 520°C) y a presiones de 300 a 500 psia (20 a 34 atm).

Los compresores axiales de gas deberán absorber una gran cantidad de potencia, de 3000 a 15000 CV en un impulsor de un paso de 24 a 18 pulgadas de diámetro (60 a 97 cm), por consiguiente, estos son diseñados para eficiencias de 80 a 85%. Adicionalmente deberán operar en un rango de flujo muy amplio (50 al 150% del flujo de diseño). El medio de sellado de la flecha es por medio de anillos de ajuste o de película de aceite, aunque existe sistemas de sellado de alta precisión y con muchas precauciones. Los armadores son del tipo de barril, pesados y rígidos, diseñados para soportar presiones internas muy altas y cualquier distorsión debida al peso de la tubería. El control de una operación amplia se obtiene por máquinas de velocidad variable, o con paletas fijas de entrada móvil con accionadores de velocidad constante.

Sopladores, compresores y exhaustores. Aunque no hay una definición entre sopladores y compresores, se considera que los sopladores elevan la presión hasta 55 psia (3.8 atm), o que llevan aire atmosférico a relaciones de presión de 1.3 a 1.4 en un paso y de 2 a 4 en pasos múltiples. A los compresores se los denomina así cuando son para aire a altas relaciones y para gases y vapores a relaciones cualesquiera. Los exhaustores son compresores o sopladores que tienen una presión subatmosférica a la entrada y una presión superior a la atmosférica en la descarga.

Los sopladores de un paso con capacidades de 2000 a 20,000 cfm (60 a 600 m³/min) están contruidos para cubrir las necesidades de aire de combustión en una planta de fuerza. Los impulsores operan a velocidades periféricas de 500 a 900 pies/seg (15 a 27 m/seg) y con esfuerzos moderados. Están fabricados de acero forjado, acero fundido, y los de pequeños tamaños son de aluminio.

Los compresores de un paso, para aire tales como los supercargadores y componentes de turbinas de gas pequeñas o para gases pesados, como freones en refrigeración y en plantas de difusión de gas, están contruidos para relaciones de presión de 1.5 a 5 comercialmente y hasta 7 experimentalmente. Algunos de estos representan la última

palabra es refinamiento aerodinámico para manejar flujos con un número de Mach alto. Las velocidades absolutas de los flujos fuera del impulsor deberán ser subsónicas y deberán ser primero reducidas a valores subsónicos en un difusor de paletas y entonces llevarlos a números de Mach de 0.3 a 0.4 en un difusor de tipo voluta.

Si el gas entrante es aire, las altas relaciones de presión se pueden obtener con diferenciales modestos y velocidades periféricas cercanas del impulsor y presentan un problema mecánico frecuente. Como siempre existe el problema del alto número de Mach debido a la velocidad muy baja del gas en tales gases y requiere una atención muy cuidadosa para condiciones de flujo transónicas y supersónicas.

Los compresores para aire, de altas relaciones de presión deberán dar diferenciales del orden de 10,000 a 50,000 pies (3000 a 15000 metros) en comparación de los 5000 a 12,000 pies (1500 a 3600 metros) por paso en la mayoría de los compresores industriales.

Estos compresores de altas relaciones de presión tienen altas eficiencias, de 70 a 80% dependiendo del tamaño y tienen gran ligereza. El rango de operación estable y eficiente es inherentemente pequeño de 85 a 105% del flujo de diseño, a menos que sea aumentado por mecanismos de geometría variable. Esta sensibilidad a la desviación del flujo de diseño es básica; esto es debido a las paletas radiales y a las velocidades casi sónicas que causan pérdidas altas por colisión y separación de flujo al margen de diseño de los ángulos de incidencia de las paletas. Por esta razón, los compresores con relaciones de presión extremas por paso están limitados en su utilidad a supercargadores, turbinas de gas y aplicaciones similares donde se tolera un rango limitado.

Compresores múltiples. Actualmente es posible con un compresor centrífugo de un paso operar con diferenciales hasta de 50,000 pies (15,000 metros). A primera vista se ve que un compresor de un paso sería suficiente y no tendría caso un compresor múltiple. No obstante, es evidente que existen muchos requerimientos de operación en compresores industriales, tales como:

1.- Un rango estable y amplio de operación, que varía de 50 a 130% del flujo de diseño en pequeñas relaciones, hasta del 85 al 110% en altas relaciones.

2.- Velocidades limitadas de los motores accionadores.

3.- Disponibilidad de valeros, coples y sistemas de sellado a bajas velocidades.

4.- Adaptabilidad a condiciones variables por intercambio de componentes de paso estándar.

Esto indica claramente la necesidad de compresores múltiples de bajas diferencias. Los compresores múltiples son usados universalmente en la industria de la refinación.

Además que el número de pasos en una sola unidad es limitado por las siguientes consideraciones:

1.- Excesiva flexibilidad de la flecha. La operación cerca o arriba de la segunda velocidad crítica lateral de la flecha debe ser evitada.

2.- Excesivas temperaturas del gas cerca de la descarga, causando reacciones no deseadas, tales como oxidación, polimerización etc.

3.- Excesiva demanda de cabalaje para los pasos mayores debido a las altas temperaturas de entrada.

Los límites anteriores varían, pero generalmente restringen las diferencias totales de compresores no enfriados para hidrocarburos hasta 40,000 pies (12,192 metros); para aire hasta 50,000 pies (15,240 metros) y si se desea una eficiencia isotérmica máxima, de 20,000 a 25,000 pies (6,096 a 7,620 metros); y para cloro y oxígeno hasta menos de 20,000 pies (6,096 metros).

Compresores con enfriamiento. Si el calor de compresión no es necesitado en el proceso químico, entonces la potencia de compresión deberá ser reducida por enfriamiento del gas en uno o varios puntos del proceso de compresión. El trabajo mínimo de compresión es el isotérmico, que sería el proceso ideal en un compresor sin fricción y en el cual el calor sería removido inmediatamente después de ser generado. La diferencial isotérmica está dada por la siguiente ecuación:

$$H_i = p_1 V_1 \ln r = ZNT_1 2.3 \log_{10} r$$

La tabla III da una idea de la reducción de la potencia por enfriamiento, para aire y propano.

Tabla III

Reducción de potencia con enfriamiento

Relación de presión	Relación de presión			
	1.5	3	6	12
Aire $k = 1.4$	1.0	0.831	0.768	0.688
Propano $k = 1.15$	1.0	0.931	0.890	0.847
Reducción posible de potencia				
Aire	0	14.9%	23.2%	31.2%
Propano	0	6.9%	11.0%	15.3%

Como se puede apreciar, la reducción es bastante significativa a altos valores de k .

En la práctica, la eficacia del enfriamiento es disminuida por pérdidas de presión, por temperaturas aproximadas y por limitaciones de costo y volumen. En consecuencia, se considera que el enfriamiento vale la pena en gases diatómicos y aire a relaciones de presión de 2 a 3, y entre 5 a 6 en hidrocarburos pesados. El enfriamiento puede ser llevado a cabo por las siguientes métodos:

- 1.- Interenfriadores instalados entre compresores individuales o entre pasos o grupos de pasos en un compresor.
- 2.- Cambiadores de calor internos (diafragma, enfriador de la armadura) donde algunos de los pasajes aerodinámicos constituyen la superficie del cambiador de calor.
- 3.- Gas de enfriamiento, por inyección del mismo, donde algunos gases del proceso de baja temperatura son alimentados a los pasos superiores de compresión.
- 4.- Enfriamiento por inyección de líquido, usando agua o un gas licuado de un proceso en las entradas de uno o mas pasos, para enfriar por evaporación (ej. amoníaco en aire).

Los métodos más aceptados son el (1), el (3) y el (4), siendo el (1) el que casi siempre tiene mayor aceptación.

El enfriamiento por tubos de agua ha sido muy usado, pero últimamente se ha usado un tipo de superficie extendida de tubos alejados con el gas fluyendo en ángulos rectos a los tubos de agua. Con

Controles de operación. En el diseño de un compresor no solo deben intervenir los valores de flujo y diferencial de presión, sino un amplio campo de otras condiciones. Aunque su velocidad haya sido fijada, el compresor deberá bombear gas a cualquier parte, dentro de un amplio rango de flujo a determinadas diferenciales y siguiendo una curva H contra flujo (fig. 23). El flujo y la diferencial del compresor son determinados por el punto o puntos donde se intersectan dos curvas características (fig. 24).

En pocas cosas, tales como los sistemas de ventilación, un compresor puede ser adicionado a un sistema sin ningún control posterior. Usualmente se requiere un ajuste periódico de las características del compresor, ya que:

1.- El operador deberá conocer las presiones de descarga y o, las tasas que fluyen. Esto requiere ajustes donde las temperaturas de entrada, la presión de entrada o la composición del gas cambien.

2.- Así mismo, deberán ser conocidas las condiciones de cambio del sistema de compresión.

3.- El compresor deberá trabajar en serie o en paralelo con otras fuentes de gas comprimido.

4.- El accionador de sobrecarga debe ser evitado al iniciar el trabajo, o en ciertas condiciones de operación.

5.- Se debe evitar la inestabilidad del compresor.

El control de funcionamiento del compresor puede ser afectado por:

1.- Cambio en la velocidad.

2.- Estrangulamiento en la pared de descarga.

3.- Estrangulamiento en la pestaña de entrada.

4.- Control de las paletas fijas.

5.- Control de derivación (bleed-off).

Debido a la característica casi horizontal a velocidad constante de un compresor centrífugo (fig. 24) en contraste con la característica casi vertical de un compresor de desplazamiento positivo (fig. 23), los medios de control deben ser usados diferentemente en ambos tipos. Por ejemplo, la velocidad de un compresor centrífugo controla fuertemente la diferencial de presión.

$$H = \text{constante} \times U^2$$

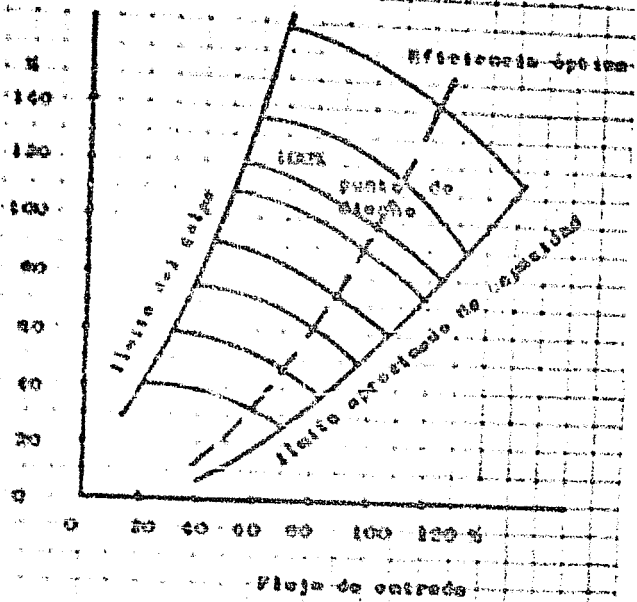


Fig. 33

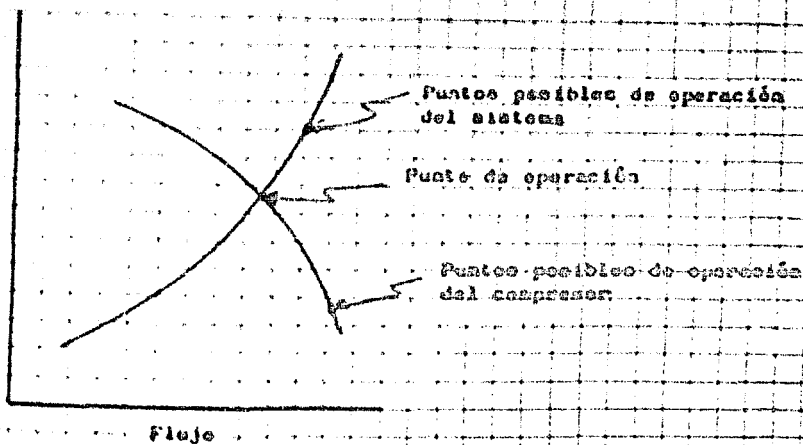


Fig. 34

sin un gran cambio del amplio rango de flujo relativo, mientras que en un compresor de desplazamiento positivo, la velocidad controla precisamente el flujo, aparte de la diferencial de presión requerida.

Además en caso de un sistema geométrico fijo y una curva parabólica de un sistema de resistencia, tendrán los compresores centrífugos y de desplazamiento positivo condiciones similares con un control de velocidad similar.

$\Delta p = \text{constante} \times v^2$

Flujo = constante \times velocidad

Diferencial de presión = constante \times (velocidad)²

Esto es el caso, por ejemplo, de un soplador con una máquina de doble carrera.

Control de velocidad. El control de velocidad es deseable para las condiciones (1), (2) y (3) debido a las necesidades de un adición de período, pero ellas traen consigo un ajuste exacto de diferenciales o niveles de presión. Si la relación de flujo a velocidad Q/N puede tenerse cerca de la relación de diseño a lo largo del rango de velocidad, entonces la geometría de flujo óptima contra ángulos de las paletas se mantiene con una eficiencia cercana a lo óptimo. El control de velocidad es fácilmente obtenido con turbinas de vapor, la mayoría de las turbinas de gas y motores de rotor embebido. Con motores de velocidad constante se suele añadir unople hidráulico o convertidor de momento para control de velocidad. En caso de que el control de velocidad sea indeseable o insuficiente, el operador puede acudir a los siguientes medios de control.

Estrangulación de descarga. Esto es un mecanismo simple para reducir la diferencial de presión sin cambiar el rango del flujo. Esto incurre en una pérdida directa del caballaje del compresor. Es usado en ventiladores y sopladores de bajo caballaje.

Estrangulación de entrada. Este es un mecanismo usado ampliamente para reducir el flujo y la cabeza de los sopladores y compresores. La eficiencia del compresor en una operación estrangulada es mayor que en la estrangulación de descarga si la curva de diferencial de entrada contra característica de flujo tiene una pendiente negativa, este

excede, el las paletas del impulsor están curvadas hacia atrás. Los abertores de cabalaje son mas pronunciados en compresores múltiples. Con paletas radiales, en donde la curva H/Q contra Q es una línea horizontal, se evita generación de cabalaje sobre la estrangulación de descarga. Con paletas inclinadas hacia adelante, como en una rueda de ventilador de jaula de ardilla, la estrangulación de descarga deberá ser mayor que la estrangulación de entrada.

La estrangulación de entrada tiene el efecto de acentuar la pendiente de la característica de diferencial de volumen, rotando hacia abajo alrededor de un punto de apoyo imaginario con flujo cero y cerca de la diferencial máxima, y así reporta un buen control de flujo a diferenciales especificadas. Además eleva el rango estable de operación hacia flujos menores.

Control de paletas fijas. Este control en el primer o en varios pasos, produce una rotación de la curva diferencial volumen similar a la que produce la estrangulación de entrada, pero con mejoras significativas:

1.- Trabaja en ambas formas, para aumentar o disminuir la diferencial y el volumen por contraflujar y por pro rotación de la disposición de paletas fijas.

2.- Esto no incurre en pérdidas directas de eficiencia. Los cambios de diferencial del impulsor se obtienen en su mayor parte libres de pérdidas a través de la conversión adiabática de presión estática y temperatura en diferenciales que descargan y sobrecargan al impulsor, en contraste con la estrangulación, la cual no recobra la diferencial de velocidad.

Las pérdidas indirectas ocurren en el extremo de las paletas fijas debido a pérdidas por incidencia en las paletas.

La eficiencia en varios métodos de control está comparada en la tabla V para dos compresores A y B, en donde A es un compresor múltiple con características normales (aumento del 5% de diferencial con una reducción de flujo de 20%), y B es un compresor radial de un paso. Si el requerimiento de potencia en el punto de diseño, es decir, donde hay 100% de flujo y 100% de diferencial, es de un 100%, entonces la demanda de cabalaje en el nuevo punto de operación con 80% de flujo y

con 80% de diferencial, deberá ser aproximadamente como se muestra en la tabla V.

Tabla V

Eficiencia de los diferentes sistemas de control

Tipo de control	Velocidad %	Demanda de caballos V	
		Compresor A	compresor B
Variación de velocidad	68	63	65
Estrangulación de descarga	100	63	60
Estrangulación de succión	100	60	60
Paletas fijas de prerrotación primer paso	100	70 75	63
Paletas fijas de prerrotación todos los pasos	100	63	--

El control de velocidad y el control de las paletas fijas ofrecen la mayor eficiencia. El control de las paletas fijas en todos los casos es muy complejo, y por eso ya casi no se usa. El control de velocidad es deseable en donde las variaciones de diferencial son muy grandes. El control de paletas fijas y de estrangulación son los más usados para pequeños cambios de diferencial y amplios cambios de flujo.

Control de derivación. El control de derivación se usa para evitar un fenómeno de inestabilidad llamado golpe del compresor. En los compresores axiales, este término es conocido como ahogo.

El golpe es causado por una pérdida de control de flujo ordenado, en los pasajes del impulsor o del difusor, debida a las velocidades de flujo muy pequeñas para mantener las fuerzas de altura impuestas a diferenciales. El golpe ocurre pues a determinado coeficiente de flujo mínimo, o debajo de este, que debe ser del 40 al 90% del coeficiente del flujo de diseño, dependiendo del tipo de compresor.

Operacionalmente, el golpe límite de un compresor de un paso, es usualmente el flujo correspondiente al punto de diferencial máxima en la curva diferencial flujo. La pérdida positivamente inclinada a varios flujos significa una operación inestable del compresor.

Si el compresor está operando en esta área, cualquier momento de reducción de la descarga de presión causará reducciones de flujo en la tubería o en el distribuidor; estas reducciones de flujo agravan los cambios de presión. Entonces el compresor se mueve hacia una operación de flujo cero hasta que la presión del sistema cae a un volumen menor y el compresor se coloca sobre un flujo alto, de diferencial pequeña, que es un punto de operación estable. Entonces, la medida que la presión del sistema se eleva, el flujo del compresor decrece, pasando el golpe fluye cero una, hacia un flujo cero y el ciclo se repite.

Las frecuencias del ciclo del golpe varían desde unos cuantos ciclos por minuto hasta 10 ó más ciclos por segundo. El flujo principal cambia de sentido dentro del compresor y el sistema causa un ruido fuerte muy a menudo y una vibración de la tubería. Unos cuantos segundos y aún minutos de golpe ocasionalmente se causarían daño al compresor, pero la operación en golpe es intermitente y conducirá a un calentamiento excesivo.

El límite del golpe, esto es, el flujo mínimo para una operación estable a cualquier velocidad dada, puede controlarse a alguna extensión, probablemente de 10 a 20% de estrangulación de la entrada o por paletas fijas (el control de las paletas fijas puede mover a un límite de golpe hasta un 15 ó 10% del flujo de diseño si alguna reducción de la diferencial es permitida, como en los frenos en refrigeración). El operador se encargará de que el flujo del compresor sea siempre superior al límite del golpe. Si el proceso requiere un flujo menor, entonces la diferencia entre la demanda del flujo y el flujo mínimo estable deberá ser recirculada alrededor del compresor en una derivación controlada por estrangulamiento, o en el caso de sopladores de aire, relevado a través de una válvula.

Algunas veces el conducto de derivación está dentro de la armadura del compresor y conectado con una turbina de expansión al final de la flecha del compresor. De esta forma, parte de la potencia del compresor que se hubiere perdido por una derivación estrangulada, será recobrada por medio de dicha turbina.

Procedimientos de arranque. Básicamente todas las turbomáquinas, incluyendo a los compresores centrífugos, siguen una relación entre velocidad, momento de torsión y cabezaje suministrado, conocida comúnmente como ley de la potencia, la cual dice que bajo ciertas condiciones:

- 1° El momento de torsión varía con el cuadrado de la velocidad.
- 2° El cabezaje varía con el cubo de la velocidad.

Lo anterior es cierto siempre y cuando el flujo pueda variar linealmente con la velocidad manteniéndose un coeficiente de flujo constante Q/N y si la densidad del gas de entrada permanece constante. Tal condición prevalece, por ejemplo, en compresores con entrada atmosférica y trabajando contra la resistencia del conducto del sistema con geometría definida. El momento de torsión es muy bajo a bajas velocidades y esto simplifica la selección de los accionadores.

Los exhaustores requieren altos momentos de torsión a velocidades reducidas durante la aceleración, especialmente si la relación de presión de diseño es alta. Por ejemplo, un exhaustor de aire, con una relación de 6:1, con una descarga atmosférica, a velocidad media requerirá sobre el 100% de momento a máxima velocidad y sobre el 50% de potencia de entrada a máxima velocidad. El accionador deberá ser preferentemente una turbina de gas con flecha de fuerza libre o del tipo de tracción, o una turbina de vapor.

Una curva de momento de torsión, de arranque y aceleración en tanto similar se encuentra en sistemas de refrigeración simple usando de freones o hidrocarburos pesados. El sistema se arranca usualmente a la presión correspondiente a la temperatura de presión de vapor del nivel de la carga. A medida que aumenta la velocidad del compresor, la presión del evaporador se reduce y la temperatura de condensación aumenta, así como la presión. Con un compresor de entrada abierta, la curva del momento de torsión será similar a la de operación de un exhaustor, pero el momento de torsión será a dos tercios a tres cuartos de la velocidad máxima. Si el accionador es una turbina, el requerimiento del momento de torsión se representa problema, pero con un motor de inducción habrá un levantamiento a dos tercios de la velocidad máxima, a menos que el momento de torsión sea temporalmente disminuido por un cierre parcial o total de las paletas fijas o de la válvula de garganta a la entrada del compresor.

Los compresores auxiliares centrífugos de tuberías, los cuales

se opera usualmente en serie con otros compresores auxiliares en la línea, presentan un problema un tanto similar al arranque. Dado una línea de presión establecida, la presión de succión será disminuida y la presión de descarga aumentada, a medida que aumenta la velocidad del compresor. Sin embargo, a medida que el gas fluye a través de una relación dada, deberá al principio ser derivado alrededor del compresor auxiliar hasta que la velocidad del último sea lo suficientemente alta para permitir una diferencial de presión arriba de como en la relación de flujo establecida. Luego, al reducir el momento de torsión de arranque y la alta potencia inicial de escape del balero del compresor, esta se releva y sostiene en el nivel de presión reducida al arranque inicial.

La operación en paralelo con otros compresores teniendo una diferencial de presión establecida anterior este, presenta el problema de que dicha diferencial se puede tener solo después de que ha alcanzado la velocidad máxima. Durante el arranque y la aceleración, el compresor deberá estar aislado del sistema por medio de una válvula de retención en la línea de descarga. El flujo de descarga del compresor es usualmente derivado a la succión, o disminuido si es factible, a una relación controlada por una válvula, para prevenir el golpe de ariete. El gas derivado deberá ser succionado en compresores de alta relación, pues de otro modo, el gas caliente a la entrada evitará que se alcance la relación de presión deseada, sin también las máximas condiciones de operación. En algunas cases, por ejemplo en los compresores de refrigeración o cuando en paralelo con otro equipo de compresión, el gas que entre al compresor durante la derivación se podrá enfriar hasta la temperatura de diseño de entrada, debido a la inyección del líquido refrigerante. Obviamente el tiempo de aceleración deberá ser tan corto como práctico.

Además de los factores anteriores, el arranque y la aceleración de un compresor centrífugo están influenciados por otros términos tales como la torsión de desprendimiento e inercia del rotor (expresado como $\frac{1}{2} I \omega^2$ en lb-pie² ó kg-m²). El momento de torsión de desprendimiento es obviamente el momento requerido para vencer la fricción en los baleros antes de que la lubricación de película se haya establecido; es una simple función del peso del rotor, de la potencia de escape de arranque, de los diámetros de los baleros y del coeficiente de fricción

vez de los materiales de los cojinetes. En un compresor grande de baja presión, este momento de torsión de arranque deberá ser como del 20 al 30% del momento de torsión de potencia máxima. Y es muy pequeño con cojinetes del rotor y con pistones del impulsor si la flecha del compresor ha rotado un corto tiempo anteriormente al arranque, o si la flecha ha sido recientemente elevada sobre una película de aceite.

Los fuertes compresores también son en acelerar y desacelerar que los de desplazamiento positivo y la inercia del rotor $W R^2$ deberá ser conocida y considerada en la estimación del tiempo de arranque y aceleración, especialmente si los ordenadores son valores cíclicos. Si el compresor es accionado por medio de un engrane reductor 0:1 de relación, entonces el valor $W R^2$ del rotor deberá ser multiplicado por un factor de 20 o sea la relación del engrane al cuadrado, y se le añade al rotor y al engrane maestro, para determinar la inercia al nivel de velocidad del rotor.

Pruebas en los compresores centrifugos. La operaci3n y el funcionamiento seguros de estos compresores deber3n pasar anticipadamente por el tipo m3ximo de pruebas, tales como:

- 1.- Pruebas de presi3n est3tica en la armadura, enfriadores etc.
- 2.- Pruebas de sobrevelocidad en los impulsores.
- 3.- Cheques de la vibraci3n y del ruido.
- 4.- Pruebas de los moleros, cojines y sistema asociado.
- 5.- Pruebas del funcionamiento normal.

Las pruebas (1) y (2) son parte de la inspecci3n rutinaria de manufactura, y las pruebas (3), (4) y (5) se efectúan en el sitio de fabricaci3n de las piezas y, a en el sitio de la instalaci3n. Debido a que el tiempo de prueba de un compresor grande es largo, es preferible la revisi3n y prueba de los componentes del compresor por separado.

1.- Prueba de presi3n est3tica. Los componentes sujetos a altas presiones, tales como la armadura, son probados hidr3ulicamente a un 150% de la presi3n manufacturera de diseño, o a la m3xima presi3n que puede ocurrir a velocidad m3xima y a flujo m3ximo. Si es necesario, la deflexi3n en el punto critico se registra. Las pruebas especiales de fugas de gas algunas veces se hacen despu3s de las hidr3ulicas, y se hacen con burbujas de jab3n con 100% de presi3n de aire o nitr3geno para compresores auxiliares de tuberías.

2.- Pruebas de sobrevelocidad. Las pruebas de sobrevelocidad son efectuadas a un 115% de la velocidad de operaci3n m3xima (132% de los esfuerzos de operaci3n) en la mayoria de los impulsores para compresores industriales. Los impulsores de acero fundido est3n girando algunas veces de 120 a 150% de la velocidad de diseño (que es de 144 a 200% de los niveles de esfuerzos de diseño). La sobrevelocidad es ejecutada en un orificio de blindaje fuerte. Una forma muy usada de este orificio es un tanque vertical de acero empotrado en concreto bajo el nivel del piso. La pieza a probar, ya sea el impulsor u otra, es suspendida en una flecha vertical muy delgada que viene de la turbina de aire a la cubierta del tanque. El tanque es evacuado cada pueta en marcha, para minimizar las p3rdidas de fricci3n de aire en el impulsor que gira. En pruebas de desarrollo hasta cerca de la velocidad m3xima de ruptura, el impulsor debe ser circundado con blindajes

múltiples de acero laminado y matado, para localizar el daño. Las velocidades de ruptura van de 1200 a 1000 pies/seg (360 a 600 m/seg) de velocidad periférica en impulsores fabricados y fundidos, y mayores en impulsores forjados y forjados.

Los impulsores de un material dúctil se deformarán mucho antes de alcanzar la velocidad de ruptura. Si las velocidades periféricas de operación pueden ser tan altas como por el orden de 1200 a 1000 pies/seg (360 a 600 m/seg), un ítem de sobrevelocidad de prueba causará una facilidad local en ceder de la mayoría del material más altamente conformado cerca del centro del eje. En un material de ductilidad suficiente (sobre el 20%), esta facilidad local en ceder redistribuirá los esfuerzos y mejorará la estabilidad dimensional en la operación posterior. El impulsor tendrá que ser tratado a máquina después de la prueba de giro.

3.- Pruebas de vibración y ruido. Los chequeos de vibración son efectuados en el compresor armado sobre el rango de velocidad de operación normal. Las partes de chequeo son los baleros, cojinetes, algunas veces otras partes de la armadura y de la flecha. Se puede determinar electrónicamente la amplitud y frecuencia de las vibraciones.

Las amplitudes de las vibraciones permitidas en la flecha son:

0.0025 pulgadas en velocidades hasta de 4000 rpm, o lo que es lo mismo, 0.063 mm.

0.002 pulgadas en velocidades de 4001 a 6000 rpm, o lo que es lo mismo, 0.051 mm.

0.0015 pulgadas en velocidades mayores de 6000 rpm, o lo que es lo mismo, 0.038 mm.

El sitio y la amplitud de la vibración en la primera velocidad crítica son también chequeadas en una máquina de flecha flexible.

Los chequeos de frecuencia y nivel de sonido se hacen en donde es importante una operación silenciosa. Los ruidos ofensivos pueden ser causados por:

A) Tornos abiertos en la succión o en la descarga de los compresores de aire.

B) Entradas de los impulsores a muy altas velocidades o con líneas de corriente de entrada pobre.

- C) Descarga del impulsor situada cerca de las paletas del difusor.
- D) Armadura e tubería resonantes.

Las oscilaciones aerodinámicas o ruidos del tipo de sirena en los inyectores (1) y (2) anteriores, son inevitables en ciertos compresores, supercargadores y de avión. Pero son aliviadas en los compresores industriales por los bajos números de Mach usuales y por el amplio espacioamiento entre paletas rotatorias y estacionarias. Los niveles de sonido de 90 a 100 decibeles, a unas pocas pulgadas del compresor es el sonido deseado sin cualquier tono predominante o frecuencia de ruido, se aceptan

4.- Pruebas en baleros, roscas y sistemas de sellado. Como se mencionó antes, el desarrollo de estos componentes se lleva a cabo por separado. El chequeo de temperatura, de aceite y de las relaciones de presión se hecho usualmente en el compresor armado, junto con las pruebas de vibración, ruido y funcionamiento aerodinámico.

5.- Prueba de funcionamiento aerodinámico. Si esta prueba se efectúa en el lugar de manufactura, se deberá hacer conforme a algún código establecido, tal como el ASME YTC 10-1949 para compresores centrífugos, flujo axial, compresores axiales y exhaustores. Por especificación de ciertas longitudes mínimas de tubería recta corriendo hacia y desde la entrada de gas al compresor y las toberas de descarga, y la situación y configuración de presión, temperatura y mecanismos de medición de flujo; el funcionamiento del compresor puede ser diversificado de los efectos falsificantes de los trastornos de flujo debidos a tuberías, codos y reductores cercanos. En instalaciones campestres, no siempre es posible efectuar las pruebas prescritas.

En una prueba de funcionamiento de una fábrica, no siempre es posible ni deseable el operar con el gas del proceso en las condiciones de temperatura y presión del proceso. No se deben usar gases tóxicos, inflamables, oxidantes etc. Las pruebas de requerimientos de caballos altos, tales como de 3000 a 5000 CV a velocidades de 6000 a 10000 rpm son difíciles de obtenerse. Afortunadamente, el funcionamiento de la máquina puede ser evaluado muy exactamente en gases alternados y en niveles de presión y caballos diferentes a los de operación.

Un compresor producirá la diferencial de presión correcta contra

característica de volumen, indistintamente de la composición o presión del gas, es la velocidad que pasan a través del compresor sea rectificadas a una velocidad dada. Todavía mas, aún si la velocidad es diferente, pero si las relaciones de volumen a través del compresor son correctas (por ejemplo, la relación de volumen de entrada y volumen de salida), entonces la característica coeficiente de flujo contra coeficiente de presión deberá ser correcta.

Por ejemplo, un compresor operando con una diferencial de 16000 pies (4877 metros), con un gasto de 5000 cfm (141.7 m³/min) de gas natural, deberá ser diseñado para girar a 3000 rpm. Si opera a condiciones de entrada de 700 psi (48.3 kg/cm²) y 80°F (26.7°C), desarrollará una relación de presión de 1.45, la descarga del gas es a 116.3 psia (8.1 kg/cm²) y requiere una potencia de 11,500 CV. La relación de volumen es:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{P_1}{P_2} r = \frac{700}{116.3} \times 1.45 = 1.309$$

Para una prueba de funcionamiento de fábrica, se deberá usar un circuito cerrado, consistente en un compresor, enfriador, válvula de garganta, tobera de adición de flujo y la tubería necesaria. Se llena entonces el circuito cerrado con nitrógeno, debiendo mantener la temperatura del gas de entrada al compresor en 80°F (26.7°C) y se deberá operar el compresor a 13000 pies (3962 metros) de diferencial de presión. Para obtener la relación correcta de volumen con los diferentes gases:

$$H = 13000 \text{ pies (3962 metros)} \quad r = 1.309 \quad T_2 = 162^\circ\text{F}$$

Desde que se requiere una unión de diseño de los valores \sqrt{V} y β , el flujo y la velocidad serán reducidas por la raíz cuadrada del valor de la diferencial de presión.

$$Q_{\text{nitrógeno}} = Q_{\text{gas natural}} \sqrt{\frac{H_{\text{nitrógeno}}}{H_{\text{gas natural}}}}$$

$$Q_{\text{nitrógeno}} = 5000 \sqrt{\frac{13000}{16000}} = 7220 \text{ pie}^3/\text{min} \quad (204 \text{ m}^3/\text{min})$$

$$N_{\text{nitrógeno}} = N_{\text{gas natural}} \sqrt{\frac{H_{\text{nitrógeno}}}{H_{\text{gas natural}}}}$$

$$N_{\text{nitrógeno}} = 3000 \sqrt{\frac{13000}{16000}} = 4520 \text{ rpm}$$

si para la prueba se utiliza un accionador de 200 CV, entonces el circuito cerrado deberá ser presurizado hasta 10) psia (13.3 kg/cm^2) en la entrada del compresor, para absorber todo el cabeceo que suministra el accionador. Esto espere los 15000 C suministrados en la instalación final, trabajando con gas natural y siendo las condiciones de entrada a 70) psia (100.3 kg/cm^2) y 60°F (15.6°C).

Para una correlación más exacta de prueba y campo de funcionamiento, la teoría aerodinámica demandará una adición de los números de Reynolds y de Mach. Los números de Mach serán automáticamente adimensionales contra de otras partes positivas, si las relaciones de volúmenes son correctas (las desviaciones se deben solo a diferencias en los valores de μ). La adición de números de Reynolds es siempre o posible si no es necesario, porque las paredes de los pozos aerodinámicos no siempre están pulidas lo suficiente para mostrar los efectos del cambio de los números de Reynolds en los regímenes laminares.

En vista de esto, los compresores diseñados para hidrocarburos ligeros deberán probarse con aire, nitrógeno o oxígeno. Los compresores para aceites de hidrocarburos pesados son probados con gases de peso molecular alto, pero deben ser gases seguros, tales como freones, sulfuro de carbono etc. a cambios apropiados de velocidades de prueba para adicionar las relaciones de volumen.

perspectiva. La tecnología de los compresores centrífugos existe desde hace bastante años y actualmente está en rápido desarrollo, pues cada vez hay más mejoras y se encuentran más campos de aplicación.

El primer avance científico en el diseño de las turbomáquinas fue hacia el año de 1890, en el cual la entonces moderna teoría de la superficie de sustentación fue aplicada en el desarrollo de los compresores axiales de 85 a 90% de eficiencia. Llevó unos quince años el obtener eficiencias semejantes en los compresores centrífugos.

El conocimiento moderno del comportamiento aerodinámico de los gases, tanto en su régimen subsónico como supersónico, no solo ha mejorado el desarrollo de las altas relaciones de presión por paso (4 a 7), sino que también ha ayudado en el cálculo de las condiciones del margen de diseño, rango de operación estable, pendiente de curvas características etc.

Los usuarios de equipo centrífugo están actualmente bastante enterados de esta disponibilidad de técnica de diseño analítico, y por eso cada vez hay más demanda de curvas y gráficas de funcionamiento. Los cálculos de las curvas de los compresores centrífugos son muy lentos, especialmente en los compresores múltiples, y por lo tanto, las casas fabricantes deben tener el equipo necesario de computación rápida.

En el campo de los compresores de refinoría, la forma actual de los compresores múltiples de armadura de barril dependiente de los niveles de presión y sellado no ha cambiado mucho aparentemente, aunque después haya adelantado posteriormente en refinamiento aerodinámico, adaptabilidad de los componentes estandarizados por paso para un adimensionamiento exacto a las condiciones dadas, y otras mejoras posteriores en los sellos.

Los compresores múltiples tienen cada vez mayores campos de aplicación, tales como en flujos pequeños (3 a 30 m³/min) en donde solamente se usaban compresores de desplazamiento positivo. Esta operación es posible, debido a nuevos accionadores de alta velocidad, turbinas de gas pequeñas del tipo de 300 a 1000 CV.

Otras aplicaciones para compresores miniaturados no han desarrollado en recirculadores para síntesis de amoníaco y en procesos criogénicos para absorber la potencia de las pequeñas turbinas de expansión.

Los compresores auxiliares para tubería de gas, parecen crecer en dirección opuesta. De rangos de cabalaje de 3000 a 5000 CV hasta rangos de 10,000 a 20,000 CV. Las relaciones de presión producidas por estos compresores auxiliares han aumentado de rangos de 1.05 a 1.15 hasta rangos de 1.3 a 1.6, resultando a veces en el uso de compresores auxiliares de dos paños. Este desarrollo de compresores auxiliares ha ayudado con la expansión de tubería y la economía de las turbinas de gas.

Los mayores compresores que se han construido, en capacidades hasta de 600,000 cfm (11,300 m³/min), son usados para soplar aire en los hornos de las plantas de vapor de altas capacidades. En la mayoría de las aplicaciones desde 100,000 a 150,000 cfm (2300 a 3200 m³/min) de capacidades se ha encontrado que los compresores de flujo axial son más compactos y más económicos, y por eso mismo, se prefieren en donde se requieren sus especiales características de operación.

Los compresores de aire están experimentando la mayor evolución espectacular actualmente. La demanda de aire a la presión de descarga de 100 psig (7 kg/cm²) es para servicios industriales; de 300 a 600 psig (21 a 42 kg/cm²) para sopladores de hollín en las calderas y operación en túnel supercavitico, y de 60 a 80 psig (4.2 a 5.6 kg/cm²) para producción de oxígeno a gran escala. Los compresores para la producción de oxígeno son de cabalajes de 2000 a 12,000 CV. Los modernos compresores de aire en pequeños tamaños, aun a veces construidos en grupos múltiples de dos, aun para permitir un tratamiento aerodinámico de los interiores, también tienen flechas reforzadas y el diseño de la armadura de barril de simple para permitir una producción más rápida.

Los compresores para refrigeración con freones para acondicionamiento de aire a gran escala han experimentado recientemente un cambio similar en el diseño. En lugar de las máquinas de hendiduras horizontales de dos, tres o cuatro paños, las máquinas modernas tienen armaduras de barril, uno o dos paños con rotores fuera de nivel, controles de paletas fijas por inducción de motores y una construcción hermética con sellado interno. Esto ha resultado en un ahorro del costo de producción. En vista de que estos tipos de compresores tienen relaciones de presión de 4:1 a 5:1, es esencial un tratamiento aerodinámico para poder tener un amplio rango estable para altos números internos de Mach.

Las eficiencias obtenidas en compresores axiales son del orden de 85 a 87% y en los compresores centrífugos son de 65 a 71%.

En el campo de la energía atómica, los compresores centrífugos han encontrado una nueva área de aplicación. Múltiples compresores especiales son usados en las plantas de difusión gaseosa, para bombear compuestos gaseosos de uranio a través de barreras especiales con el objeto de separar los dos isotopos de uranio. El extremadamente alto peso molecular del gas procesado y su alto costo, han planteado algunos problemas otros aerodinámicos y de sellado. Actualmente, otros tipos de compresores auxiliares centrífugos están siendo desarrollados para servir en reactores nucleares de gas enfriado. Estos bombean helio o dióxido de carbono a altas presiones de presión y temperatura, algunas del orden de 500 psia (350 Kg/cm^2) y 500°F (260°C), y otras a temperaturas aún mayores. El sellado absoluto es otra vez una mejor consideración y algunas de las diseños de compresores auxiliares de helio han sido construidos como unidades hercóticas con sellos lubricados por gas, para obtener así, lo más moderno en sellado.

Aunque algunas de las desarrolladas en este campo ya han sido clasificadas, las muchas soluciones de ingeniería para problemas de operación han ayudado en el adelanto de la tecnología de los compresores centrífugos en muchas otras áreas.

Cálculo de compresores centrífugos.

Datos:

P succión

P descarga

V específico

t masa/minuto

N rpm deseada

Constantes del gas:

M peso molecular

k succión

n

1° Cálculo del flujo volumétrico Q :

$$Q = \frac{W \cdot V \cdot t}{N \cdot P_1}$$

2° Cálculo de la diferencial de presión adiabática por las siguientes ecuaciones:

$$H_{ad} = (h_2 - h_1)$$

$$H_{ad} = \frac{Z \cdot n \cdot P_1}{n} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot r^{\frac{k-1}{k}} - 1$$

$$H_{ad} = \frac{P \cdot V}{n} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot r^{\frac{k-1}{k}} - 1$$

3° Cálculo de la eficiencia politrópica. Gráfica 15.

4° Cálculo de la diferencial politrópica:

4-1 Se calcula el factor "X", o sea, $r^{\frac{k-1}{k}} - 1$. Gráfica 16.

4-2 Se calcula el factor de corrección ψ . Gráfica 17.

4-3 Se calcula la diferencial politrópica:

$$Q_1 = Q_2 = \dot{Q}$$

3° Se calcula la potencia requerida:

$$CV = \frac{V \cdot P}{\eta_p}$$

4° Se determinan las pérdidas de potencia para sellos, cojinetes y balanceo.

Pérdidas en sello de aceite. Gráfica 18.

Pérdidas en sello de laberinto. Gráfica 19.

Pérdidas por cojinetes. Gráfica 20.

Pérdidas por balanceo = 1.2% de la potencia de compresión.

Las pérdidas anteriores se suman y se obtiene la potencia al freno necesaria.

RELACIONES DEL COMPRESOR

Se tiene:

Q = caudal volumétrico.

N = rpm deseada.

H_{ad} = diferencial adiabático.

I) Se selecciona el número de impulsores, considerando que los compresores industriales operan a diferenciales de presión de 8000 a 10,000 pies por paso (2440 a 3050 metros)

$$H \text{ paso} = \frac{H_{ad}}{N^{\circ} \text{ pasos}}$$

II) Se calcula la velocidad periférica

$$U = \frac{H \text{ paso} \times \pi}{\sqrt{\gamma}} \quad \sqrt{\gamma} = 0.51$$

III) Se calcula el diámetro del impulsor

$$D = \frac{U}{\pi N} \quad D \text{ pulgadas} = \frac{720 U}{\pi N}$$

IV) Se calcula el coeficiente de flujo

$$\beta = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2 U} \quad \beta = \frac{3.036 Q}{D^2 U}$$

si D está en pulgadas y U está en pies/seg

Si el coeficiente de flujo es alto, se disminuye el número de los impulsos y si es bajo, se aumenta.

Se debe recordar que la velocidad periférica no puede ser mayor que la velocidad del sonido en el gas.

Para gases ligeros, de peso molecular menor que 60, la velocidad periférica de 600 pies/seg (200 m/seg) determinará el número de pasos y las revoluciones por minuto de la máquina.

Cuando se trate de mezclas de gases, el valor de k se calculará por las capacidades caloríficas molares que están en las tablas XIV y XV

$$k = \frac{\text{capacidades caloríficas mol}}{\text{capacidades caloríficas mol} - 1.987 R}$$

La temperatura de descarga se puede calcular por la ecuación:

$$T = \frac{T_1 \cdot \gamma^{\frac{1}{\gamma}}}{\gamma^{\frac{1}{\gamma}}}$$

Esta temperatura es importante que no pase de cierto límite, con el objeto de evitar reacciones secundarias.

En caso particular del uso de los compresores centrifugos es el de elevacion. Los nomogramas 1 y 2 son útiles para estos cálculos.

Las condiciones de estos nomogramas son:

Densidad relativa = 0.60

Datos P_a , P_d , T_a y capacidad.

$n = 1.20$

$T_a = 60^\circ F (15.6^\circ C)$

El primer nomograma está basado en 3000 rpm y un diámetro máximo de impulsor de 61 pulgadas (154 cm).

El segundo nomograma está basado en 9000 rpm y un diámetro máximo de impulsor de 18 pulgadas (46 cm).

Se procederá como sigue:

- A) Entrar horizontalmente al diagrama 1 con la presión de descarga hasta intersectar la línea de presión constante de succión y entonces descender y leer la relación de presión.
- B) De la intersección del diagrama 1, ascender al diagrama 2 hasta intersectar la línea de temperatura de succión de $60^\circ F$ en la presión de succión y leer la diferencial de presión adiabática en lb-pie/lb.
- C) Moverse horizontalmente desde dicha intersección.
- D) Entrar al diagrama 3 verticalmente, con la capacidad en millones de pies cúbicos por día (MMCFD) hasta intersectar la línea de temperatura de succión de $60^\circ F$.
- E) De la intersección del diagrama 3 se mueve horizontalmente hacia el diagrama 4, hasta intersectar la línea de presión de succión, descender y leer el flujo en CFM.
- F) De la intersección del diagrama 4, ascender hasta intersectar en el diagrama 5 la línea proyectada de la diferencial de presión. Leer el número de pasos y el diámetro del impulsor.
- G) De la intersección del diagrama 5, se mueve horizontalmente hasta intersectar la línea de eficiencia adiabática de 60% en el diagrama 6.
- H) Ascender hasta intersectar la línea de capacidad del diagrama 7, se mueve horizontalmente y se lee la potencia al freno requerida.

V) Criterio de selección de compresores.

Al seleccionar un compresor se debe tener en cuenta el tipo de trabajo que va a efectuar, las sustancias que va a manejar, la facilidad de mantenimiento, disponibilidad de refacciones, disponibilidad de los operadores, lugar de operación así como la posibilidad de una futura ampliación de la planta.

Se debe evitar que se muy importante considerar el punto económico del problema.

VI) Conclusiones.

La presente monografía es un estudio amplio sobre los diferentes tipos de compresores, y puede ser útil para adquirir un criterio general.

Se han adjuntado algunas gráficas, tablas y nomogramas, que permiten calcular rápidamente factores y constantes útiles.

Se ha dado especial importancia al capítulo de los compresores centrífugos, que son los que cada vez tienen mayor demanda debido a sus ventajas sobre los otros tipos de compresores.

viii) Bibliografie.

Axial compressors
Nilsen.

Centrifugal compressors
Ingersoll Rand.

Compresseurs à vitesse de rotation rotatives
Atlas Copco.

Compresseurs portatifs
Ingersoll Rand.

Compressibility charts and their application to problems
involving pressure-volume-energy relation for real gases.

Compressor selection handbook
Worthington Co.

Faires V. H.
Thermodynamics of heat pump
Macmillan Co. New York 1964.

Fullemann John
Centrifugal compressors
Casper Hanssener.

Gas properties and compressor data.
Ingersoll Rand.

Kent J. D.
New approach to compressor pulsation problems
Worthington Co.

Ludwig E. E.
Applied process design for chemical and petrochemical plants
Gulf publishing Co. Houston. 1963.

Hiller H. H.
Proper accessories and protective devices insure
maximum compressor efficiency
Worthington Co.

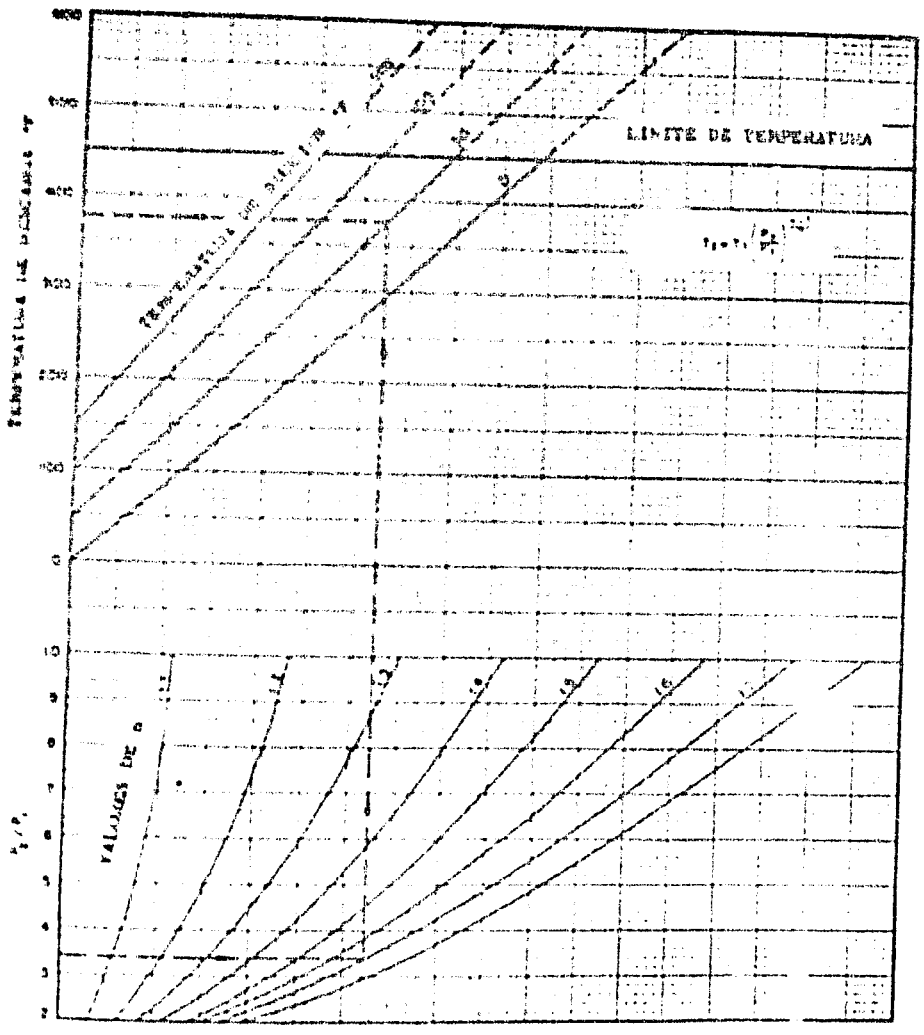
Mono rotor, compressors portatifs
Worthington.

Nomogram for estimating centrifugal pipeline compressors
Cooper Hanssener.

Series H turbomaster
Gas compressors
York.

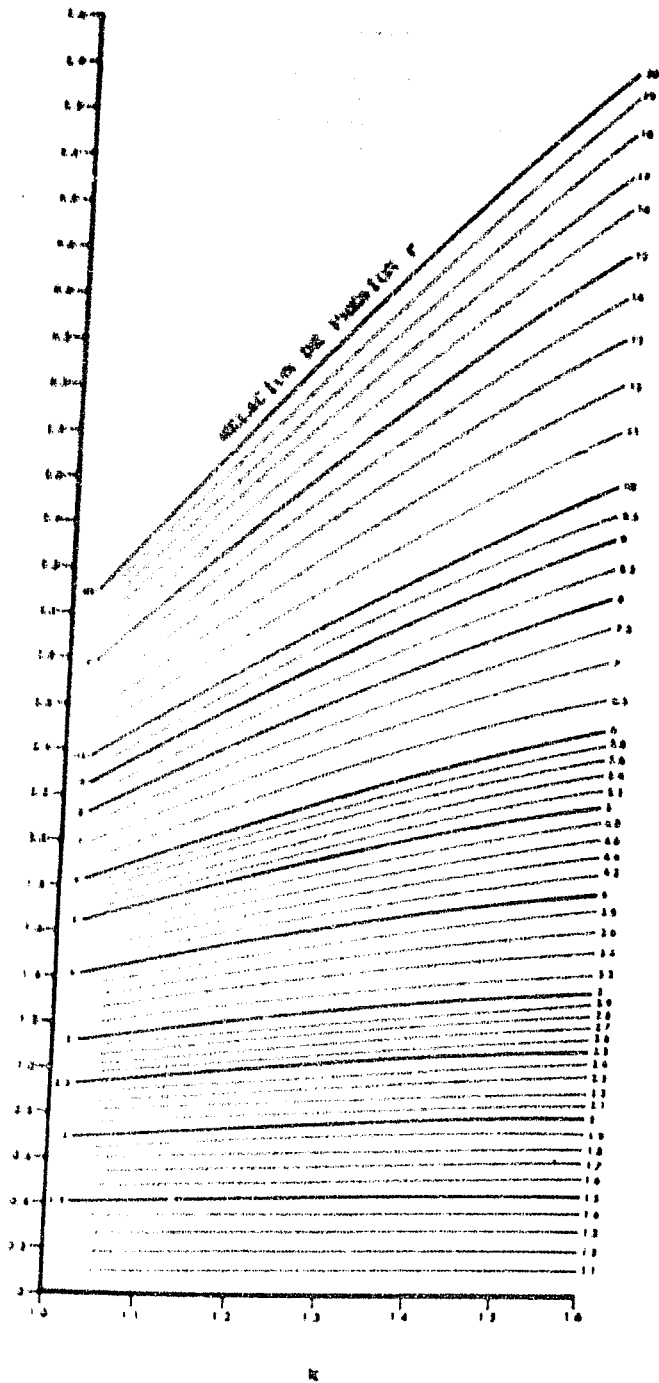
Strub R. A. et Sutor P.
Pompages de compresseurs dans des installations des turbines
à gaz et de compresseurs de hauts fourneaux
Revue technique Sulzer 2/1936.

Plain talk on air and gas compressors
Worthington Co.

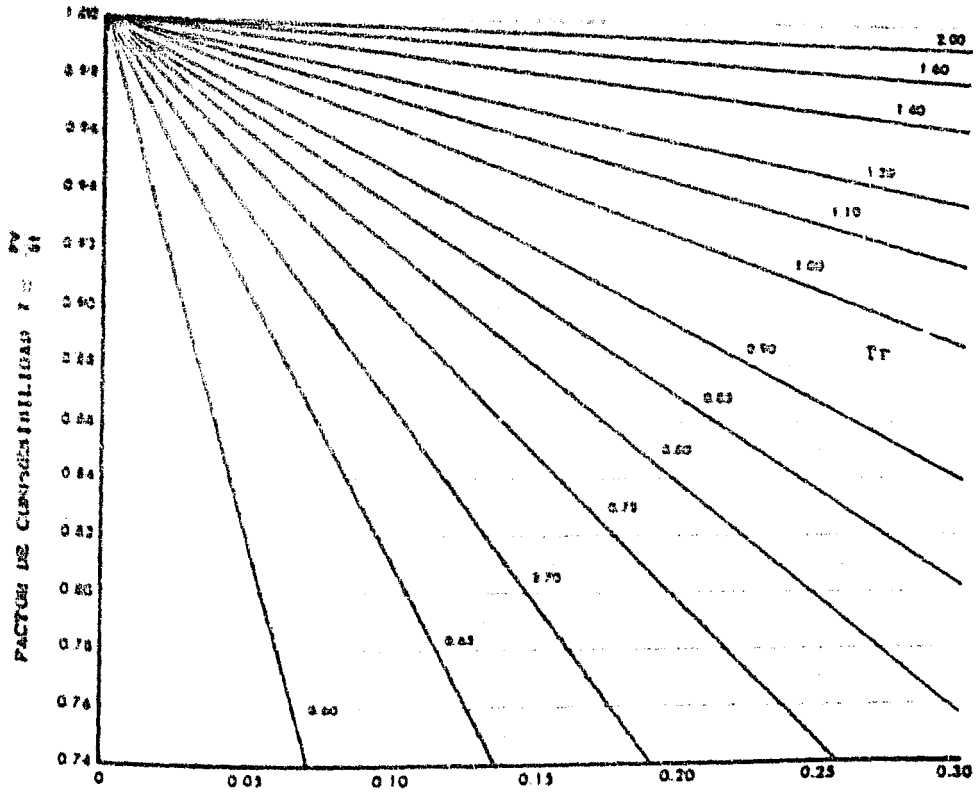


Gráfica 1

$$\frac{N}{N-1} \left(r - \frac{r-1}{N} \right)$$



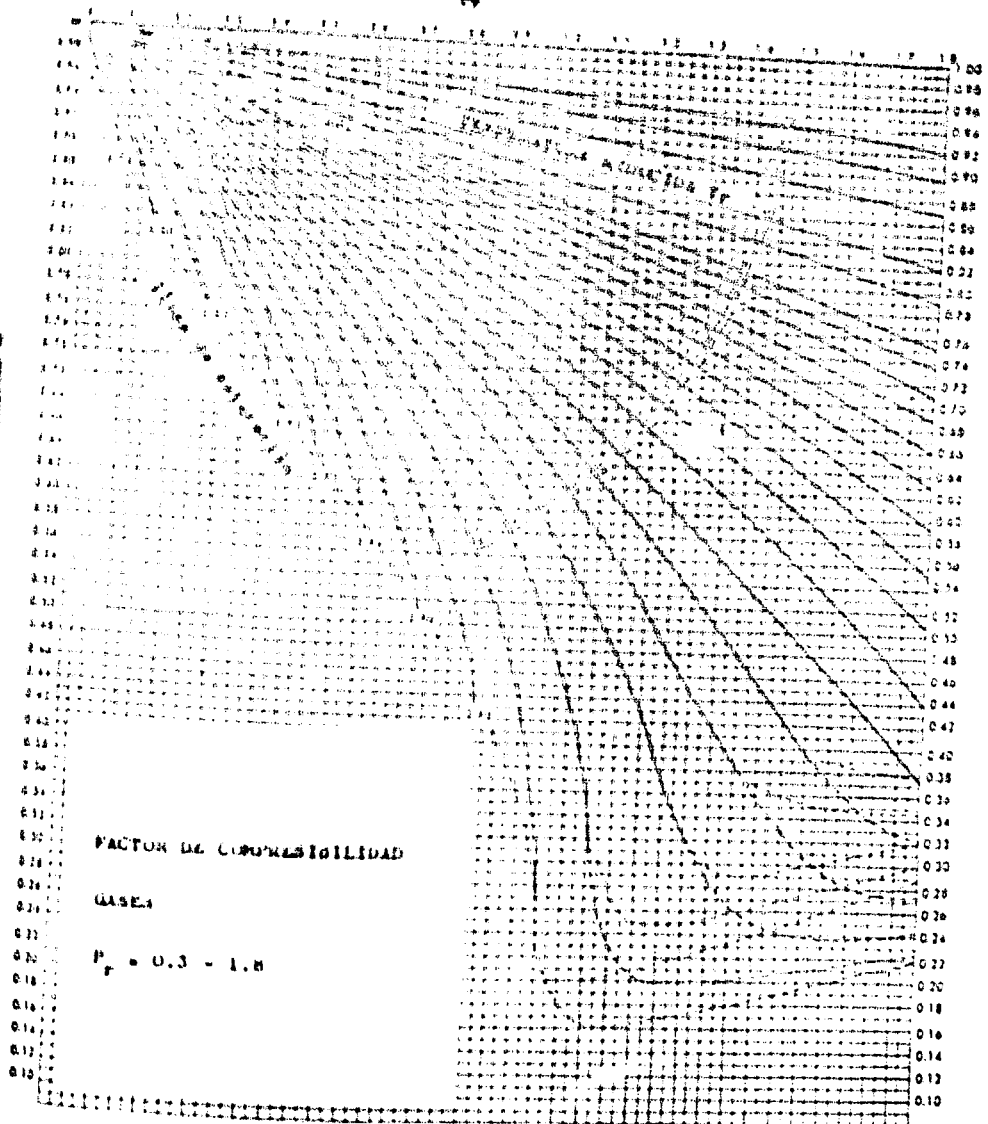
Gráfica 2



Presión reducida Pr

Gráfica 3-1

FACTOR DE COMPRESIBILIDAD Z



FACTOR DE COMPRESIBILIDAD

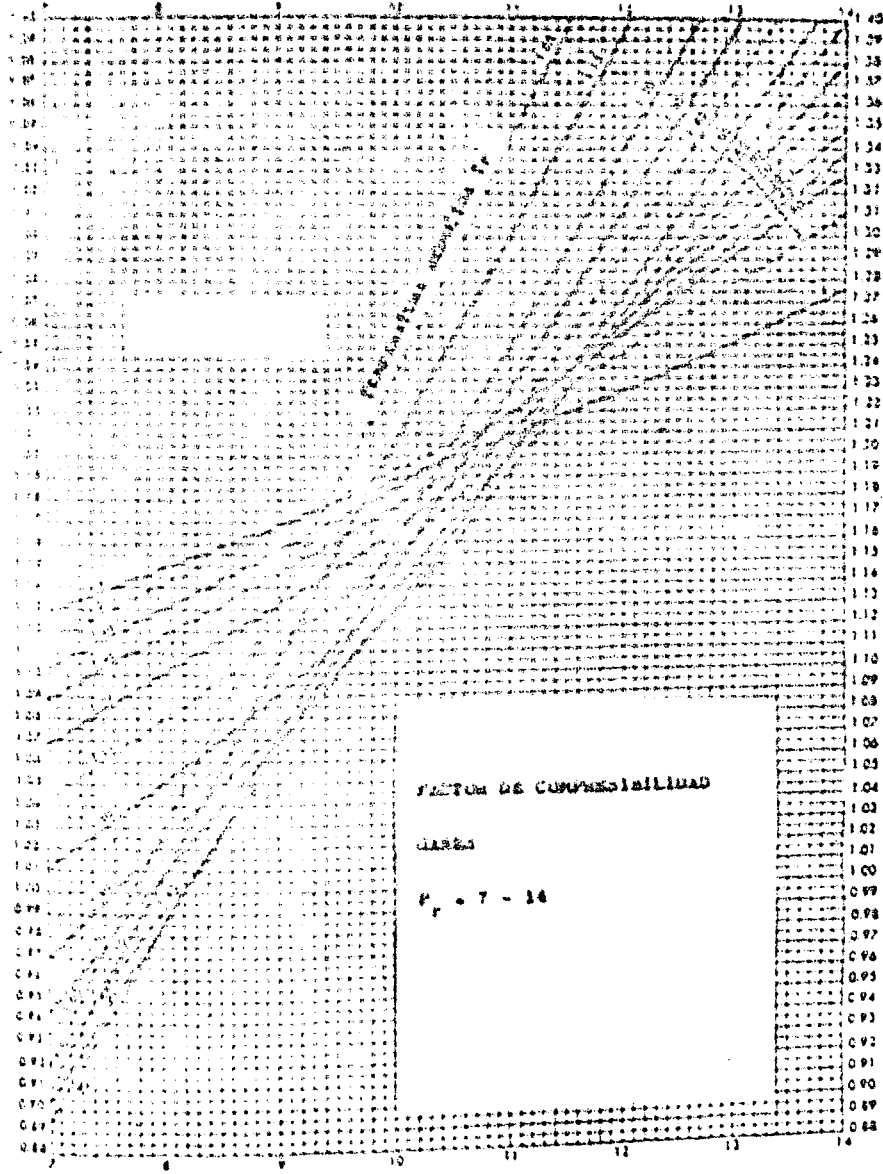
GASES

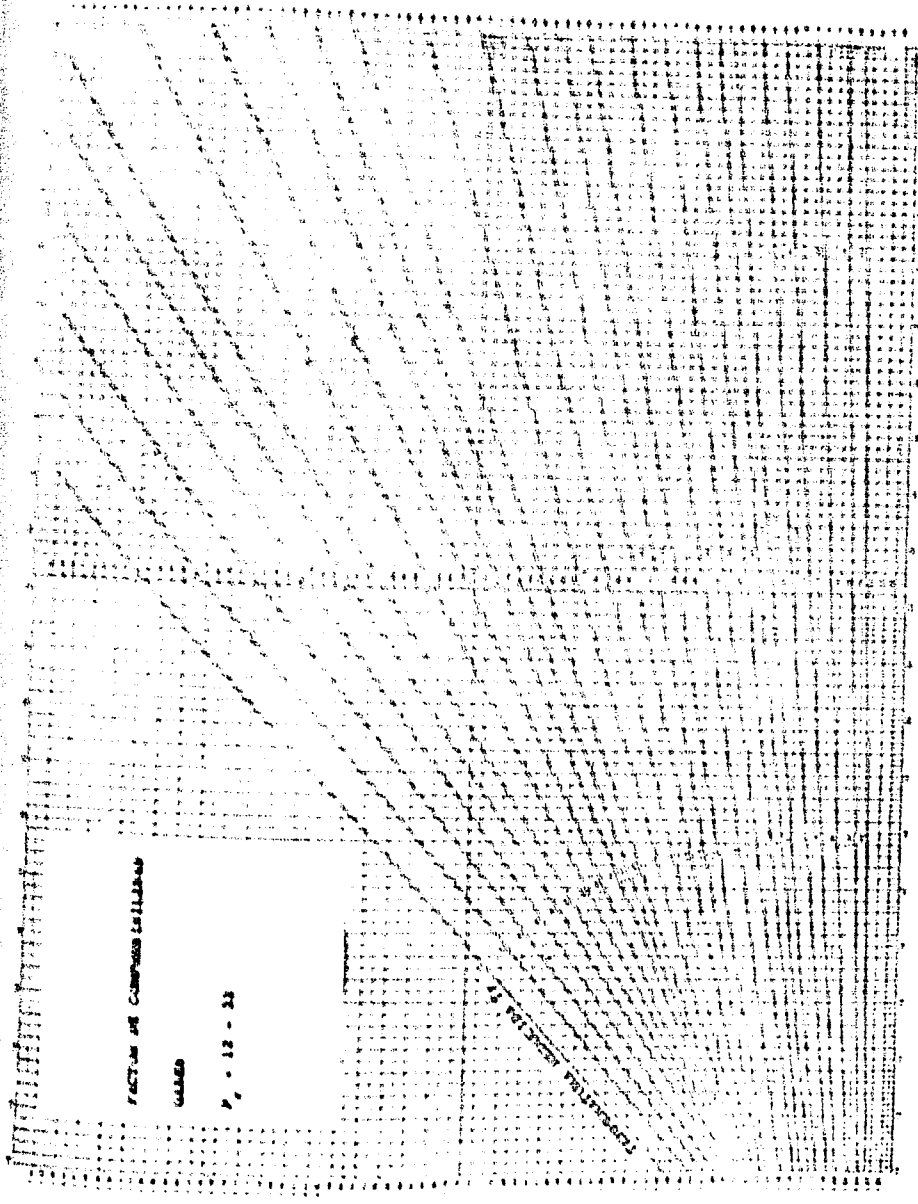
$P_r = 0.3 - 1.8$

Pr

Gráfica 3-2

FACTOR DE COMPRESIBILIDAD





FACTORES DE COMODIDAD

VALORES

$V_p = 12 - 25$

FACTORES DE COMODIDAD

IV

Gráfica 3-5

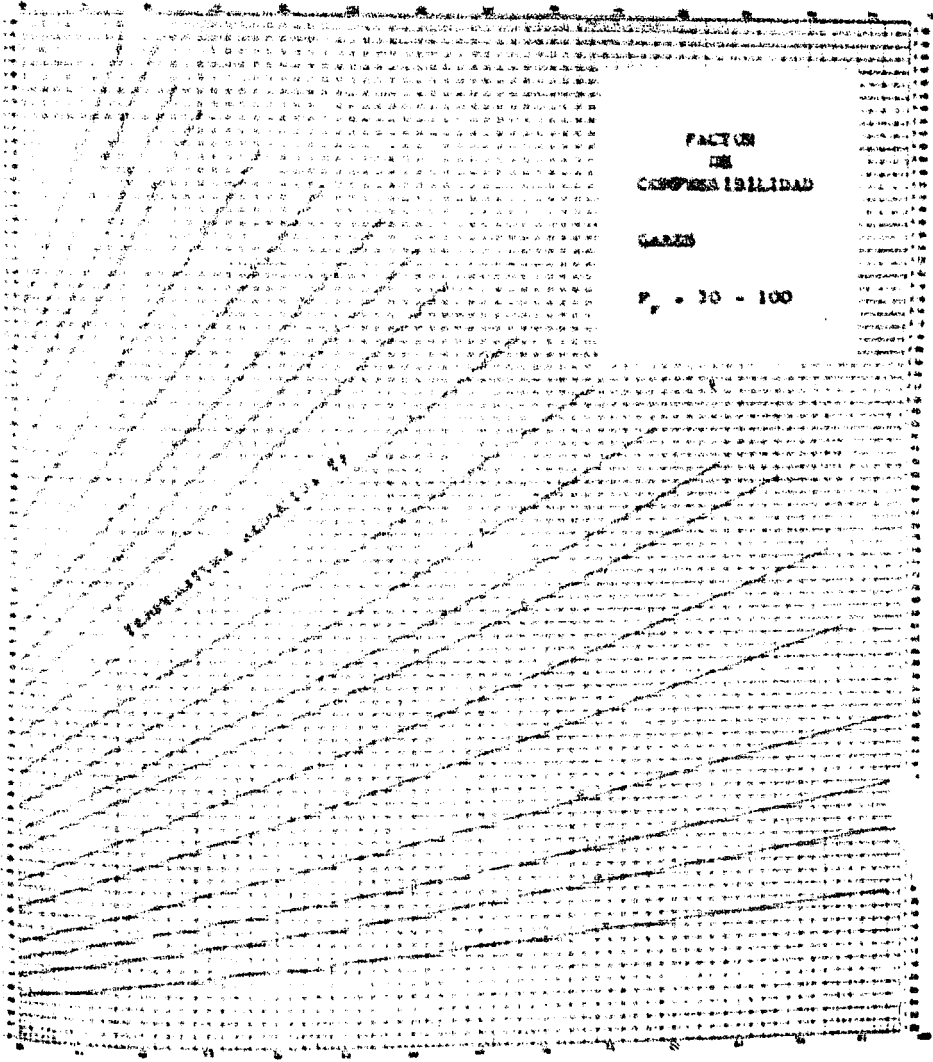
FACTORES DE
COMPRESIBILIDAD

GRABADO

P. 30 - 100

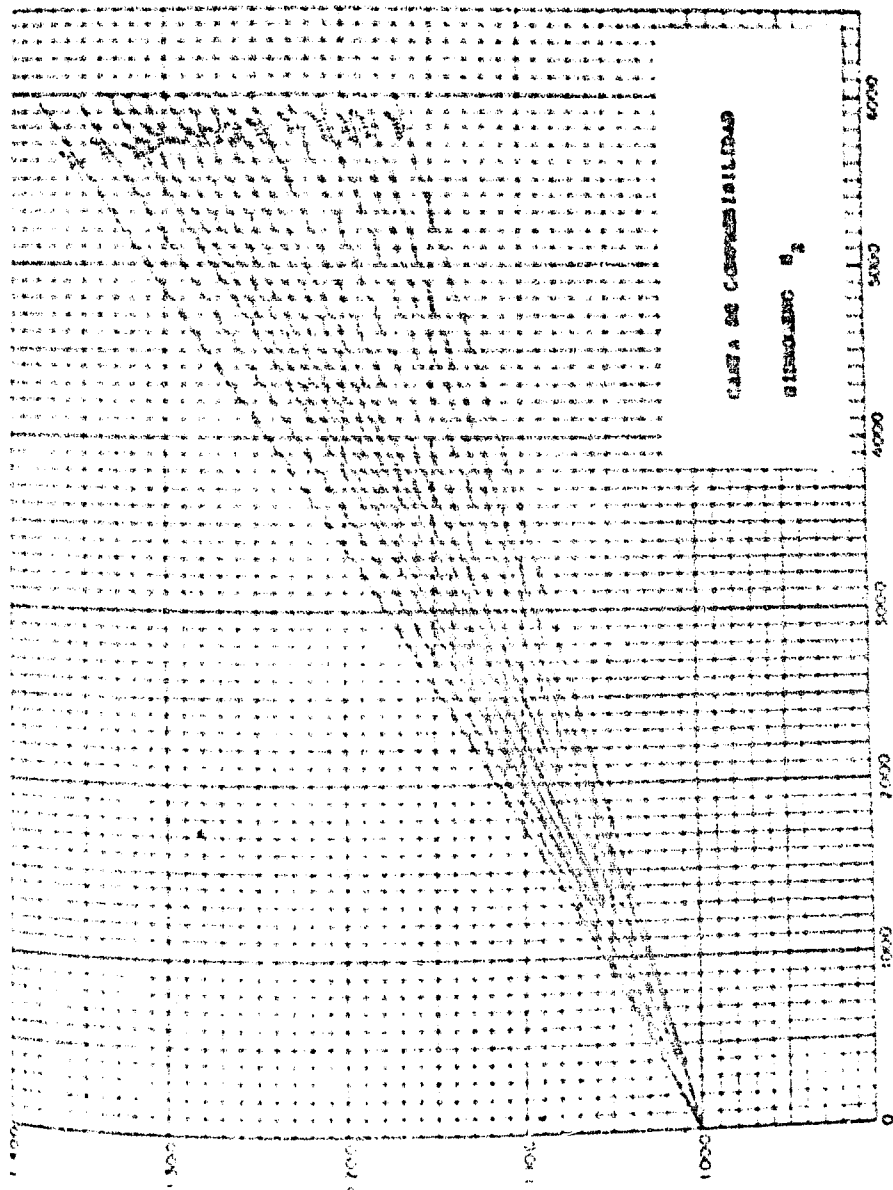
FACTORES DE COMPRESIBILIDAD 4

TEMPERATURA EN GRADOS C



Pr

Gráfica 3-6

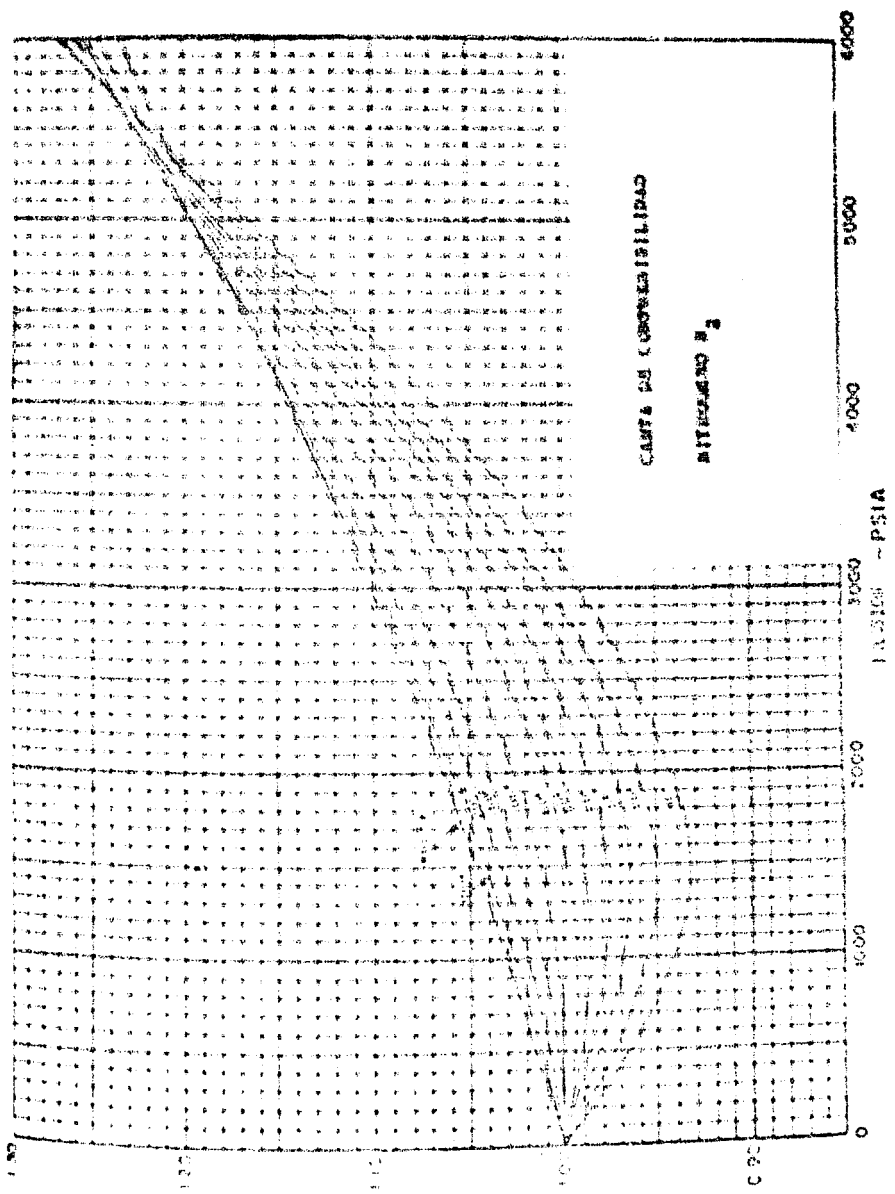


FACTORES DE COMPRESIBILIDAD Z

CURVA DE COMPRESIBILIDAD
GASES

PRESION - PSIA

Gráfica 4-1



CARGA DE COMPRESIBILIDAD
MILIBAROS M.²

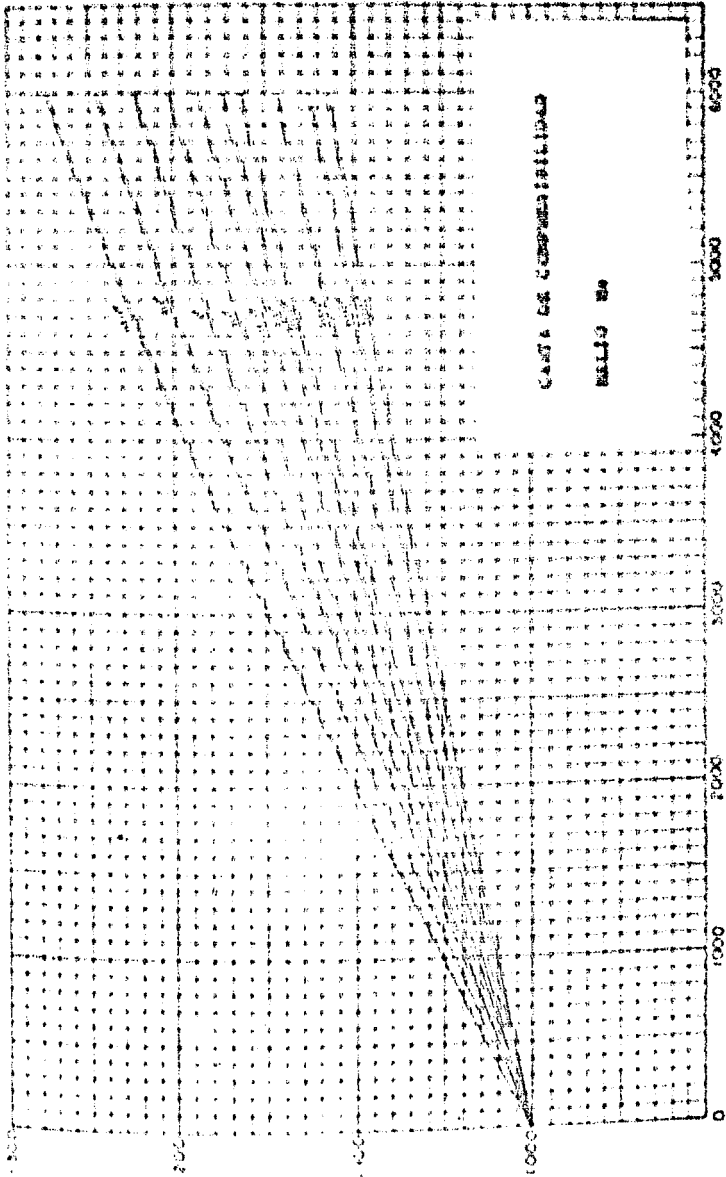
P.A. EN CM - P.S.I.A

Gráfico N-2

WATER FLOW RATE (GPM)

1.50
0

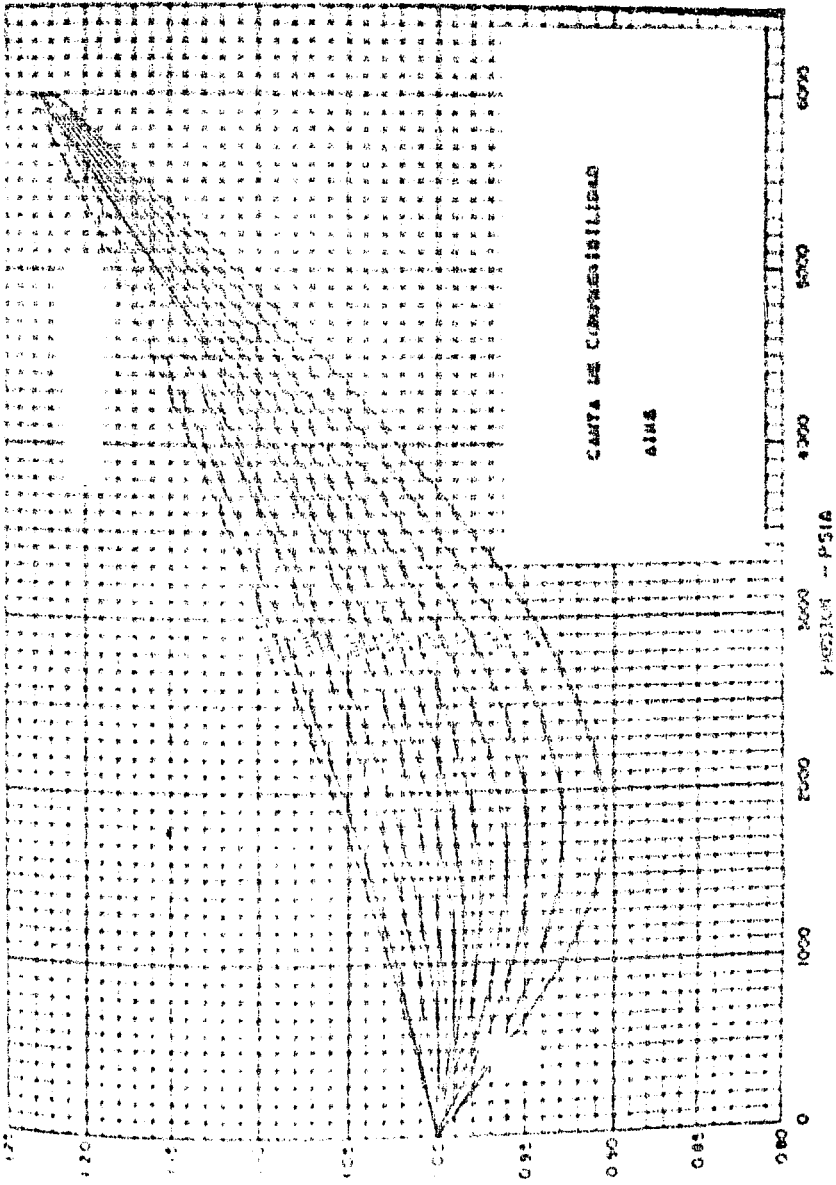
PARTE II - CARGA DE TRABAJO



CARTA DE COMPRESIBILIDAD
MILJO DE

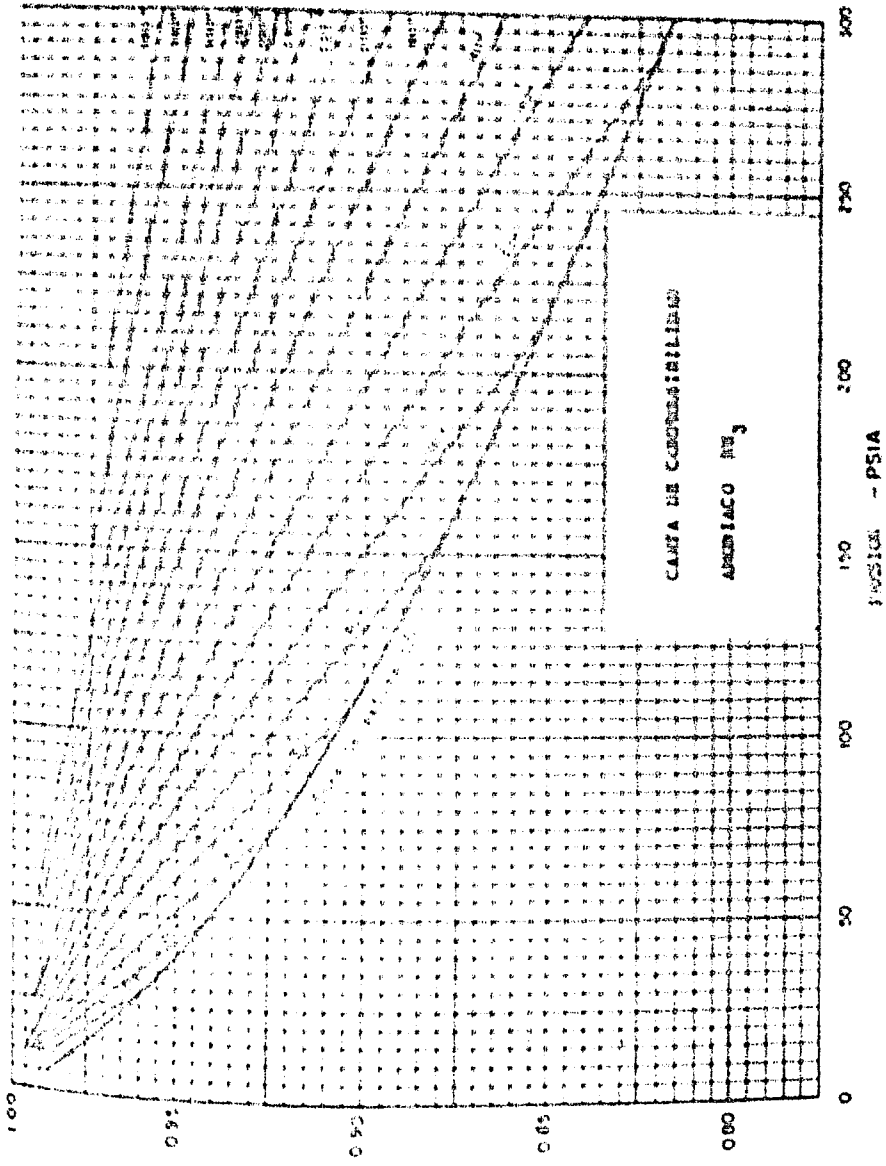
PROCESO - PSIA

Gráfica 4-3



Graph 4-4

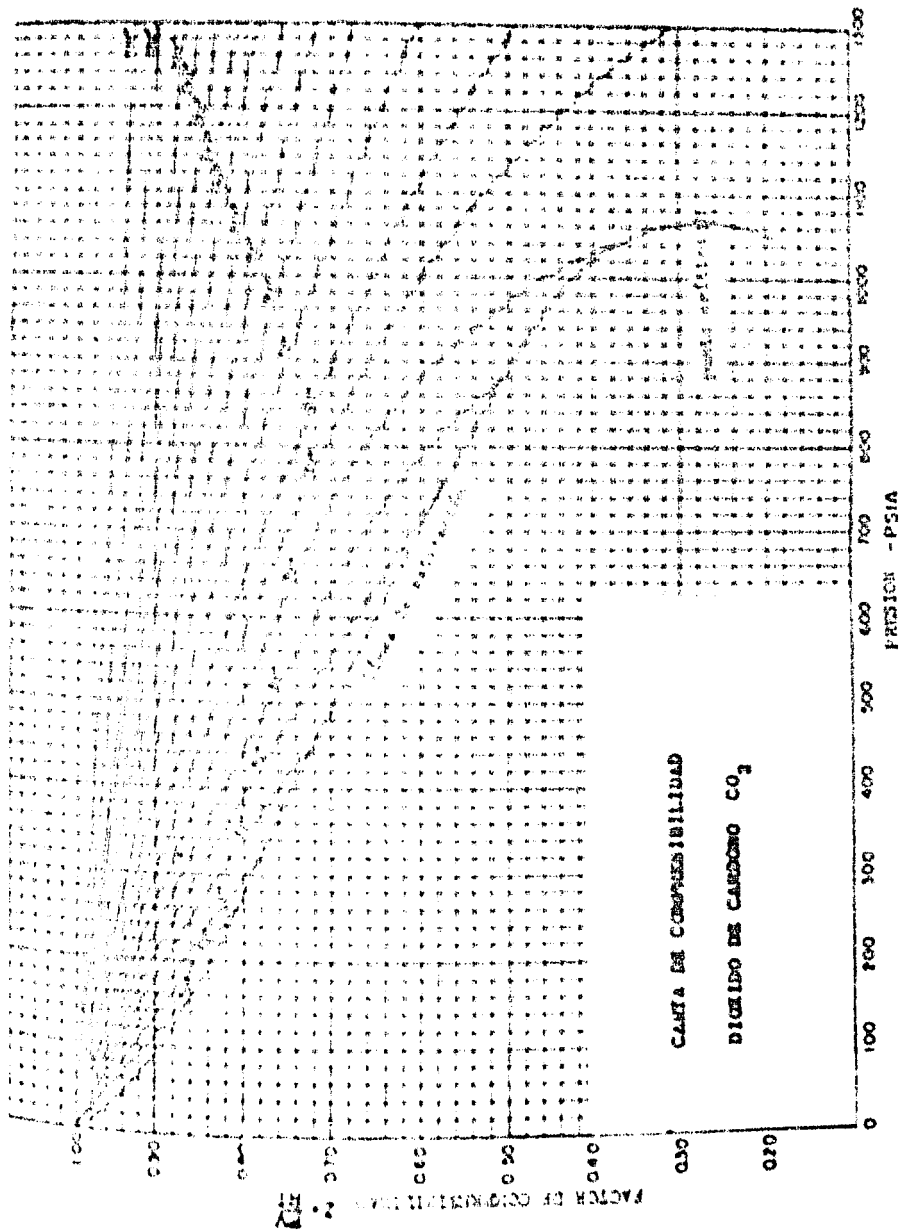
2-RY QUALIFICATION OF DATA



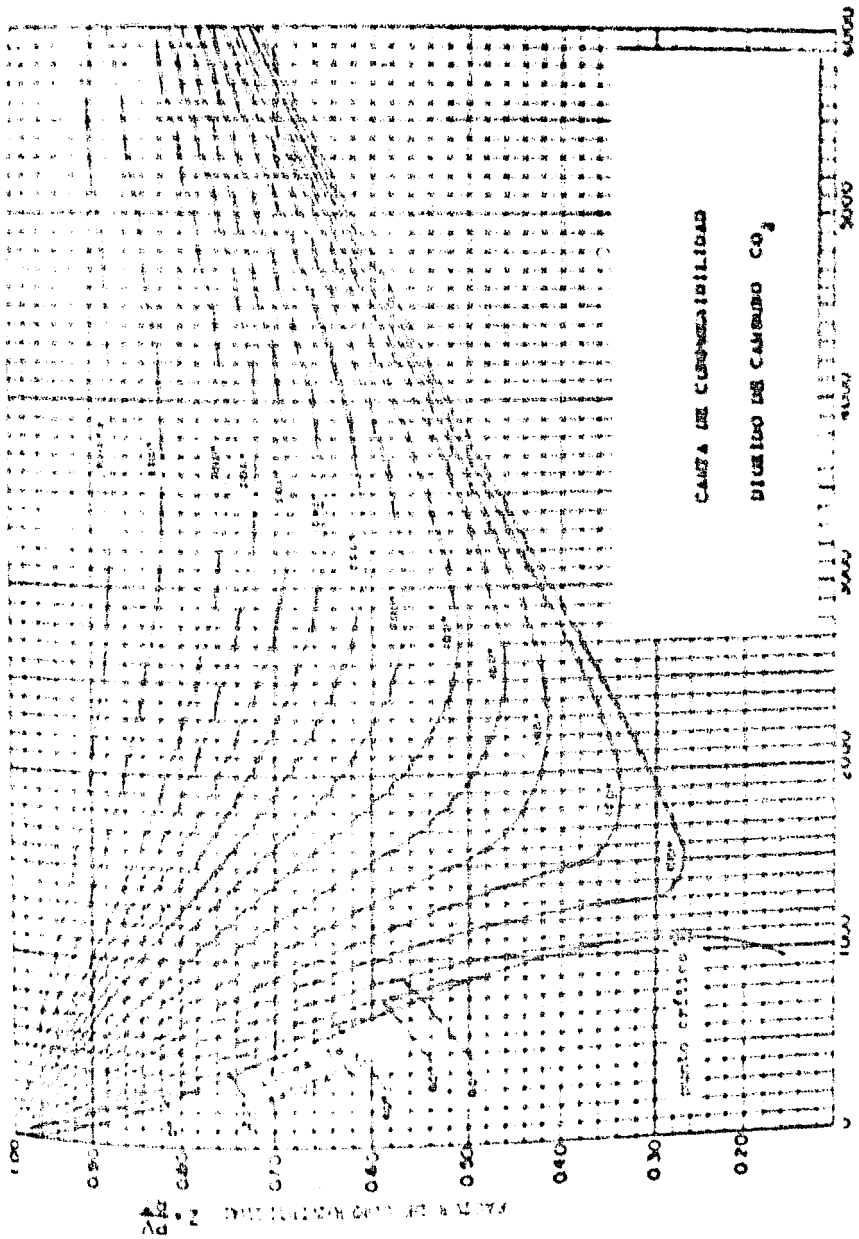
CAMPA DE CONDENSIBILIDAD
 AMONIAO NH₃

Gráfica N-5

FACTOR DE CONDENSIBILIDAD - 2 - 19
 200

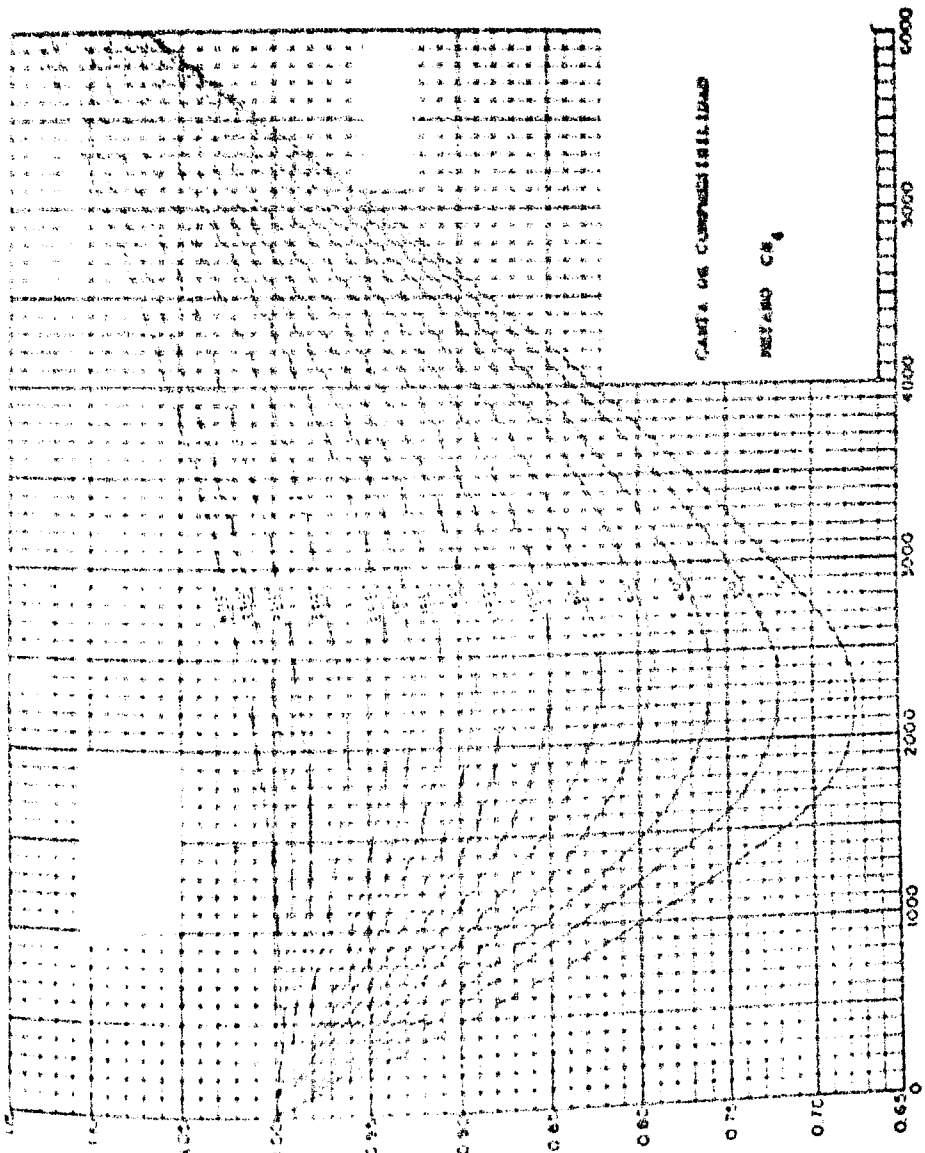


Gráfica 4-6



CANTIDAD DE CO₂
 PRESION - PSIA

GRÁFICO 1-2



PRESION - PSIA

Gráfica 4-2

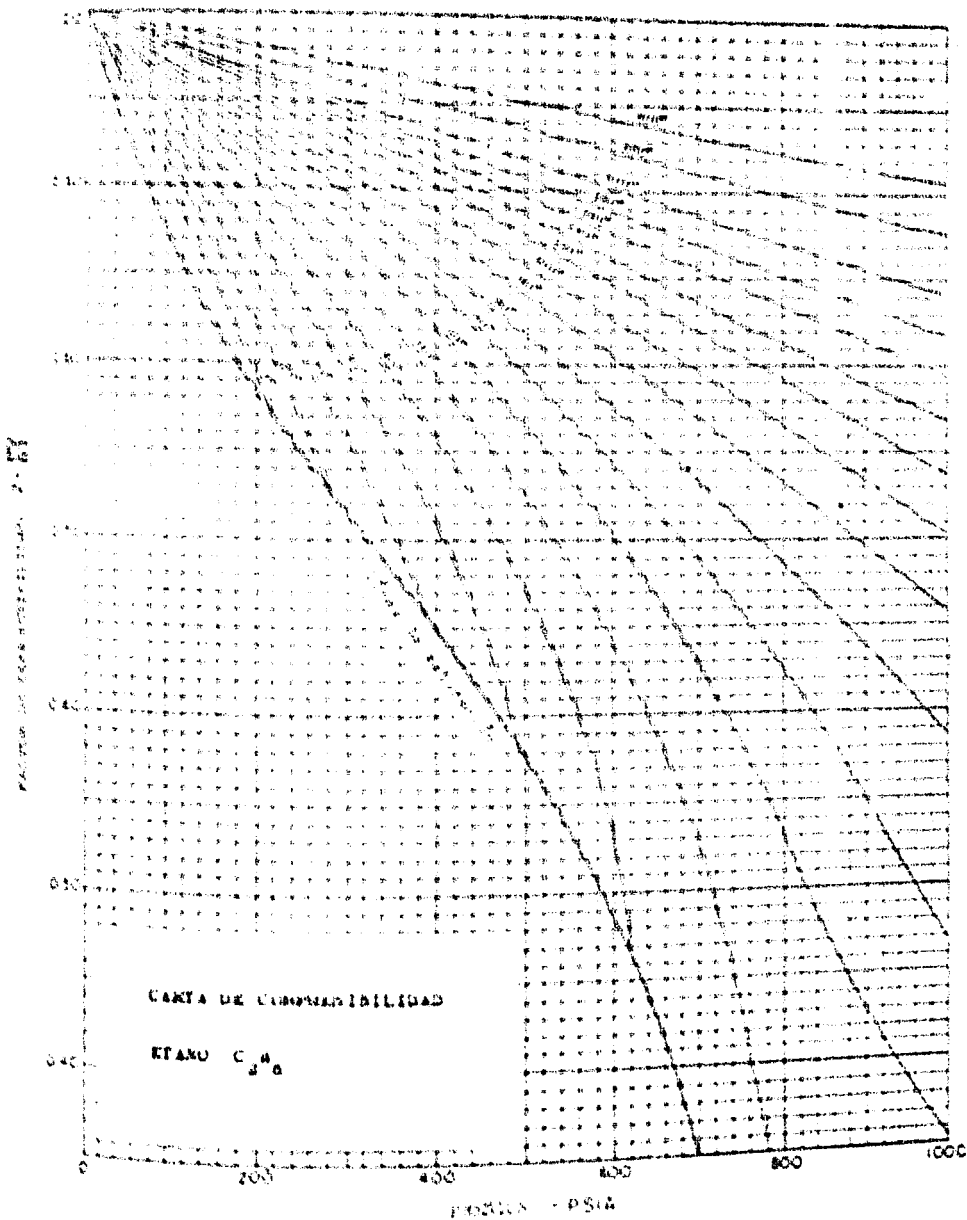
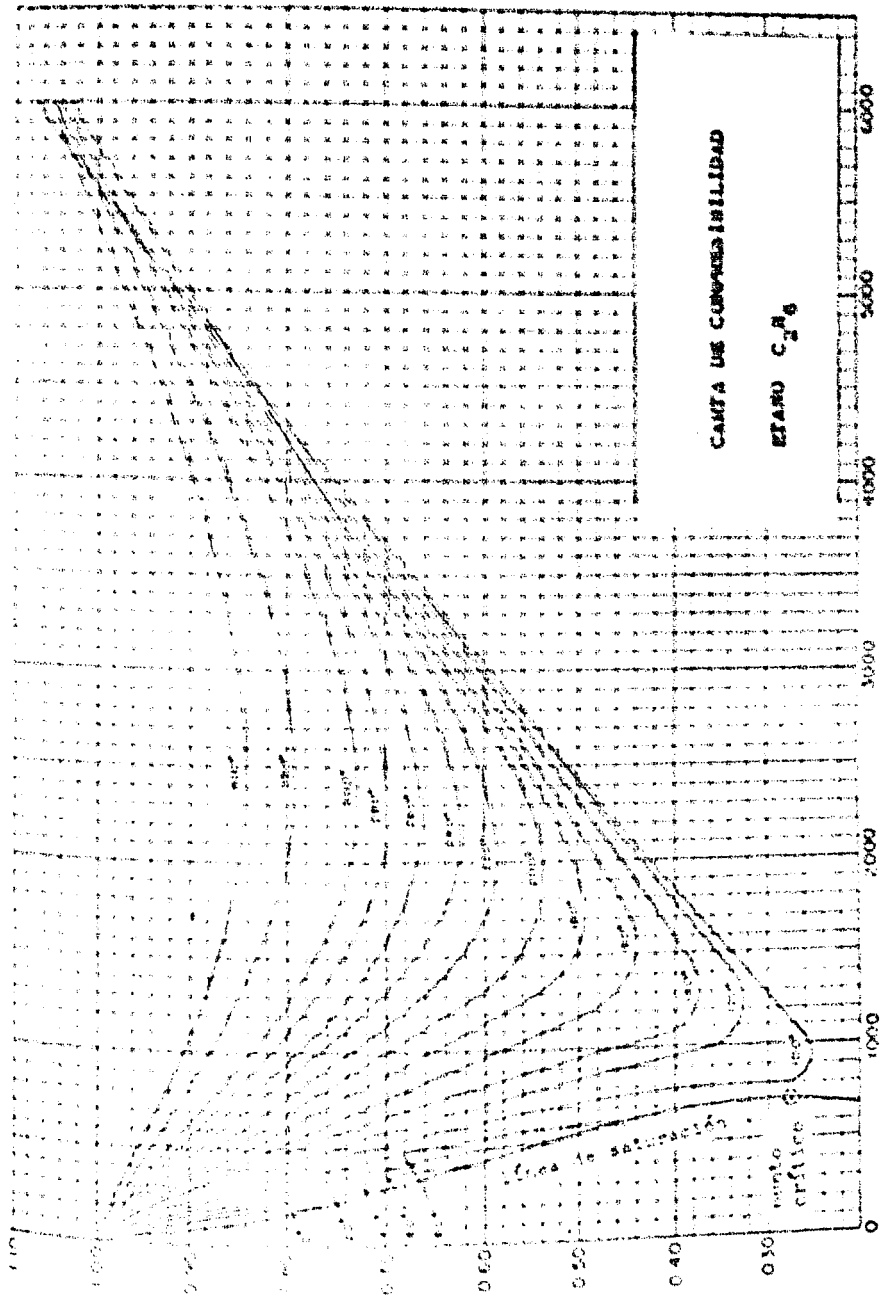


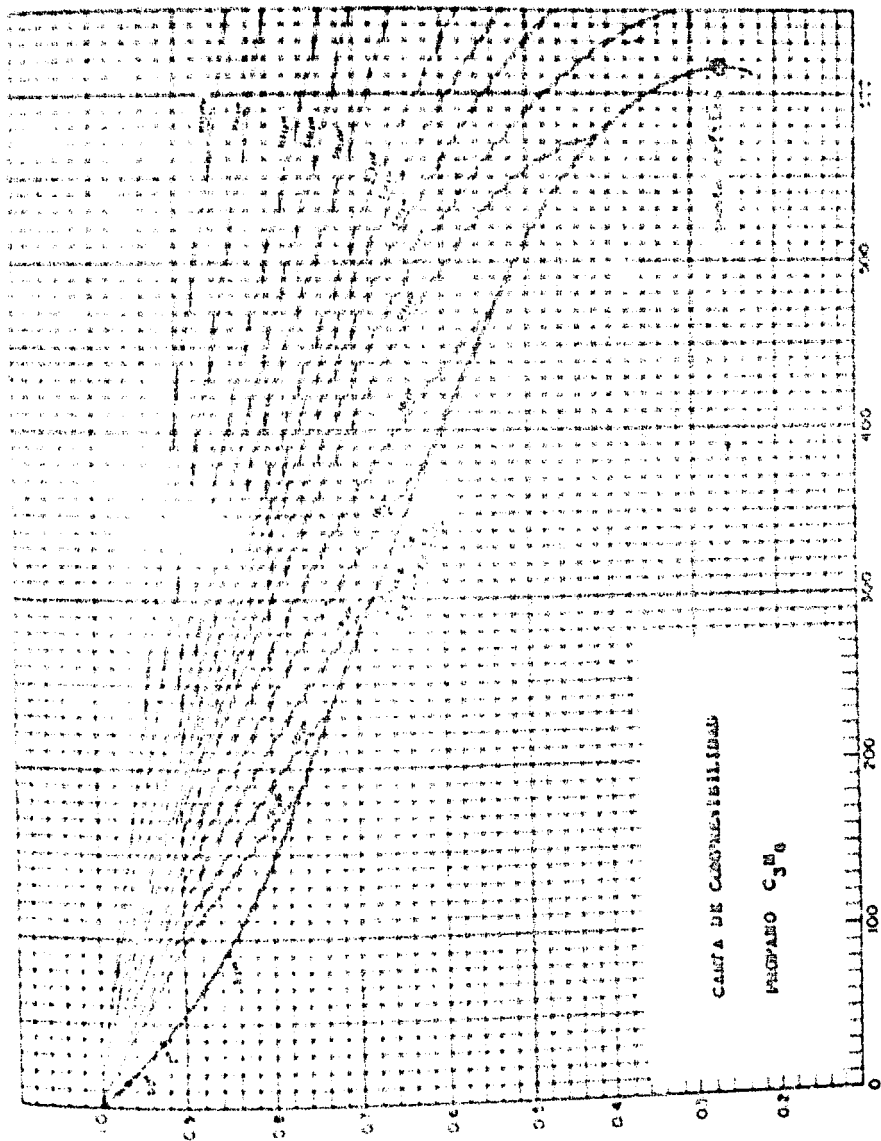
Gráfico 4-9



CANTA DE COMPRESIBILIDAD
 ETANO C₂H₆

PRESION - PSIA

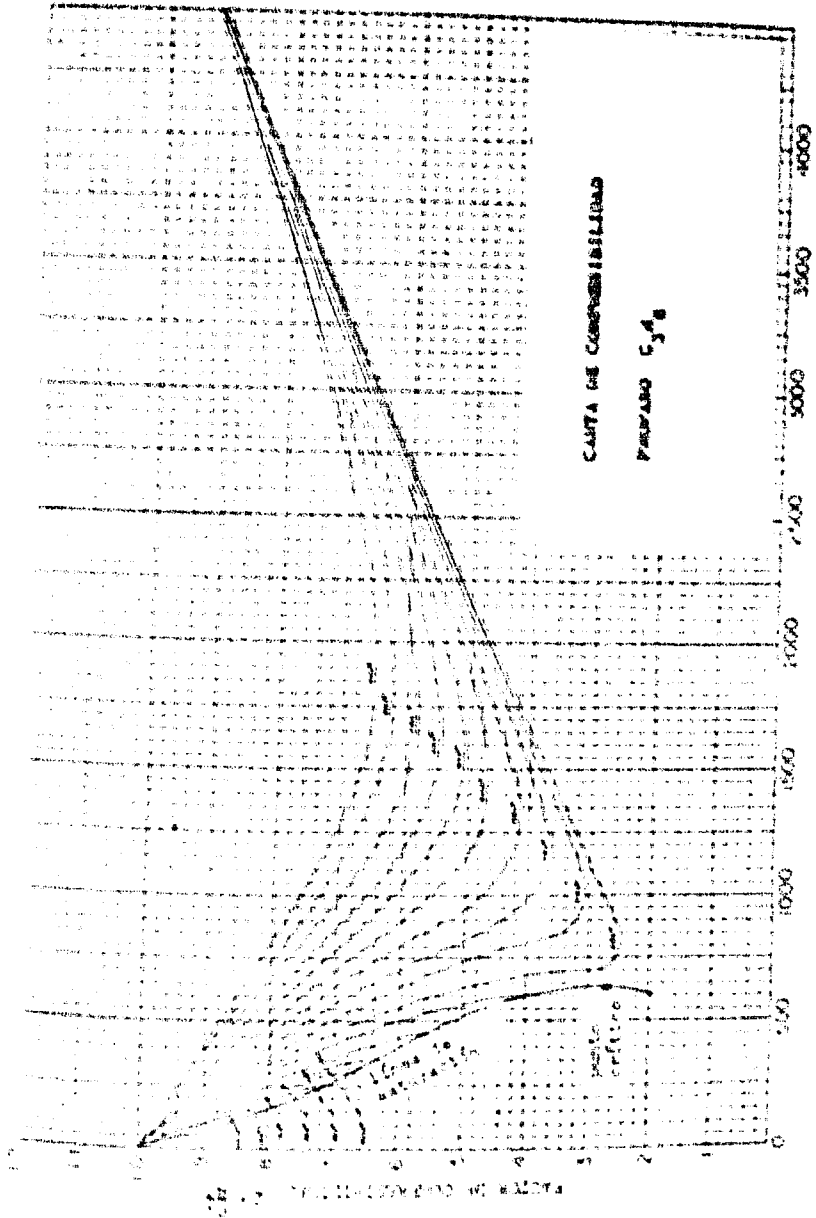
Gráfica 4-10



Escala - 1:500

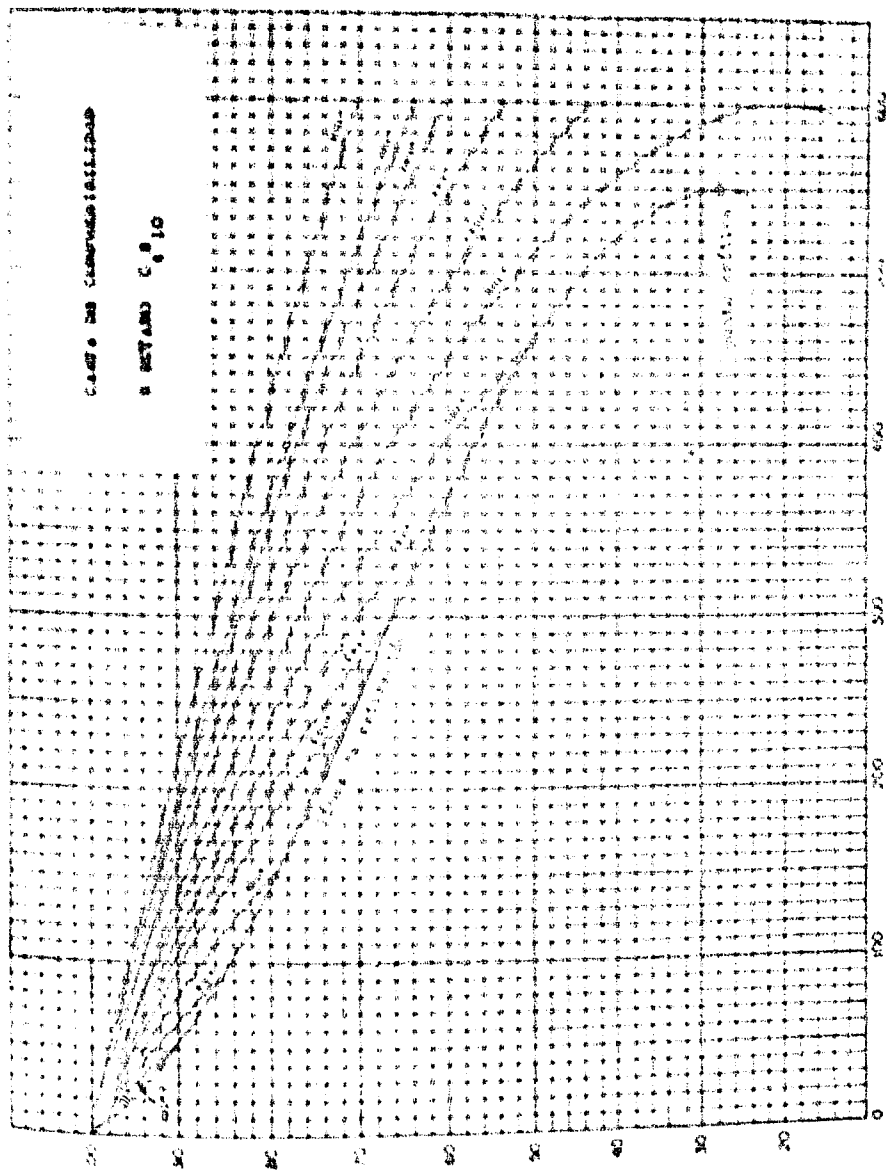
Gráfico 4-11

2. - 2.º



PROPIANO C₃H₈

Gráfica 4-12



CAIXA DE TELECOMUNICAÇÕES

A DISTÂNCIA C. 0,10

0 100 200 300 400 500 600

PROJETO - PMA

Gráfica 4-13

44

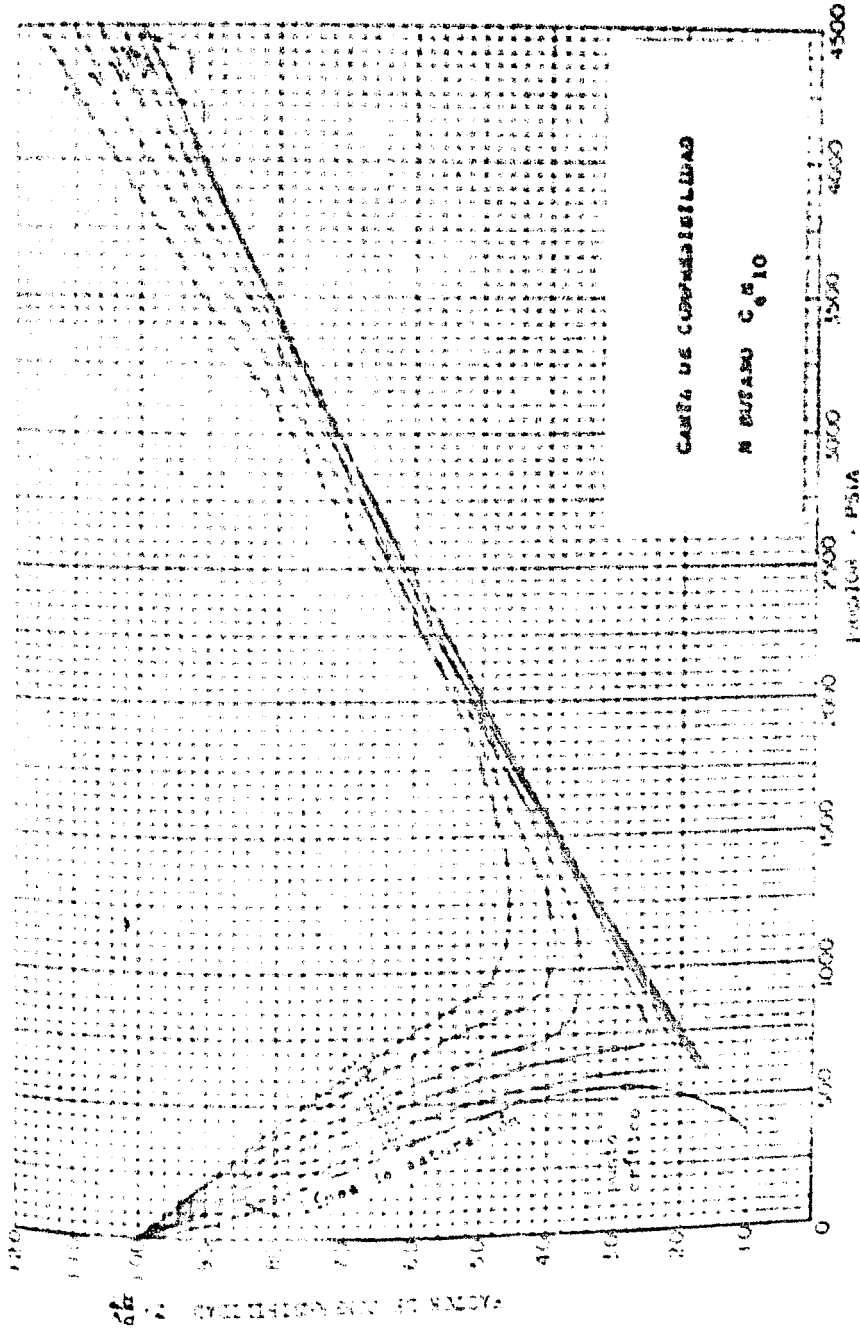
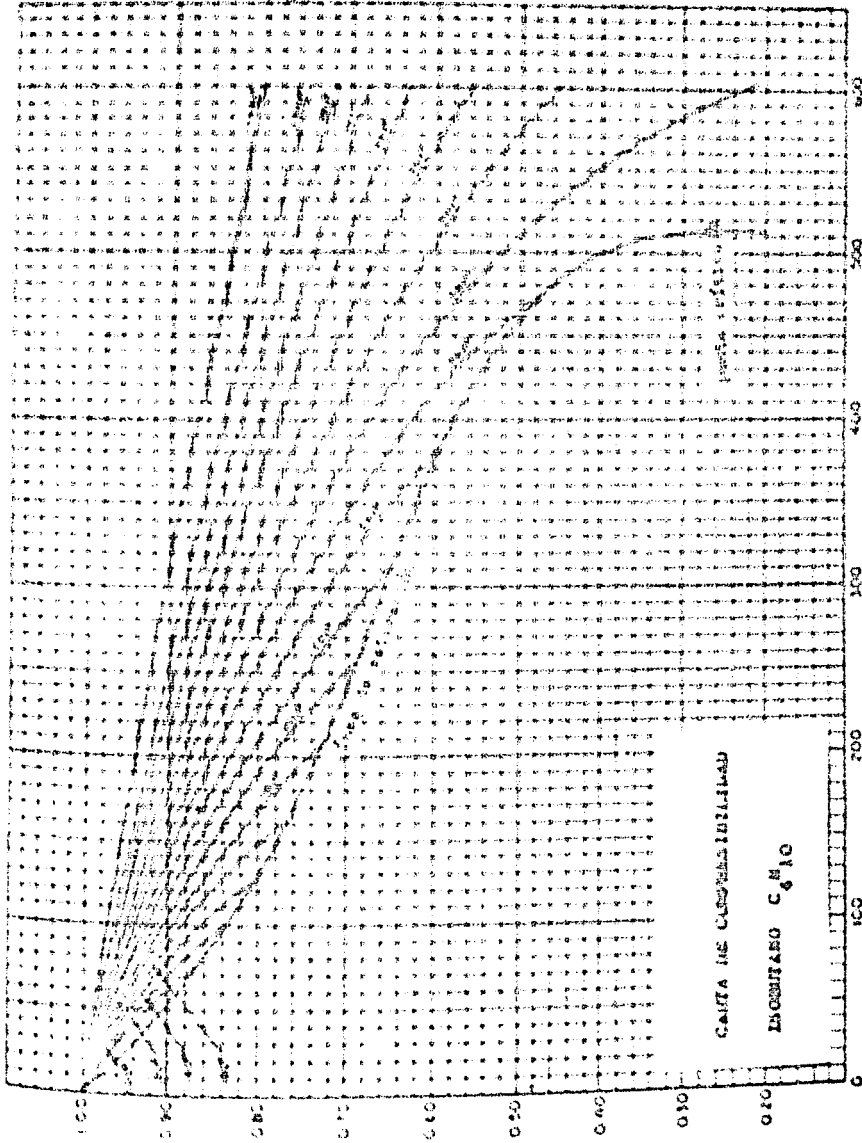


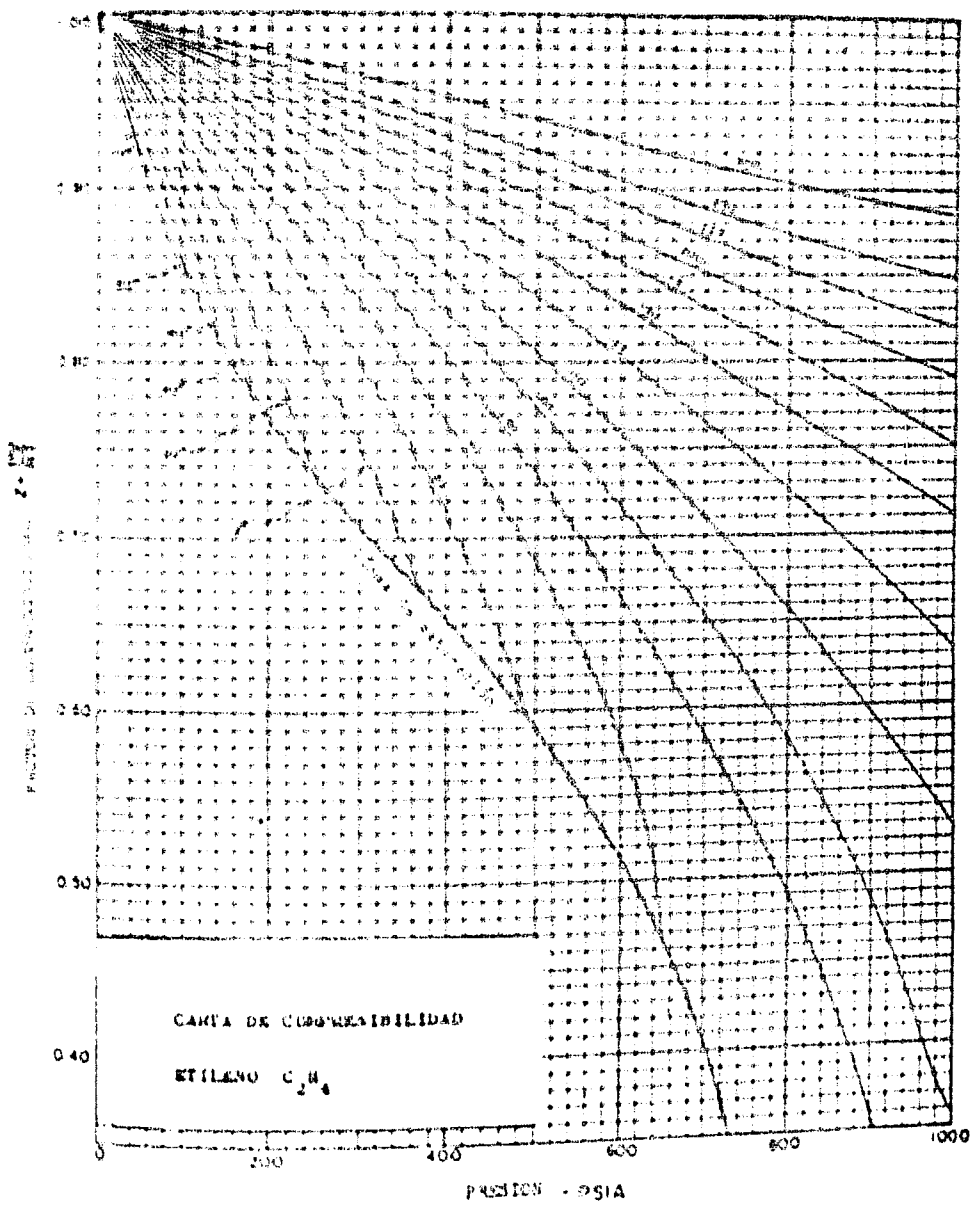
Gráfico 6-14



FAKESLOW - PSTA

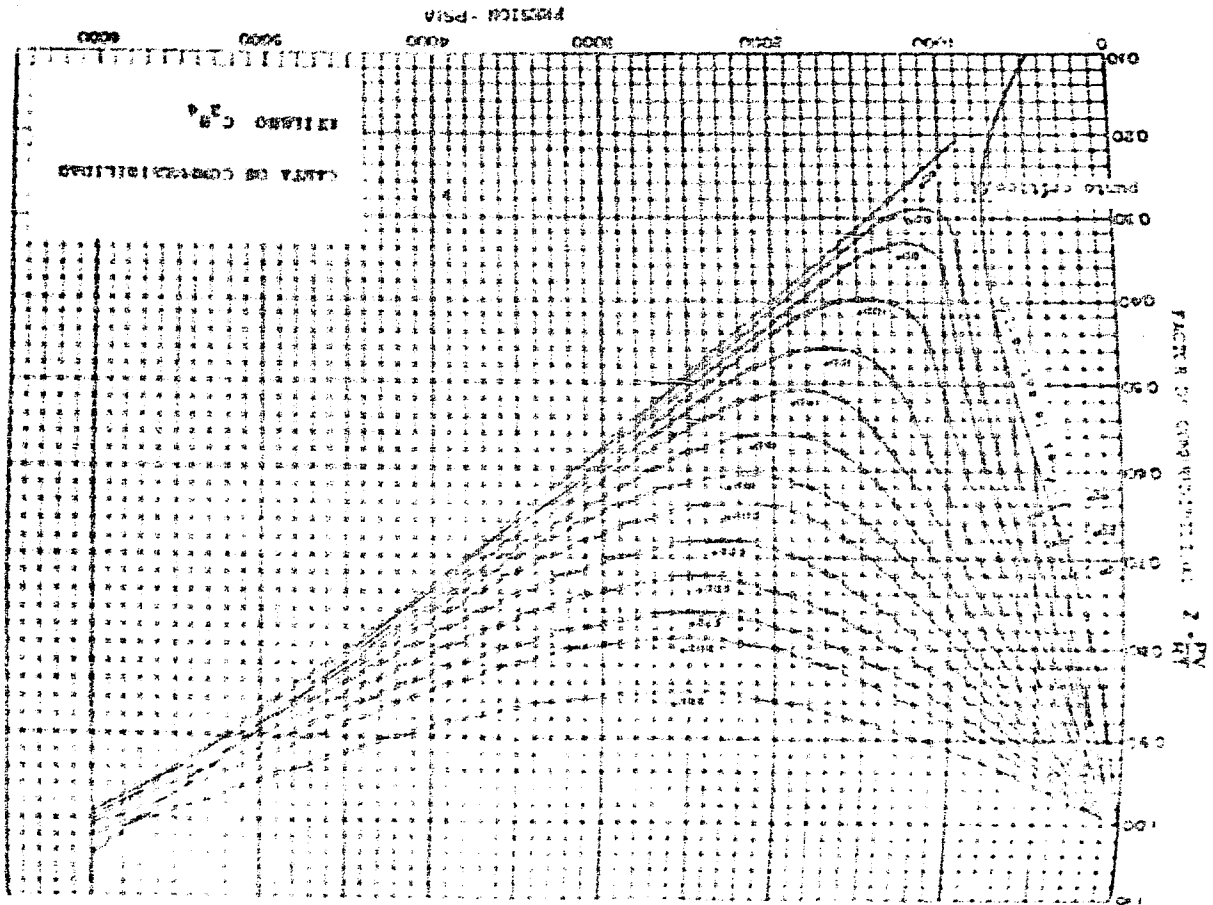
Gráfica 4-15

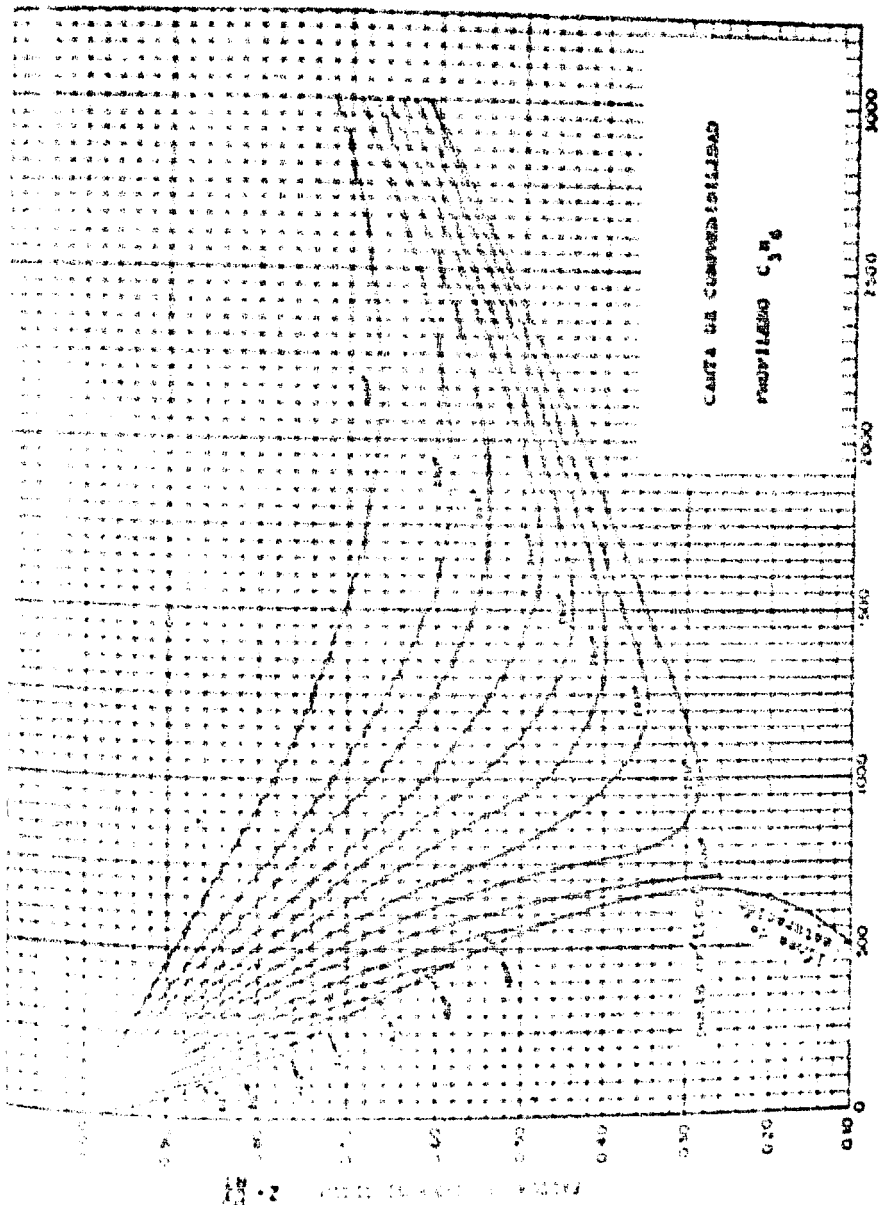
FACTOR DE COMPRESIBILIDAD 2-12



Gráfica 4-17

Office 4-18

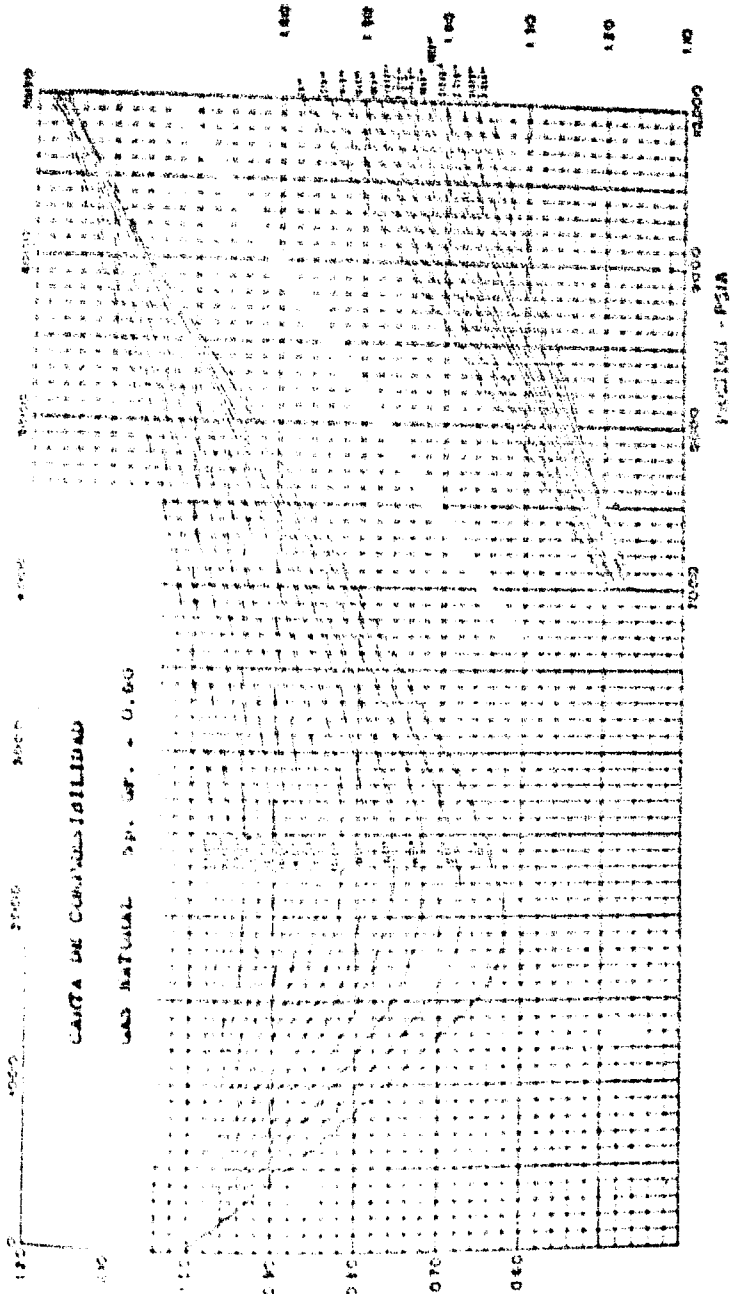




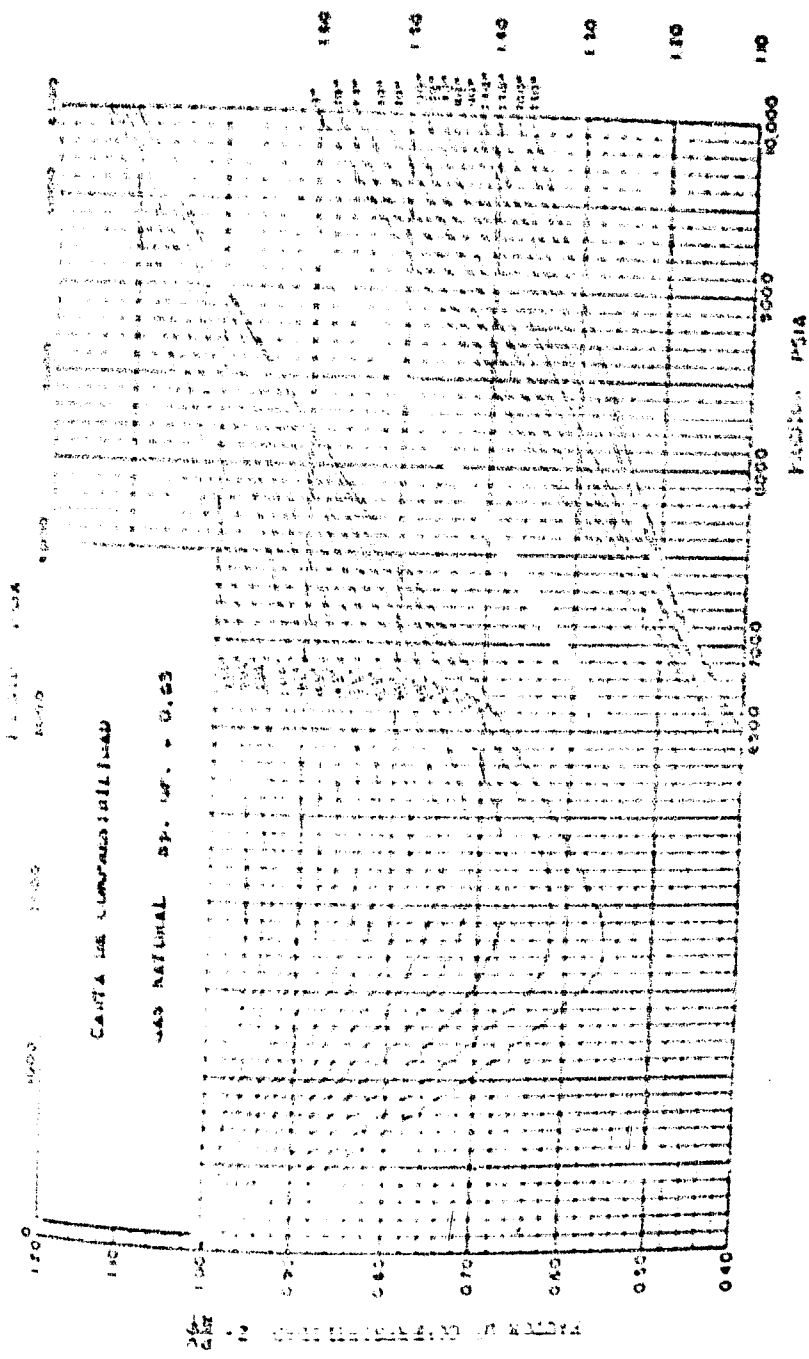
PROBADA P. 7

CARTA DE COMERCIALIZACION

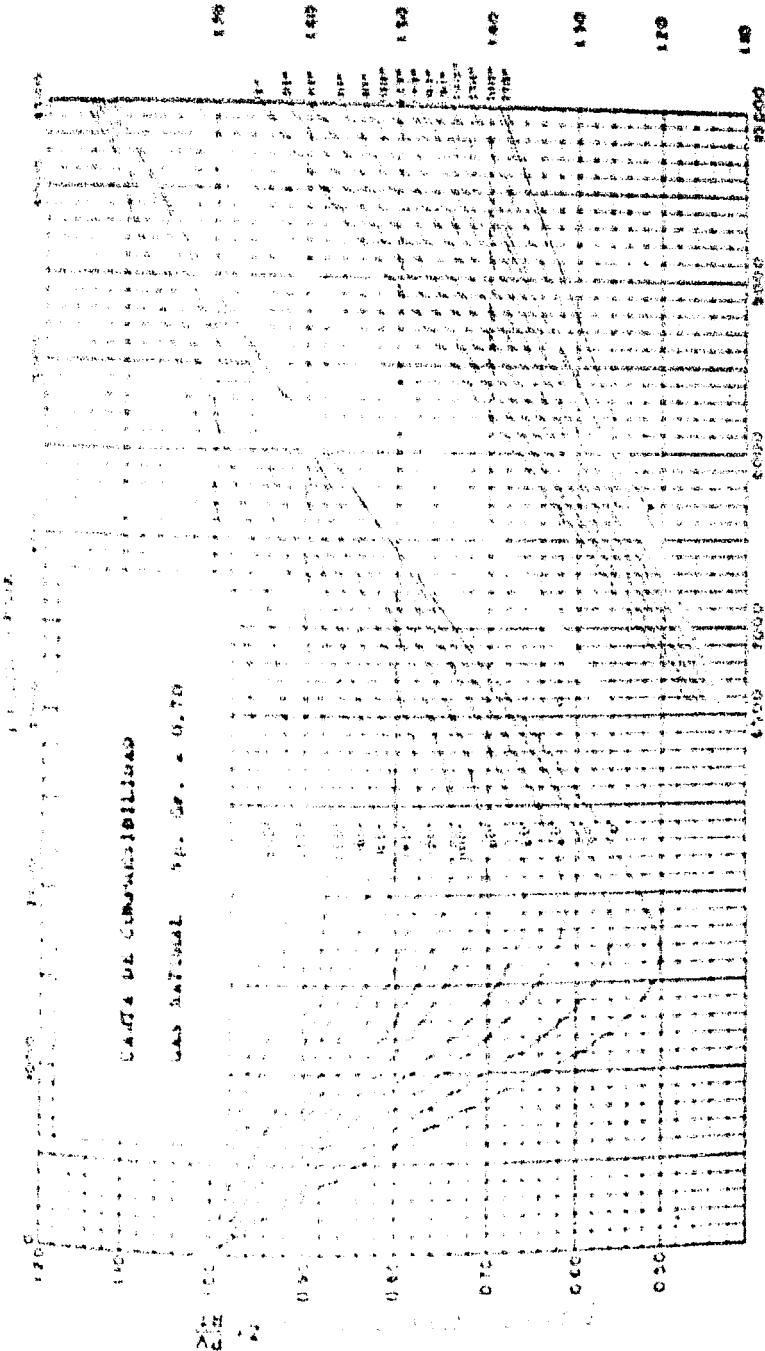
VALOR REALIZADO DE U.S. \$ 0.60



Oficina 4-20



Gráfica 4-21



CANTIDAD DE CONSUMIDORES

CANTIDAD DE PRODUCTO

1.00
1.10
1.20
1.30
1.40
1.50
1.60
1.70
1.80

Gráfico 4-29

1954

CARGA DE COMERCIALIZACION

IAS NATURAL DE GR. + 0.75

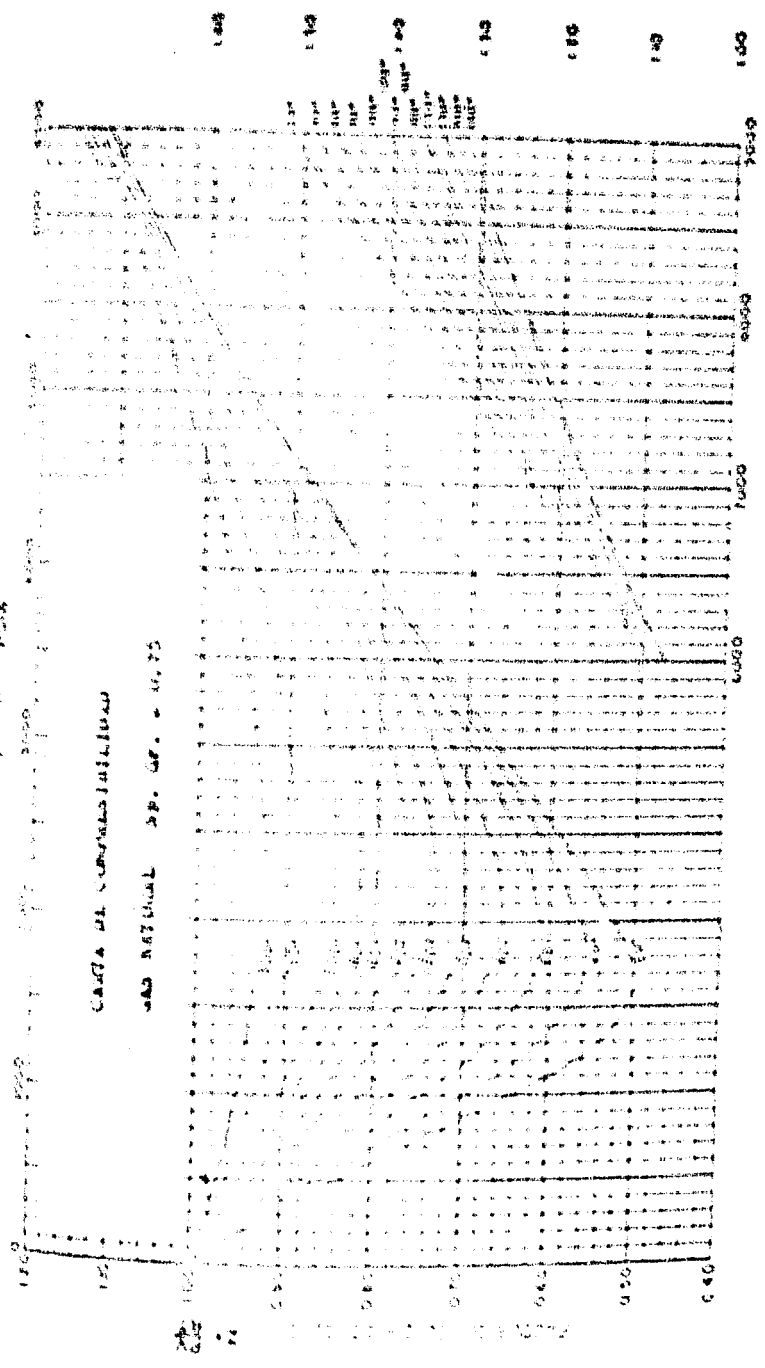


FIGURA 1-121A

Gráfico 1-23

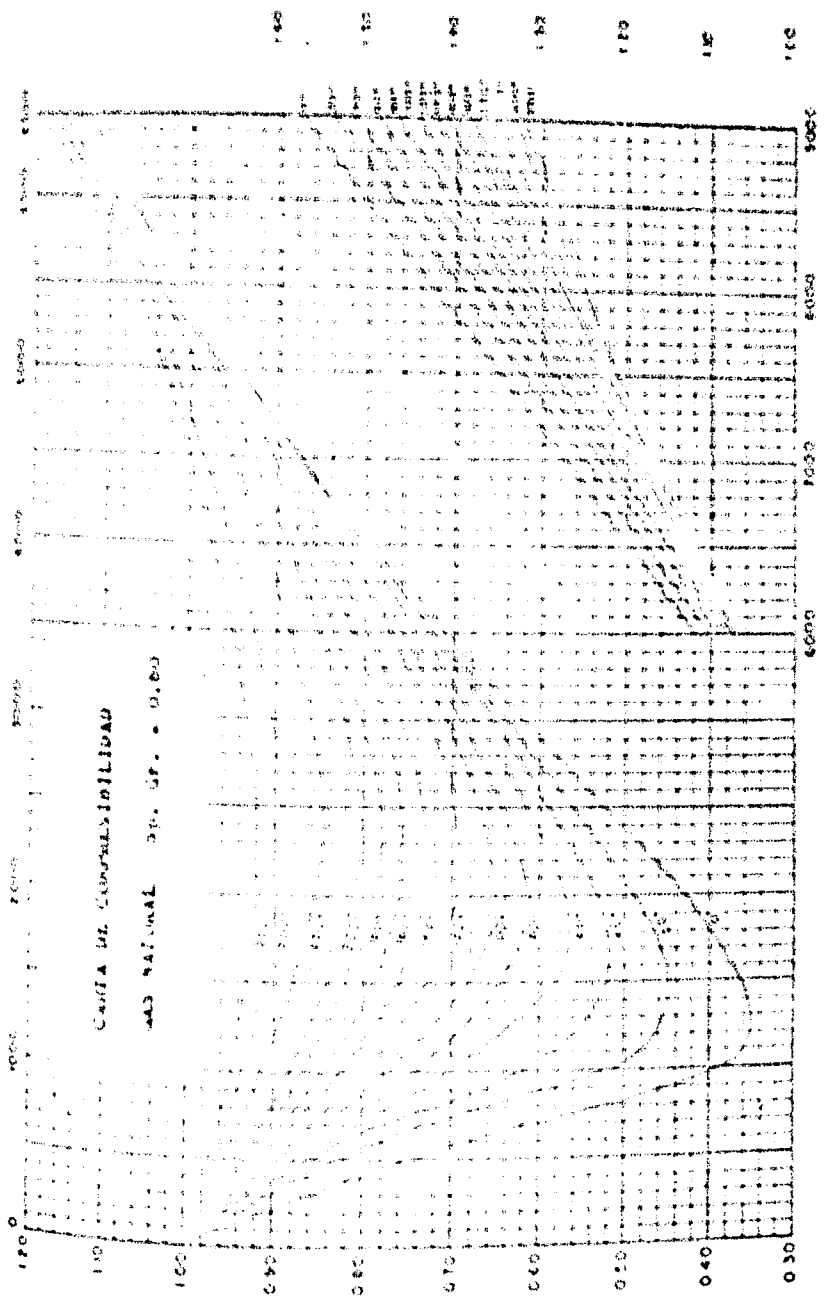


Gráfico 4-24

GRÁFICO 4-25

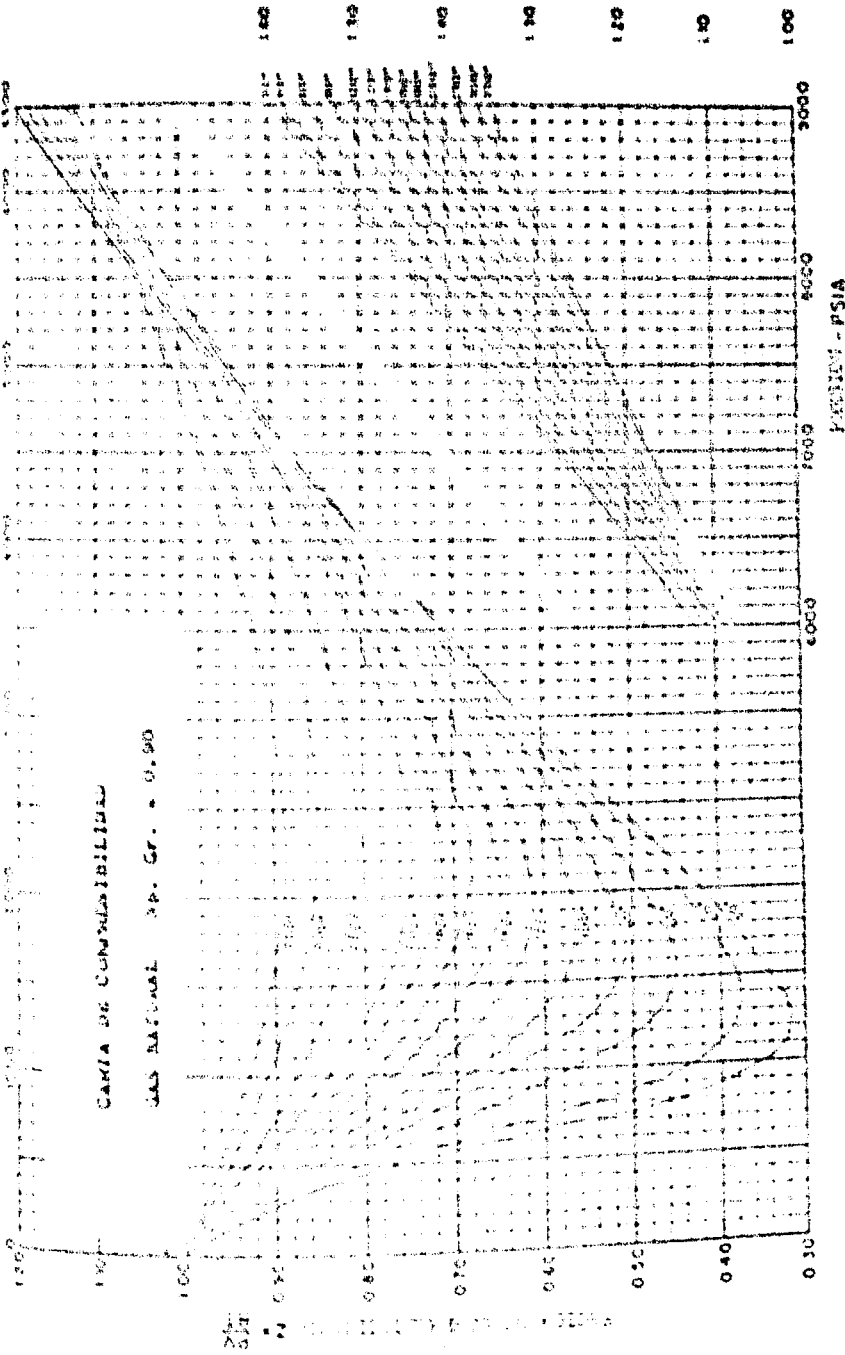
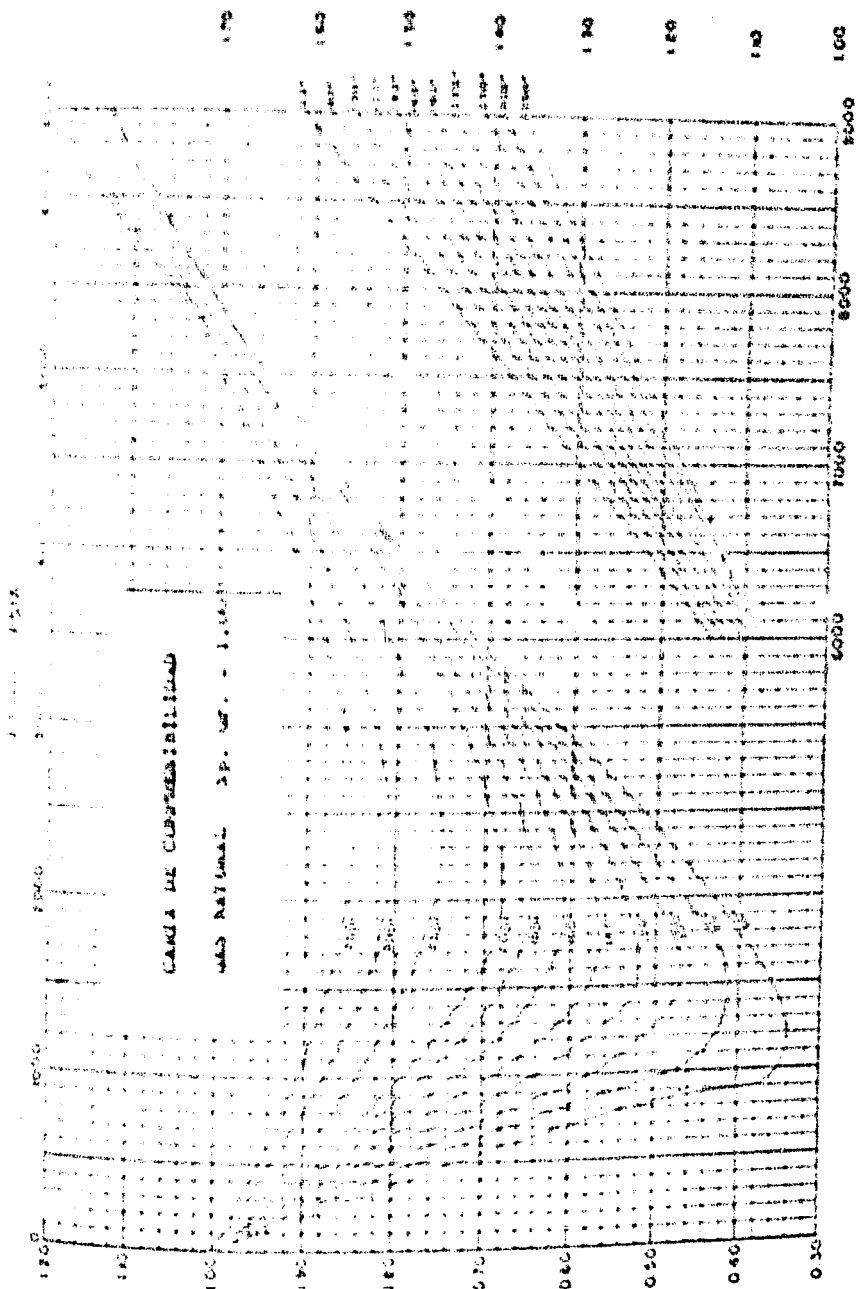


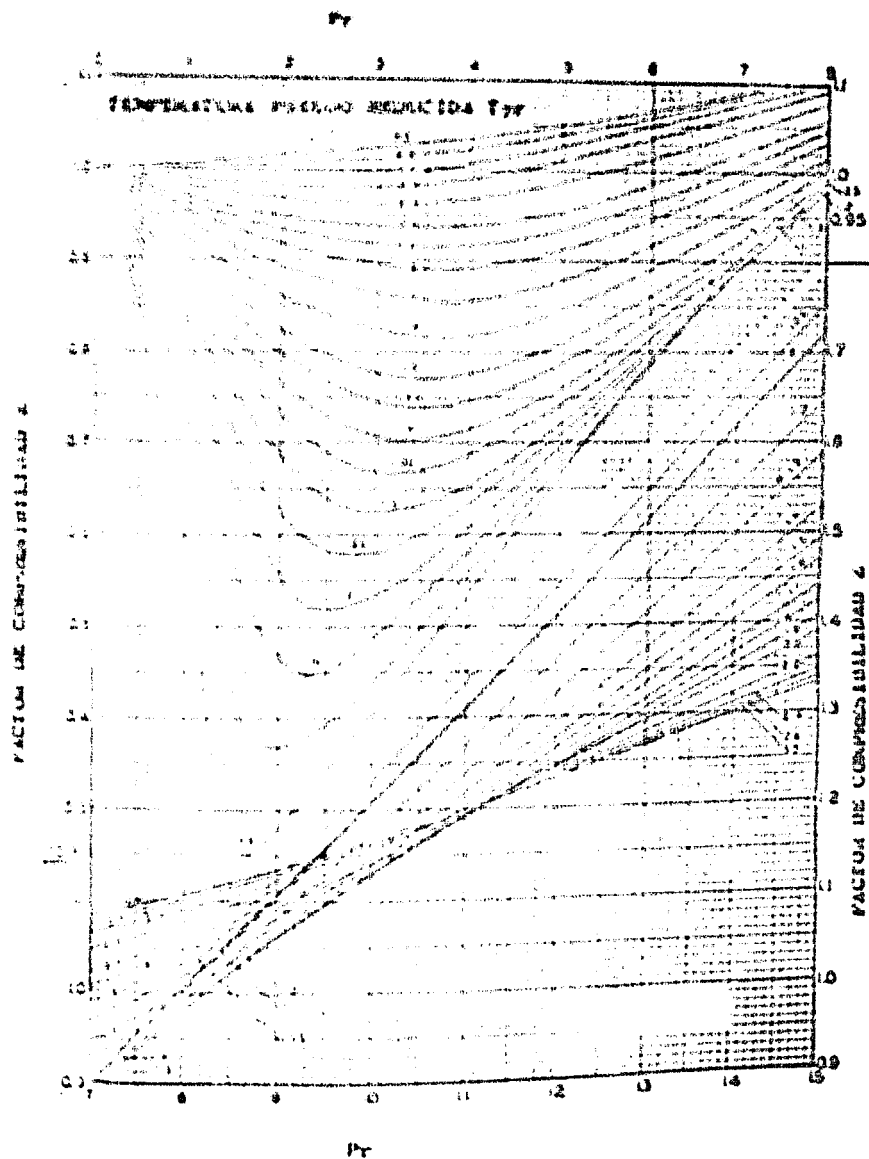
Gráfico 4-25



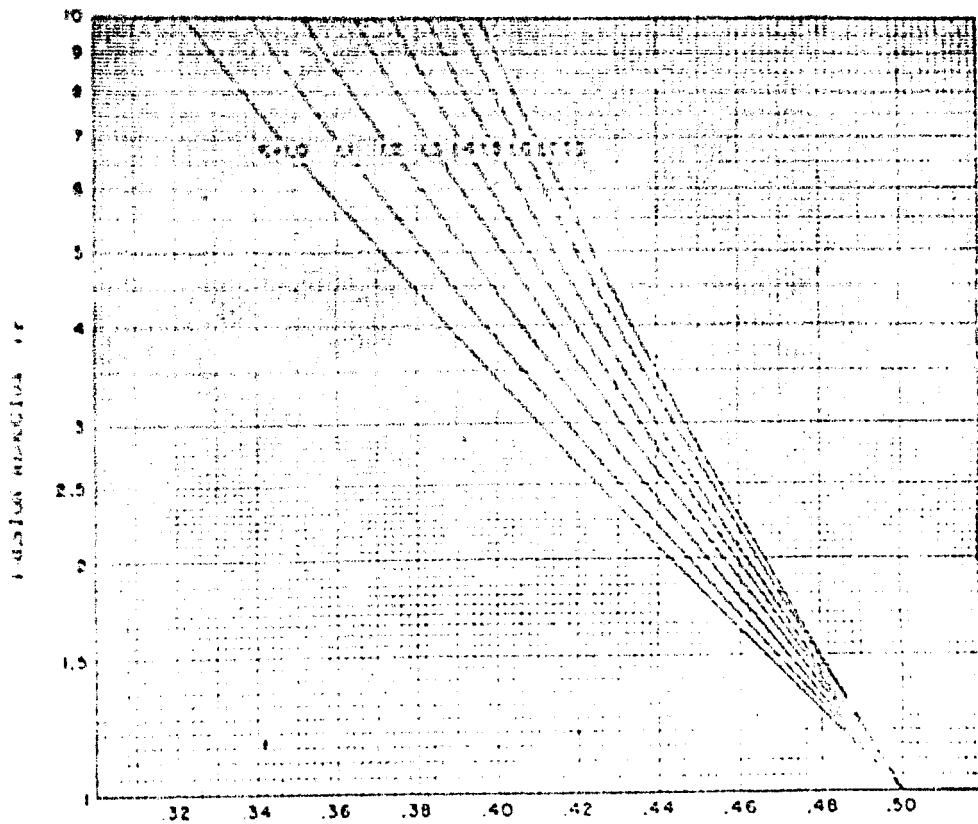
PERMEABILIDAD - F50A

Gráfico 4-26

FACTORY OF COMMERCE 2. RT



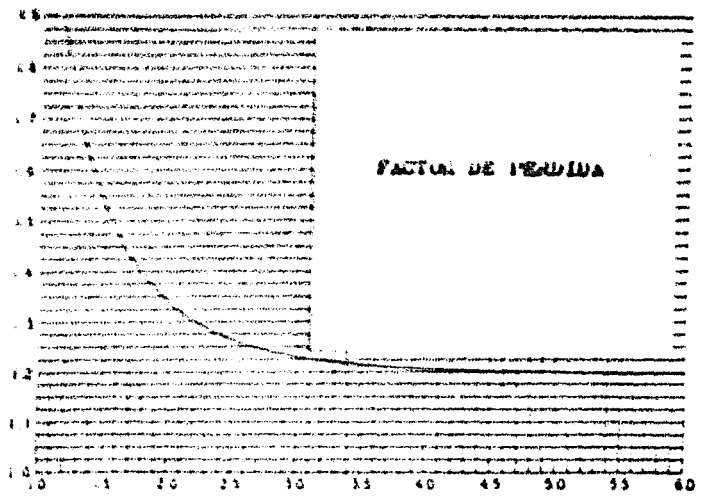
Gráfica 3



Coeficiente C

Gráfica 6

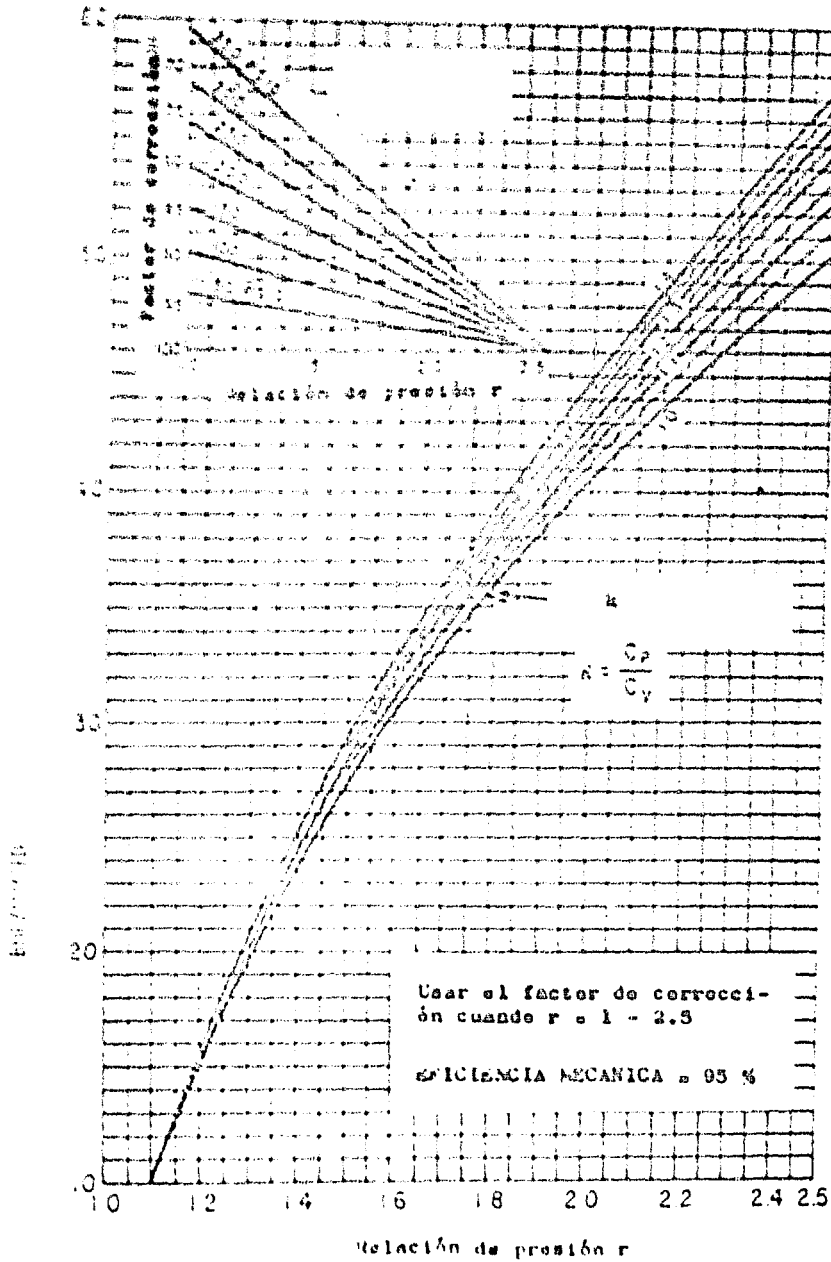
Factor
de
visión



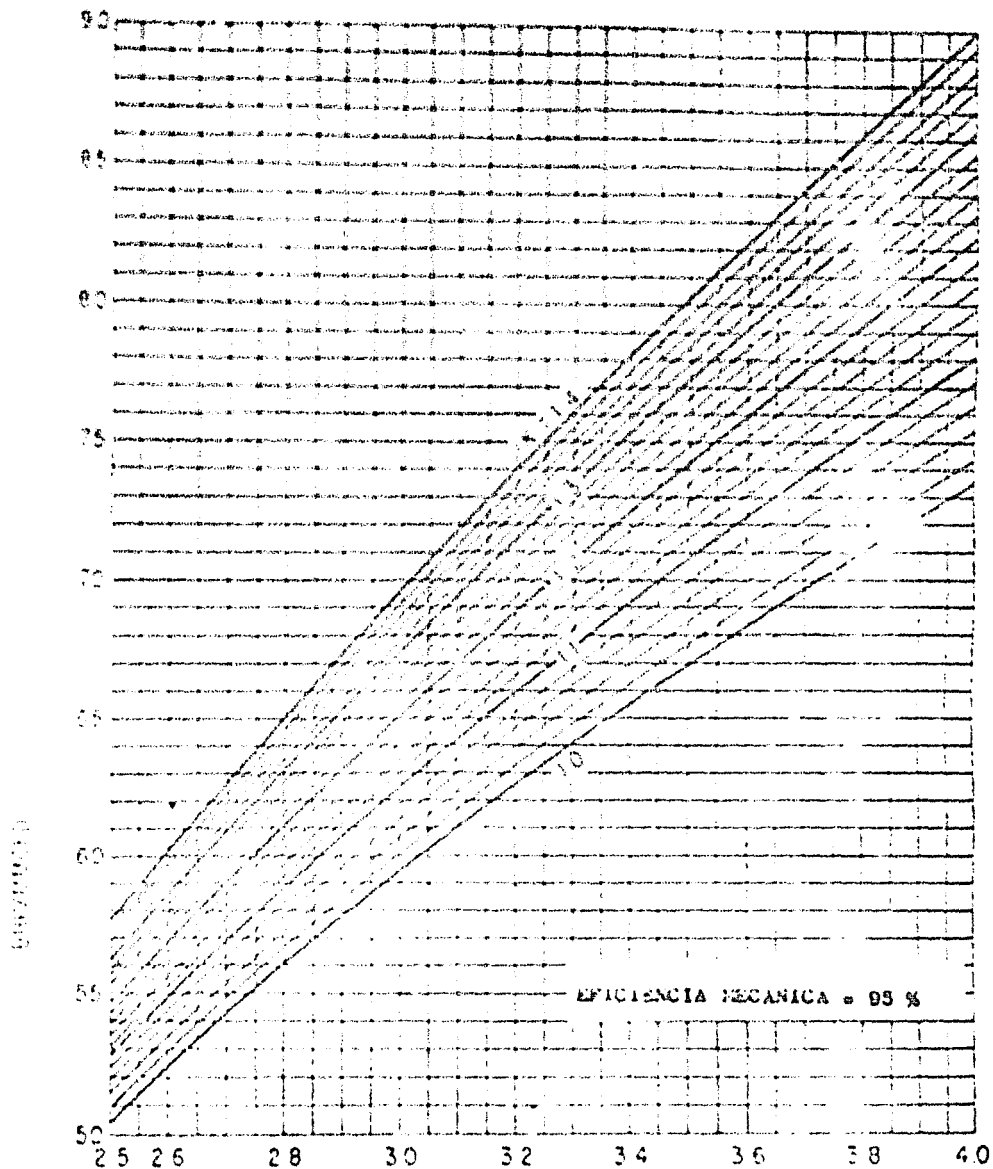
FACTORA DE VISIÓN

Relación de presión r

Gráfica 7

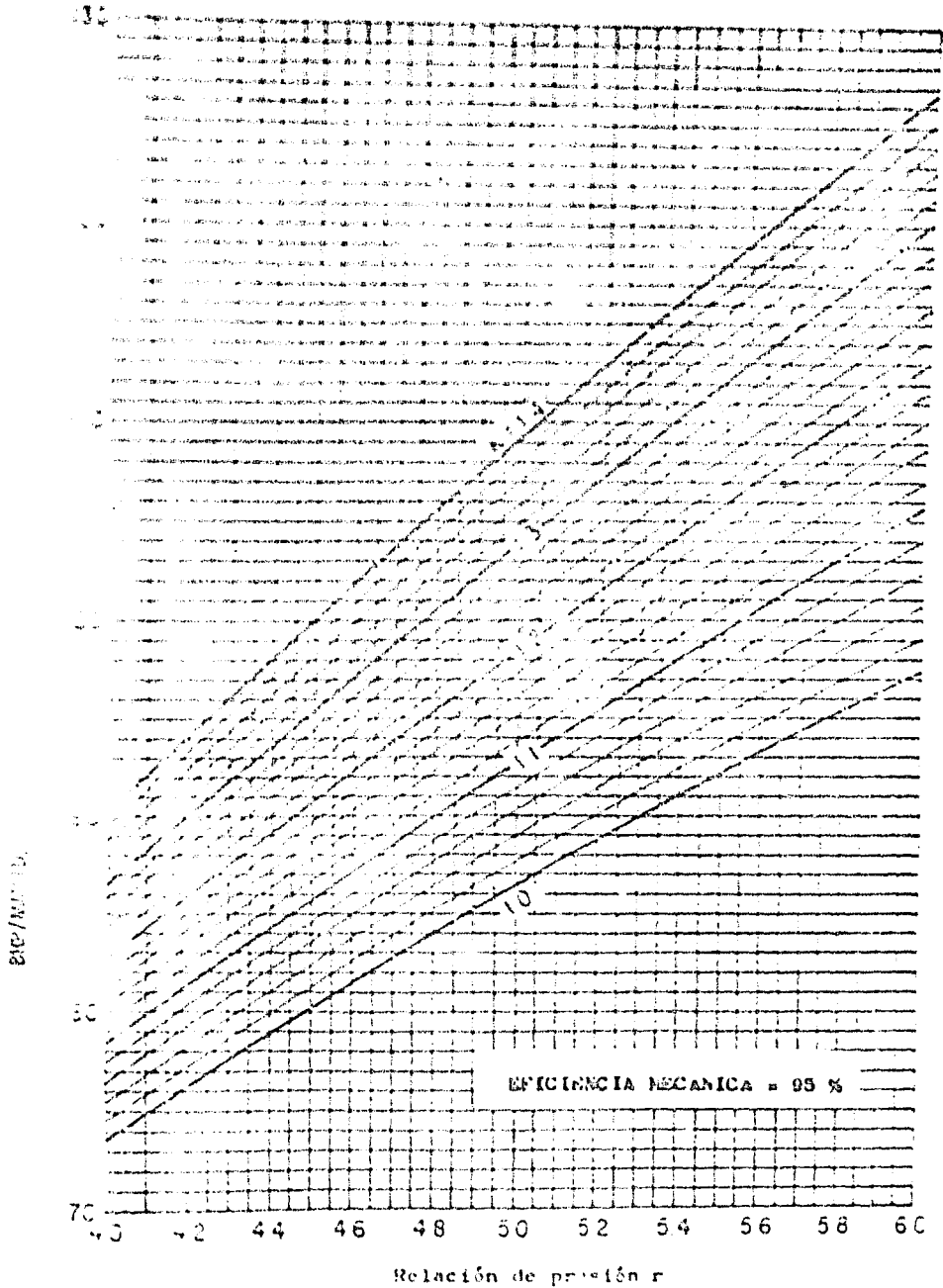


Gráfica 8-1



Relación de presión r

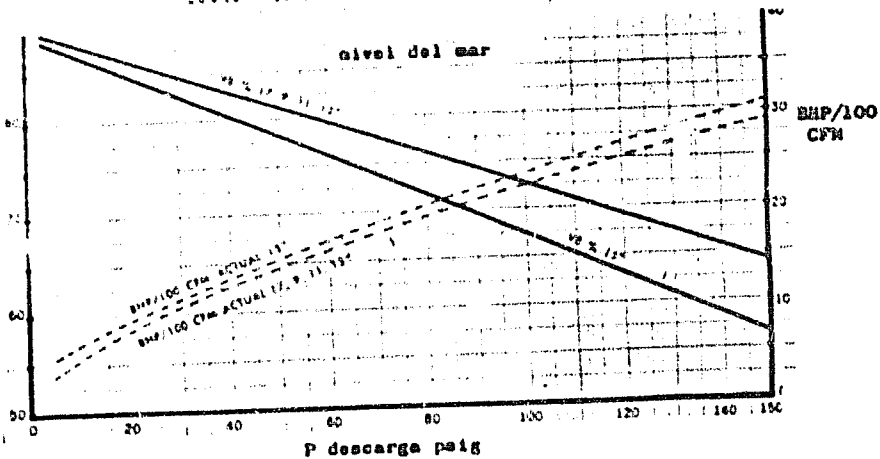
Gráfica 8-2



Gráfica 8-5

Tabla VI

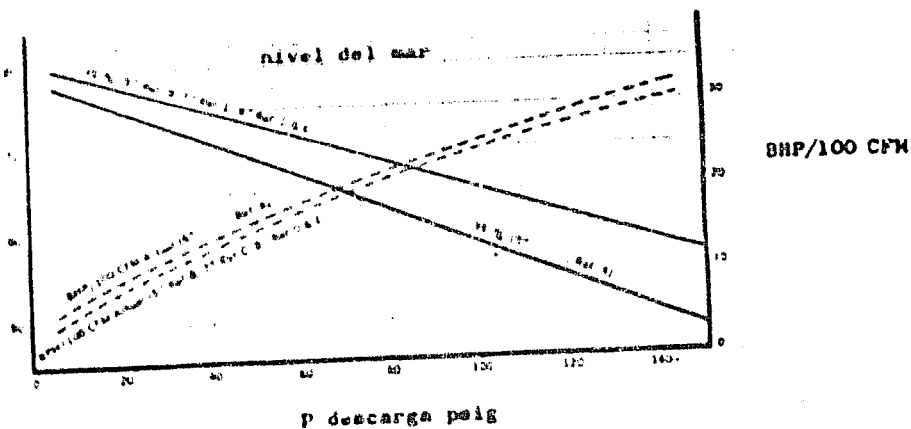
Dimensiones	Va c/m	rpm	P desc psig	HP	rpm transmisión
8 x 8	67		130	17	1800
8 x 8	68		120	18	1800
8 x 8	70	110	60	17	1800
8 x 8	72		60	18	1800
10 x 8	88		70	20	1800
8 x 7	100		130	20	1800
8 x 7	108		100	20	1800
8 x 7	120	80	60	20	1800
10 x 7	240		20	20	1800
12 x 7	600		20	20	1800
8 x 8	168		130	30	1800
8 x 8	200		100	30	1800
10 x 8	280	80	60	30	1800
12 x 8	600		30	30	1800
18 x 8	600		30	30	1800
10 x 10	300		100	30	1800
12 x 10	400		100	30	1800
14 x 10	600		60	30	1800
12 x 10	700	327	30	30	1800
14 x 10	800		30	30	1800
16 x 10	1100		20	30	1800
20 x 10	1800		15	30	1800
12 x 12	500		100	100	1800
14 x 12	600		100	100	1800
16 x 12	1000	300	60	100	1800
18 x 12	1200		40	100	1800
20 x 12	1400		30	100	1800
24 x 12	1800	277	20	100	1800
26 x 12	2000		12	100	1800



Gráfica 0-1

Tabla VII

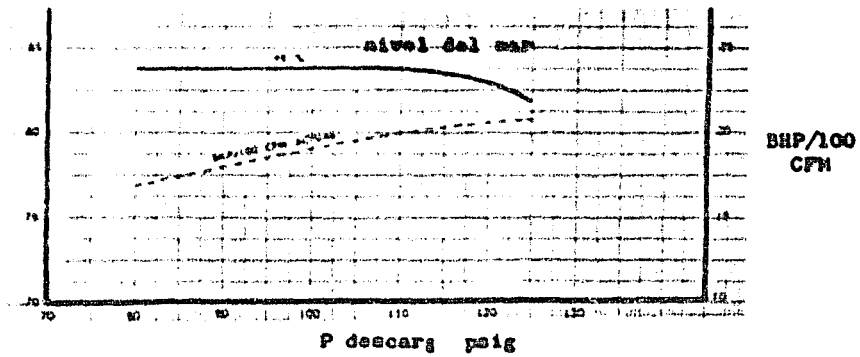
Dimensiones	Ref	V ₃		P max		HP transmitida
		efe	rpm	psig	rpm	
2 x 3	A	62	325	130	10	1800
4 x 3		59		100	15	1800
6 x 3		134		60	25	1800
8 x 3		180		40	30	1800
10 x 3		281		30	30	1800
6 1/2 x 3	B	117	375	150	20	1800
7 1/2 x 3		151		150	20	1800
9 x 3		180		40	25	1800
10 x 3		281		30	30	1800
12 x 3	C	428	514	50	30	1800
8 x 7		208		125	30	1800
9 x 7		241		110	40	1800
10 1/2 x 7	D	291	450	100	40	1800
12 x 7		428		50	50	1800
10 x 9		343		125	50	1800
12 x 9		514		100	70	1800
14 x 9	E	714	450	60	75	1800
12 1/2 x 9		567		125	75	1800
14 1/2 x 9		760		100	100	1800



Gráfica 9-2

Tabla VIII

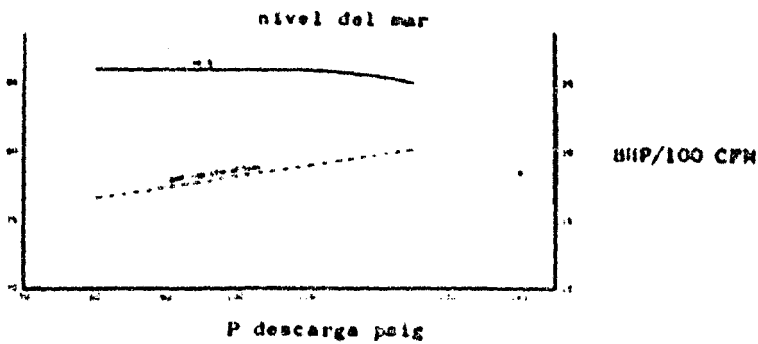
Dimensiones	Vd cfm	rpm	KP
12" x 12" x 7"	478	600	75
12" x 12" x 8"	647	600	100
14" x 14" x 7"	778	600	125
16" x 12" x 7"	973	600	150
18" x 12" x 8"	1331	514	200
20" x 12" x 8"	1662	514	250



Gráfica 9-3

Tabla IX

Dimensiones	PPM	Vd cfs	HP
20' x 14'	17	277	276
22' x 14'	17	287	287
24' x 14'	17	297	297
26' x 14'	17	307	307
28' x 14'	17	317	317
30' x 14'	17	327	327
32' x 14'	17	337	337
34' x 14'	17	347	347
36' x 14'	17	357	357
38' x 14'	17	367	367
40' x 14'	17	377	377
42' x 14'	17	387	387
44' x 14'	17	397	397
46' x 14'	17	407	407
48' x 14'	17	417	417
50' x 14'	17	427	427
52' x 14'	17	437	437
54' x 14'	17	447	447
56' x 14'	17	457	457
58' x 14'	17	467	467
60' x 14'	17	477	477
62' x 14'	17	487	487
64' x 14'	17	497	497
66' x 14'	17	507	507
68' x 14'	17	517	517
70' x 14'	17	527	527
72' x 14'	17	537	537
74' x 14'	17	547	547
76' x 14'	17	557	557
78' x 14'	17	567	567
80' x 14'	17	577	577
82' x 14'	17	587	587
84' x 14'	17	597	597
86' x 14'	17	607	607
88' x 14'	17	617	617
90' x 14'	17	627	627
92' x 14'	17	637	637
94' x 14'	17	647	647
96' x 14'	17	657	657
98' x 14'	17	667	667
100' x 14'	17	677	677

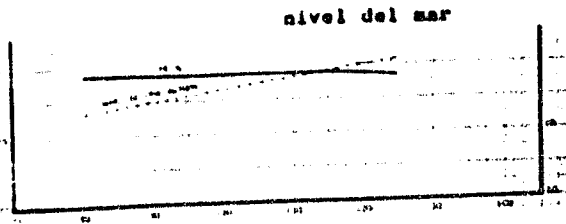


Gráfica 9-4

Tabla I

Dimensiones	Vd cfa	rpm	HP
22x17x15	300	2400	150
24x18x16	300	2800	200
26x20x18	300	3200	300
28x22x20	300	3600	400
30x24x22	300	4000	500
32x26x24	300	4400	600
34x28x26	300	4800	800
36x30x28	300	5200	1000
38x32x30	300	5600	1200
40x34x32	300	6000	1500
42x36x34	300	6400	1750
44x38x36	300	6800	2000

4v

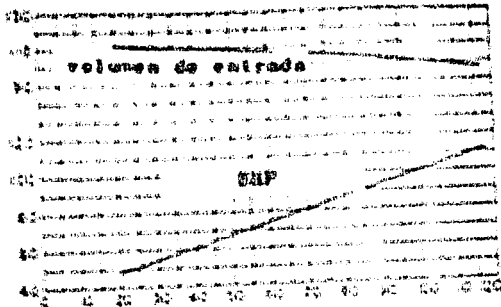


BH1/100 CFM

P descarga agua

Gráfica 9-3

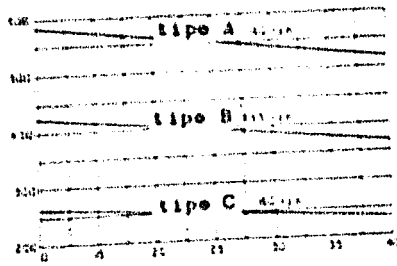
Volumen de entrada X



Incremento de presión H

Gráfico 10

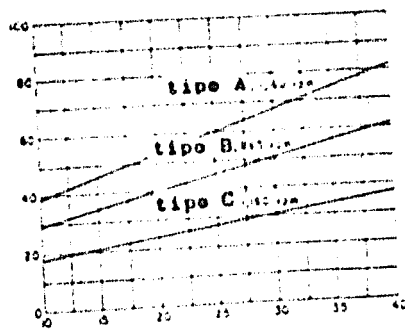
Volumen de entrada cfm



P descarga psig

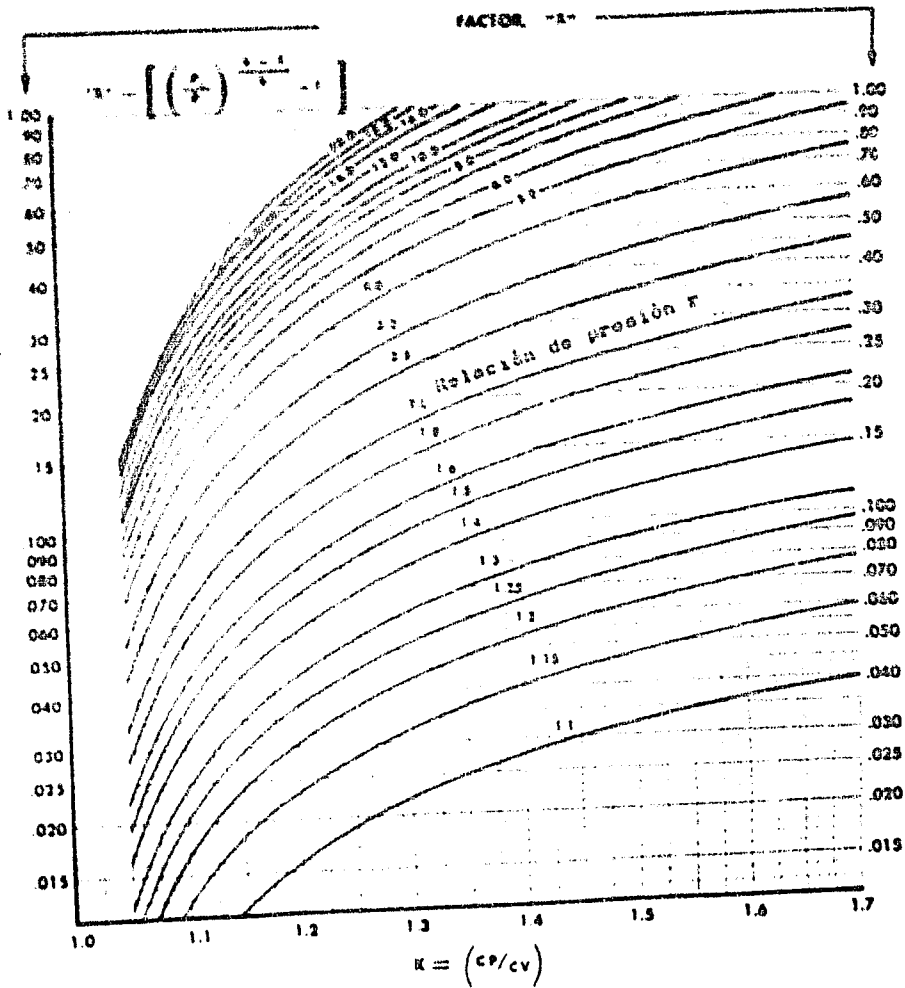
Gráfico 11-1

HHP



P descarga psig

Gráfico 11-2



Gráfica 16

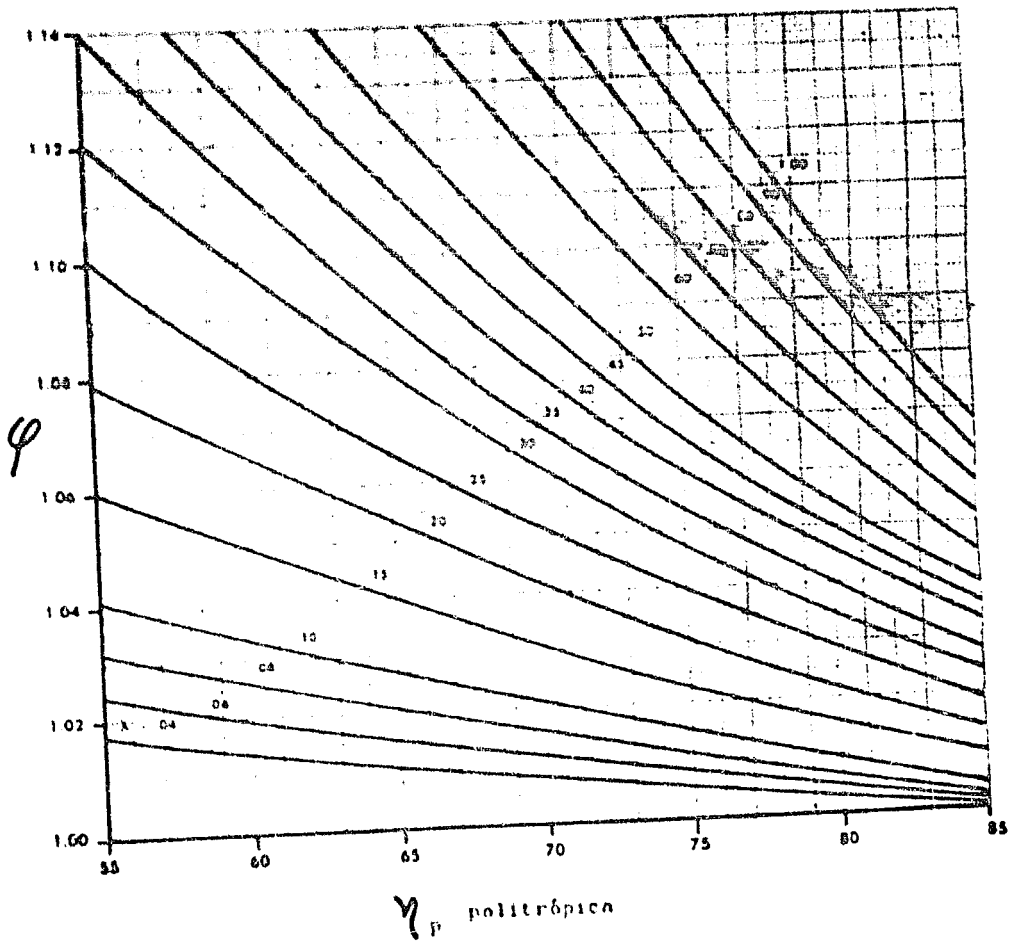
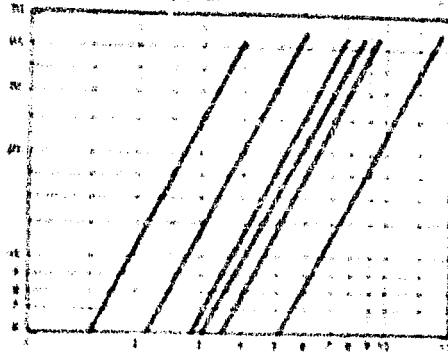


Gráfico 17

Dimensiones de la armadura

Sello de agua

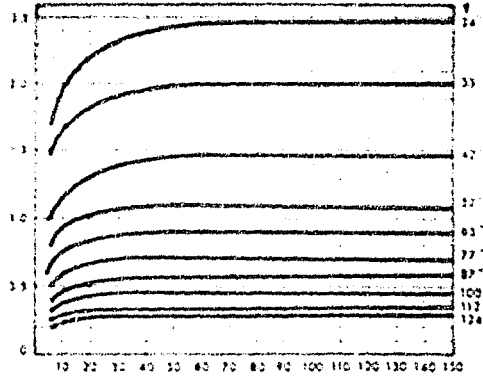


Velocidad de rotación N x 1000

Gráfica 18

Dimensiones de la armadura

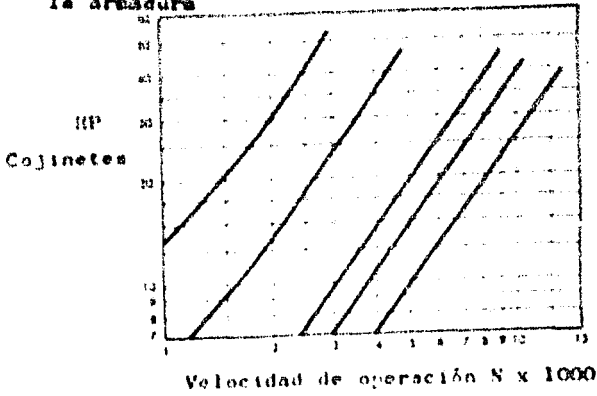
Sello laberinto



P entrada psig

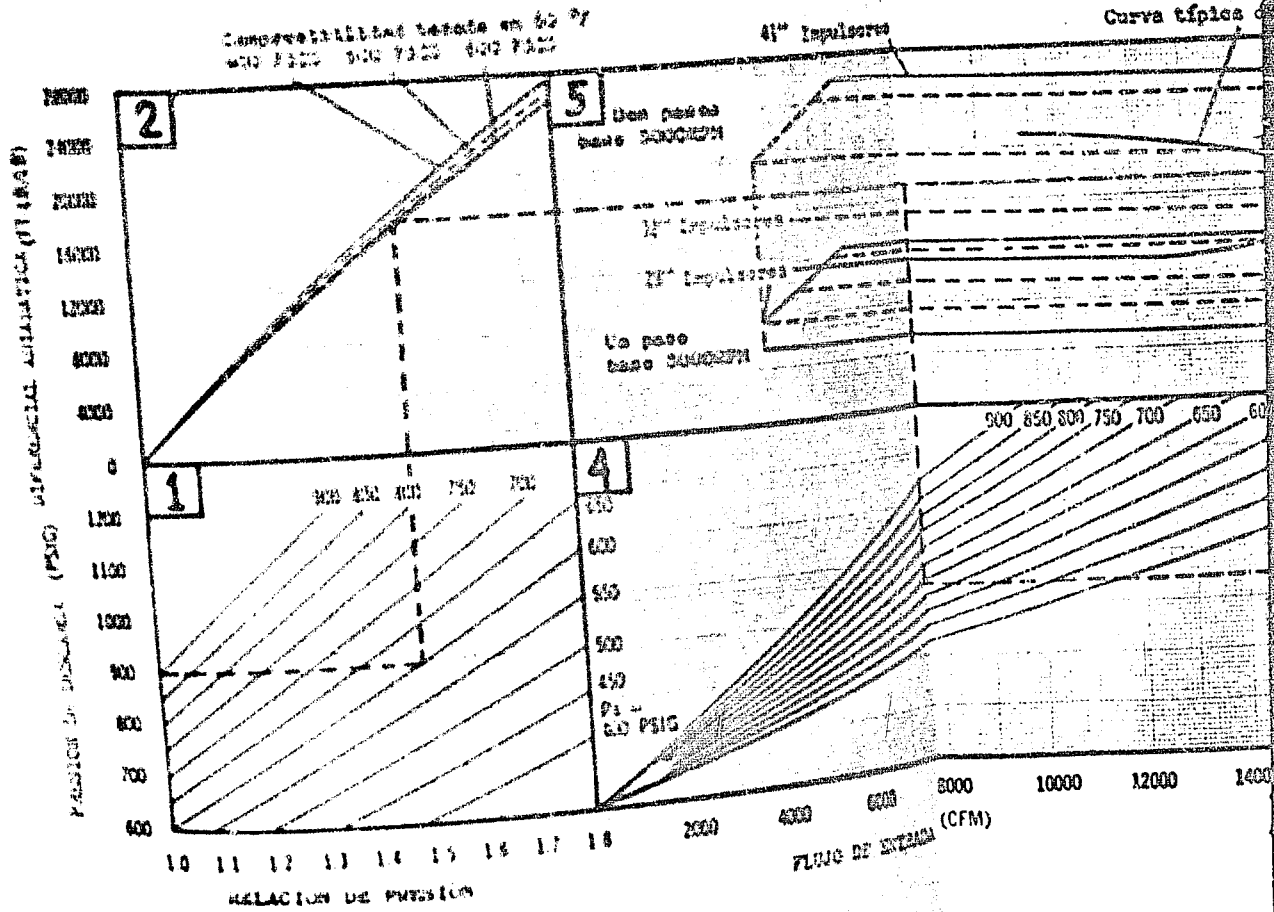
Gráfica 19

Dimensiones de
la armadura



Gráfica 20

MONOGRAMA 1



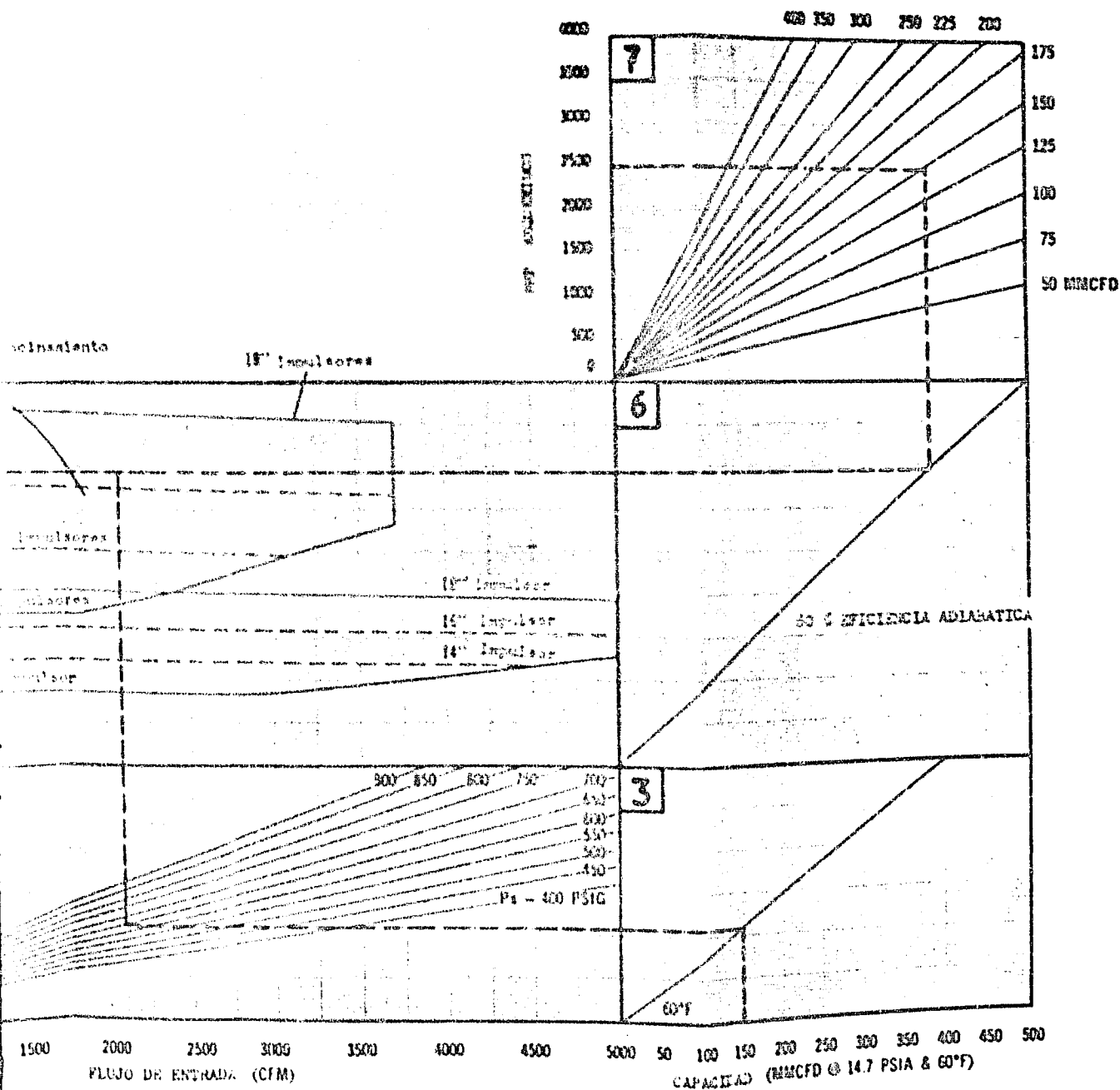


Tabla 21

Constantes de algunas sustancias

		ρ	ρ_c	T_c °K	T_c °K	ρ 15.6°C 1 atm	
		g cm ³	g cm ³				
Nitrógeno	N_2	1.016	108	12.6	60.2	33.3	1.410
Oxígeno	O_2	22.000	720	49.7	278.2	154.6	1.405
Nitrógeno	N_2	21.018	482	33.5	227.2	125.2	1.401
Argón	A	18.964	708	48.0	272.0	181.2	1.497
Cloro	Cl_2	70.914	1120	76.1	280.0	617.1	1.330
Agua	H_2O	10.015	3200	219.5	1165.0	647.4	1.340
Aire		29.996	847	37.2	229.7	122.1	1.410
Amoníaco	NH_3	17.032	1632	111.3	731.4	400.2	1.310
Cloruro de hidrógeno	HCl	24.465	1300	81.5	563.1	324.6	1.480
Monóxido de carbono	CO	26.510	308	24.5	282.1	133.1	1.402
Dióxido de carbono	CO_2	44.510	1072	72.8	304.2	304.2	1.301
Dióxido de azufre	SO_2	44.08	1160	77.5	272.1	630.7	1.350
Sulfuro de hidrógeno	H_2S	24.076	1008	89.0	671.7	676.1	1.323
Metano	CH_4	16.042	672.1	49.5	503.0	190.7	1.310
Etileno	C_2H_4	24.000	700.2	46.2	550.1	307.1	1.192
Propano	C_3H_8	49.000	617.4	42.0	606.5	370.1	1.136
Butano	C_4H_{10}	58.120	501.7	27.5	740.0	425.0	1.090
Isobutano	C_4H_{10}	58.120	501.1	24.0	730.0	400.0	1.10
Isopentano	C_5H_{12}	72.150	483.0	21.5	665.0	470.2	1.075
Neopentano	C_5H_{12}	72.150	483.0	22.0	660.0	462.1	1.076
Hexano	C_6H_{14}	66.171	455.7	19.5	616.0	508.0	1.062
Heptano	C_7H_{16}	68.876	396.2	16.0	572.0	561.1	1.055
Octano	C_8H_{18}	70.300	362.1	15.0	610.0	583.1	1.283
Nonano	C_9H_{20}	81.000	327.0	13.5	607.6	595.5	1.164
Decano	$C_{10}H_{22}$	82.170	305.0	12.0	607.4	598.5	1.236
Undecano	$C_{11}H_{24}$	86.170	276.0	10.5	591.0	582.0	1.120
Dodecano	$C_{12}H_{26}$	87.000	251.0	9.5	590.0	416.5	1.10
Trioxido de azufre	SO_3	20.000	600.0	45.0	700.0	416.5	1.10

Tabla III

Altitudes y presiones atmosféricas

pies	metros	metros	polgadas Hg	mm Hg	psia	Kg/cm ²
-300		-133	30.47	773.9	14.96	1.032
0		0	29.92	760.0	14.696	1.033
300		153	29.38	746.3	14.43	1.016
1000		303	28.86	733.0	14.16	0.998
1500		456	28.33	719.6	13.91	0.976
2000		610	27.82	706.0	13.66	0.960
2500		763	27.32	693.0	13.41	0.943
3000		919	26.82	681.2	13.17	0.926
3500		1068	26.33	669.6	12.93	0.909
4000		1210	25.84	658.3	12.69	0.892
4500		1373	25.37	644.4	12.46	0.876
5000	0.93	1526	24.90	632.5	12.23	0.860
6000	1.1	1831	23.69	602.3	11.75	0.829
7000	1.3	2136	23.10	583.7	11.36	0.797
8000	1.5	2441	22.53	566.6	10.91	0.767
9000	1.7	2746	21.99	543.3	10.50	0.739
10000	1.9	3050	20.56	523.7	10.10	0.710
15000	2.8	4577	16.89	429.0	8.29	0.593
20000	3.6	6102	13.76	349.3	6.76	0.478
25000	4.7	7628	11.12	282.4	5.49	0.386
30000	5.7	9153	8.903	226.1	4.37	0.307
35000	6.6	10679	7.060	179.5	3.47	0.244
40000	7.6	12204	5.598	141.2	2.73	0.192
45000	8.5	13730	4.375	111.1	2.15	0.151
50000	9.5	15255	3.444	87.8	1.69	0.110
55000	10.4	16781	2.712	68.9	1.33	0.0935
60000	11.4	18308	2.135	54.2	1.03	0.0738
70000	13.3	21357	1.325	33.7	0.65	0.0458

Table XIII

Factors of n

n	$\frac{1}{n}$	$\frac{n}{n-1}$	$\frac{n-1}{n}$	$\frac{n-1}{2n-1}$	$\frac{2n-1}{n}$
1.02	0.980	31.000	0.019	0.019	1.019
1.04	0.961	26.000	0.039	0.037	1.038
1.06	0.943	21.667	0.056	0.053	1.056
1.08	0.926	18.500	0.074	0.069	1.074
1.10	0.909	16.000	0.090	0.083	1.090
1.12	0.893	14.333	0.107	0.096	1.107
1.14	0.877	13.143	0.122	0.109	1.122
1.16	0.862	12.250	0.137	0.121	1.137
1.18	0.847	11.538	0.152	0.132	1.152
1.20	0.833	10.909	0.166	0.142	1.166
1.22	0.819	10.345	0.180	0.152	1.180
1.24	0.806	9.846	0.193	0.162	1.193
1.26	0.793	9.405	0.206	0.171	1.206
1.28	0.781	9.071	0.219	0.179	1.219
1.30	0.769	8.823	0.230	0.187	1.230
1.32	0.757	8.625	0.242	0.195	1.242
1.34	0.746	8.471	0.253	0.202	1.253
1.36	0.735	8.357	0.264	0.209	1.264
1.38	0.724	8.281	0.275	0.215	1.275
1.40	0.714	8.240	0.285	0.222	1.285
1.42	0.704	8.220	0.295	0.228	1.295
1.44	0.694	8.222	0.305	0.234	1.305
1.46	0.684	8.245	0.315	0.239	1.315
1.48	0.675	8.285	0.324	0.244	1.324
1.50	0.666	8.340	0.333	0.250	1.333
1.52	0.657	8.403	0.342	0.254	1.342
1.54	0.649	8.471	0.350	0.259	1.350
1.56	0.641	8.545	0.358	0.264	1.358
1.58	0.633	8.625	0.367	0.269	1.367
1.60	0.625	8.710	0.375	0.272	1.375
1.62	0.617	8.800	0.382	0.276	1.382
1.64	0.609	8.895	0.390	0.280	1.390
1.66	0.602	9.000	0.397	0.284	1.397
1.68	0.595	9.110	0.404	0.288	1.404
1.70	0.588	9.225	0.411	0.291	1.411
1.72	0.581	9.345	0.418	0.295	1.418
1.74	0.574	9.470	0.425	0.298	1.425
1.76	0.568	9.600	0.431	0.301	1.431
1.78	0.561	9.735	0.438	0.304	1.438
1.80	0.555	9.875	0.444	0.307	1.444
1.82	0.549	10.020	0.450	0.310	1.450
1.84	0.543	10.170	0.456	0.313	1.456
1.86	0.537	10.325	0.462	0.316	1.462
1.88	0.531	10.485	0.468	0.318	1.468
1.90	0.526	10.650	0.473	0.321	1.473
1.92	0.520	10.820	0.479	0.323	1.479
1.94	0.515	11.000	0.484	0.326	1.484
1.96	0.510	11.185	0.489	0.328	1.489
1.98	0.505	11.375	0.494	0.331	1.494
2.00	0.500	2.000	0.500	0.333	1.500

