T
665.5028
V732



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Cursos Especiales de Tecnólogos

Evaluación del Compresor de Recirculación de H_2 de la Refinería de Esmeraldas

Monografía previa a la obtención del Título de Tecnólogo en:

Electromecánica de Refinerías

NELSON VILLEGAS ENDARA

GUAYAQUIL - ECUADOR

1.984



SECRETARIA
GENERAL

REVISADO POR:

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Ing. FRANCISCO TORRES ANDRADE
DIRECTOR DEL INSTITUTO DE QUIMICA

DIRECTOR DE TESIS
ING. ROSENDO MACHADO MACIAS

I N T R O D U C C I O N

Mucha preocupación ha causado para la empresa (CEPE) los paros sucesivos que ha tenido la unidad de Reformación Catalítica (SEREF); causa principal de estos ha sido las fallas en el compresor (P-C1) de recirculación de hidrógeno (H2), ya sea por quemaduras del motor, desgastes en los sellos, cojinetes averiados estos últimos por causa de la mala lubricación de aceite.

Tomando en cuenta estos detalles, además de ser operador de dicho compresor, y aprovechando que tenía que desarrollar esta monografía previa a la obtención del título de Tecnólogo, investigue su comportamiento a los 6 años de Operación de Refinería.

Para esto realicé una evaluación del compresor, primero buscando dotar de diseño para encontrar el compresor ideal, y luego evaluarlo con datos de operación actual.

Que pueda ser entendible para todo lector era mi mayor interés, para eso desarrolle una teoría que abarca lo más importante a cerca de compresores , además describe matematicamente las secuencias de los

pasos a seguir en la evaluación.

Pero esto no era todo, pues también describo el compresor en su mayoría tomando en cuenta lo más importante, para luego evaluarlo en base a datos de operación y datos de laboratorio como demuestro en los capítulos expuestos a continuación.

I N D I C E

CAPITULO I

1.- TEORIA DE COMPRESORES

1.1.- Clasificación.
1.2.- Ventajas de un compresor reciproco
1.3.- Desventajas de un compresor reciproco
1.4.- Ventajas de un compresor centrífugo
1.5.- Desventajas de un compresor centrífugo
1.6.- Diagramas de rangos aproximativos de compresores reciprocos, centrífugos y flujo axial.
1.7.- Diagramas del proceso de un compresor definido em presión y volúmen.
1.8.- Características de la perfomancia de un compresor.

2.- TERMODINAMICA Y CALCULOS BASICOS DE COMPRESORES

2.1.- Simbologia.
2.2.- Subindice
2.3.- Leyes básicas de los gaces
2.3.1 Ley de Boyle
2.3.2 Ley de Charles
2.3.3 Ley de Gay-Lussac
2.3.4 Ley de Amogat
2.3.5 Ley de Voltar
2.3.6 Ley de Abogadeo
2.3.7 Ecuación de Bermonilli
2.3.8 Leyes de los gaces ideales
2.3.9 Ecuación de trabajo real entregado al sis - tema exterior por el compresor.

2.3.10 Deribación del trabajo teórico
2.3.11 Definiciones de la eficiencia.
2.3.12 Gas Horse power.
2.3.13 Comprensibilidad.
2.3.14 Mezcla de gaces
2.3.15 Potencia real del compresor usando Balance Entálpico.
2.3.16 Potencia eléctrica consumida por el motor
2.3.17 Eficiencia del compresor.
2.3.18 Temperatura de descarga.
2.3.19

3.- METODOS PARA CALCULOS DE COMPRESORES CENTRIFUGOS

3.1.- Método estimativo de cálculo del performance de un compresor centrífugo.
3.2.- Método del coheficiente politrópico "N" para cálculo de un compresor centrífugo.
3.2.1 1er Paso.- Determinación de las propiedades de una mezcla gaceosa.
3.2.2 2do Paso.- Cálculo del flujo de entrada.
3.2.3 3er Paso.- Selección del Frame.
3.2.4 4to Paso.- Cálculo del factor de compresibilidad promedio.
3.2.5 5to Paso. Cálculo de la cabeza politrópica
3.2.6 6to Paso.- Determinación del número de etapas requeridas.
3.2.7 7mo Paso.- Determinación de la velocidad requerida.
3.2.8 8vo Paso.- Determinación de la Potencia al freno requerida.
3.2.9 9no Paso.- Determinación de la temperatura actual (real) de descarga.
3.2.10 10mo Paso.- Cálculo del flujo de descarga

3.3.- METODO DEL DIAGRAMA DE MOLLER.-

3.3.1 1er Paso.- Determinación del flujo de entrada

3.3.2 2do Paso.- Selección del frame.

3.3.3 3er Paso.- Determinación de la cabeza adiabática.

3.3.4 4to Paso.- Determinación de la cabeza politrópica.

3.3.5 5to Paso.- Determinación del # de etapas requeridas.

3.3.6 6to Paso.- Determinación de la velocidad requerida.

3.3.7 7mo Paso.- Determinación de la Potencia al freno requerida.

3.3.8 8vo Paso.- Determinación de la entolpía actual.

3.3.9 9no Paso.- Determinación de la temperatura y del volúmen específico de descarga.

3.3.10 10mo Paso.- Determinación del flujo de descarga.

3.4.- Método de balance entálpico mediante la determinación del Cp másico promedio de la mezcla a presión constante.

3.5.- Ejemplo de cálculos.

CAPITULO II

DESCRIPCION DEL COMPRESOR

1.- Función e importancia del compresor P-C1

2.- Descripción del equipo.

2.1 Descripción general del compresor.

2.1.1 Carcaza

2.1.2 Rotor

2.1.3 Cojinete de empuje radial

2.1.4 Cojinete combinado de empuje axial y radial.

2.1.5 Sellos de

2.1.6 Indicador de la posición del eje

2.1.7 Drenaje

2.2 Acoplamiento.-

2.2.1 Acoplamiento sobre el eje del compresor y el multiplicador de velocidad.

2.2.2 Acoplamiento entre el multiplicador de velocidad y el motor eléctrico.

2.3 Multiplicador de velocidad.

2.4 Sistema general de lubricación de sellos

2.4.1 Equipo que comprende el sistema.

2.4.1.1 Tanque de aceite.

2.4.1.2 Bomba de aceite.

2.4.1.3 Enfriador dual de aceite

2.4.1.4 Filtro dual de aceite

2.4.1.5 Tanque elevado

2.4.2 Descripción del sistema de lubricación.

2.4.3 Sistema de aceite de sello

2.5 Motor eléctrico

2.6 Descripción del Equipo

2.6.1 La turbina

2.6.2 Las bombas.

3.- ESPECIFICACIONES TEORICAS.-

3.1 Gas recirculación

3.2 Compresor

3.3 Cojinetes del compresor

3.4 Acoplamiento

3.5 Multiplicación de velocidas.

3.6 Suminsitros de aceite

3.6.1 Tanque de aceite

3.6.2 Bombas

3.6.3 Accionadores

3.6.4 Enfriadores de aceite

3.6.5 Filtros
3.6.6 Tanque elevado
3.6.7 Especificaciones del aceite

3.7 Motor electrico

4.- Operación
4.1 Purgado del compresor
4.2 Procedimiento de arranque
4.3 Operación normal, recomendaciones

5.- Detección de fallas durante la operación

CAPITULO III

EVALUACION DEL COMPRESOR P-C1

1.- Primer Paso.-
1.1 Determinación de las propiedades de una mezcla gaseosa'

1.1.1 Simbología a usarse
1.1.2 Elaboración del cuadro propuesto.

2.- Segundo Paso.- Cálculo de K

3.- Tercer Paso.- Selección del compresor

4.- Cuarto Paso.- Compresibilidad promedio

5.- Quinto Paso.- Cálculo cabeza politrópica

6.- Sexto Paso.- Número de etapas o impulsores

7.- Séptimo Paso.- Velocidad promedio

8.- Octavo Paso.- Potencia requerida
8.1 Gas Power
8.2 Pérdidas de potencia en sellos y cojinetes

9.- Noveno Paso.- Cálculo de la temperatura requerida

10 Décimo Paso.- Cálculo del flujo de descarga

CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES DE LA EVALUACION

1.- Conclusiones

2.- Recomendaciones

CAPITULO V

1.- BIBLIOGRAFIAS .

C A P- I

TEORIA DE COMPRESORES

1.1 CLASIFICACION.-

Compresores

Desplazamiento Positivo		Flujo Continuo	
Reciprocantes	Rotativos	Dinámico	Tipo Eyec.
paletas deslizantes	lóbulo recto	Centrífugo	Flujo mixto
Piston liquido	lobulo elicoidal	flujo axial	

El propósito de un compresor es la entrega de gas a una presión superior a la originalmente existente. De los compresores de mayor uso en Refinería, los reciprocantes se ajustan más a un modelo de compresión isentrópico (adiabático y reversible) y los centrifugos y axiales a un modelo politrópico que se caracteriza por un mayor consumo de entalpía debido a las altas pérdidas incurridas al transformar la cabeza de velocidad en cabeza de presión.

1.2 VENTAJAS DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE.-

- Capacidad alta de compresión.
- Entrega de volumen constante sobre un amplio rando de presiones.
- Flexibilidad operacional en un amplio rango de pesos moleculares.
- Tecnología básica sencilla, mayor simplicidad de mantenimiento.
- Alta eficiencia.

1.3 DESVENTAJAS DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE.-

Debido a las pulsaciones se requieren mejores fundaciones del cuerpo del compresor y mejores soporterías de las líneas.

- Empaquetaduras, anillos y válvulas extremadamente sensibles al polvo y al líquido.
- Ocupan por lo general una mayor superficie.
- Si se quiere comprimir grandes volúmenes, el gran tamaño de las cámaras hacen de este compresor económicamente inatractivo.

1.4 VENTAJAS DE UN COMPRESOR CENTRIFUGO.-

- Grandes períodos de operación y poco mantenimiento.
- Grandes volúmenes de capacidad de compresión.
- Pueden manejar pequeñas cantidades de polvos y líquidos sin sufrir daños.

- Flujo continuo por lo que los requerimientos de fundación son los mínimos.
- Amplio rango de capacidad en un valor constante de presión.
- Mayor compatibilidad con los accionadores debido a que los problemas torsionales son mínimos.

1.5 DESVENTAJAS DE UN COMPRESOR CENTRIFUGO.-

- Cualquier variación del peso molecular del gas para el que fue diseñado el compresor puede alterar su eficiencia.
- Ineficiencia para flujos bajos.
- Algunas veces los requerimientos del proceso demandan la operación del compresor cerca del área de auge, debiéndose instalar sistemas automáticos costosos de control para evitar que éste se produzca.
- Los sistemas son más sofisticados y complejos que los de los compresores reciprocantes. (Ver figs 1-2-3-4)

2.- TERMODINAMICA Y CALCULOS BASICOS DE COMPRESORES

2.1 SIMBOLOGIA.-

Cp	calor específico o presión constante.
Cv	calor específico o volumen constante.
H	cabeza.
h	entalpía
K	exponente adiabático (Cp/Cv)

Mcp	calor específico molal a presión constante
M	masa molecular
n	exponente, politrópico
PR	presión reducida (P/PC).
P	presión
PC	presión crítica
Q	capacidad
R	constante de un gas en particular
R/o	constante universal de los gases
s	entropía
r	relación de presiones (P2/P1)
T	temperatura absoluta
Tc	temperatura crítica
TR	temperatura reducida (T/Tc)
t	temperatura (°F).
U	calor transferido
u	energía interna
V	velocidad
v	volumen específico
W	trabajo
w	flujo máximo
X	factor de incremento de temperatura
Z	factor de compresibilidad
GHP	gas horse power
BHP	braker or shoft horsepower
η	eficiencia.

2.2 SUBINDICES.-

ad	proceso adiabático (Had)
p	proceso politrópico (Hp)
ib	isobárico
it	isotérmico
is	isentrópico
sf	flujo continúo
nf	sin flujo
S	condiciones satandart.
1	condiciones a la entrada
2	condiciones a la descarga

3.- LEYES BASICAS.-

Las primeras leyes se refieren a los gases ideales'

3.1 Ley de Boyle: $P1v1 = P2v2$ $t = cte.$

3.2 Ley de Charles: $\frac{V2}{V1} = \frac{T2}{T1}$ $P = cte.$

3.3 Ley de Gay Lusac: $\frac{P1}{P2} = \frac{T1}{T2}$ $V = cte.$

3.4 Ley de Amagat : $V = Va + Vb + Vc + ...$

3.5 Ley de Dalton:

En una mezcla de gases, la suma de las presiones parciales es igual a la presión total de la mezcla.

$p = pa + pb + ...$

2. 3.6 Ley de Abogadro:

Todos los gases tendrán el mismo número de moles en el mismo volumen en las mismas condiciones de pre - sión y temperatura.

$\frac{PV}{T}$ = cte.

2. 3.7 Ecuación de Bermonilli.-

No incluye transferencia de calor, luego la ecuación general de la energía (1ra ley de la termodinámica) es aplicable.

$$U + u1 + P1 + \frac{V1}{2g} 2+Z = W+u2+P2+2+\frac{V2}{2g} + Z2$$

2.3.8 Ley de los gases ideales:

De las leyes de Charles y Boyle se deduce la ley de los gases perfectos o ideales.

$Pv = RT$ $\qquad Pv = \frac{Ro}{M} T$

$Ro = 1.987 \frac{cal.}{°KMol}$ $\qquad Ro = 1.987 \frac{BTU}{°Rlbml}$

$Ro = 0.082057 \frac{1t - atm}{°K\ mol.}$

$Ro = 8.315 \times 10^7$ ergios (°K) (Mol): Ro=1544 lb-P1k (°R) (1bmol)

$Ro = 8.3143\ KJ\ (Kmol)^{-1}\ (°K)^{-1}$

Por observación y deducción se ha encontrado que todos los procesos de compresión siguen una forma de la ecuación.

$$P v^n = C$$

Politrópicos cuando $n = n$

Isentrópicos (adiabáticos reversibles) cuando $n = k$

Isobáricos cuando $n = c$

Isotérmicos cuando $n = 1$

Isométricos cuando $n =$

De las dos últimas expresiones se deduce :

$$\left(\frac{P2}{P1}\right) = \frac{T2\ V1}{T1\ V2} \qquad y \qquad \frac{V1^n}{V2^n} = \frac{P2}{P1}$$

y de éstas se deduce tres apresiones frecuentemente usadas en el cálculo de compresores que son :

$$\left(\frac{P2}{P1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{T2}{T1} = r^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\left(\frac{P2}{P1}\right)^{\frac{1}{n}} = \frac{V1}{V2} = r^{y n}$$

$$\left(\frac{V1}{V2}\right)^{n-1} = \frac{T2}{T1}$$

2.3.9 <u>Ecuación del trabajo real entregado al sistema anterior por el compresor</u>.

El trabajo (menos pérdidas por rodamientos y sello) deducido de la ecuación general de la energía eliminando los elementos no importantes es :

$- W = u2 - u1 + P2V2 - P1V1$ (para flujo continúo)

si $h = u + Pv$

$- W = h2 - h1$

pero $h2 - h1 = cp\ (T2 - T1)$

y $\quad Cp = \frac{RK}{K-1}$

$$-W = \frac{RK}{K-1}\ (T2 - T1) = \frac{RK}{K-1}\ T1\left(\frac{T2}{T1} - 1\right)$$

$$-W = \frac{RK}{K-1}\ T1\ \left(r^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)$$

2.3.10 *Deribación del trabajo teórico*

$$W_{nf} = -\int_1^2 p\,dv$$

$$W_{sf} = -\int_1^2 p\,dv + \int_1^2 d(pv) = \int_1^2 v\,dp$$

Si: $P v^n = c$

Trabajo politrópico (reversible)

$$W_{nf} = -\int_1^2 p\,dv = -c\int_1^2 v^{-n}\,dv = \frac{-c}{1-n}\left[v^{1-n}\right]_1^2$$

$$W_{nf} = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{n-1} = \frac{P(T_2-T_1)}{n-1} = \frac{PT_1}{n-1}\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = \boxed{\frac{RT_1}{n-1}\left(r^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)}$$

$$= \boxed{\frac{P_1V_1}{n-1}\left(r^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)}$$

$$W_{sf} = W_{nf} + \Delta Pv$$

$$W_{sf} = W_{nf} + P_2V_2 - P_1V_1$$

$$W_{sf} = \frac{n}{n-1}\left(P_2V_2 - P_1V_1\right) = \frac{MR(T_2-T_1)}{n-1} = \frac{Rn}{n-1}\ T_1\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)$$

$$= \boxed{\frac{Rn}{n-1}\ T_1\left(T^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)}$$

$$= \boxed{\frac{n}{n-1}\ P_1V_1\left(r^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)}$$

Trabajo isentrópico (reversible adiabático)

la derivación es similar pero usando $Pv^k = c$ en lugar de $Pv^n = c$

$$\therefore \; W_{mf} = \frac{RT_1}{K-1}\left(Y^{\frac{K-1}{K}} - 1\right) \quad ; \quad W_{sf} = \frac{KRT_1}{K-1}\left(Y^{\frac{K-1}{K}} - 1\right)$$

Trabajo isobánico e isométrico

Si $n = 0$ ó $n = 00$ no existe el proceso de compresión o expansión y el trabajo es nulo

Trabajo isotérmico (reversible)

Si $n = 1$ $\qquad Pv = c$

si la diferencia entre W_{nf} y W_{sf} es el término PV y este es constante $\qquad W_{nf} = W_{sf} = W_{it}$

$$W_{it} = -\int_1^2 P\,dv = -c\int_1^2 \frac{dv}{v}$$

$$W_{it} = \int_1^2 v\,dp = c\int_1^2 \frac{dp}{p} = c\ln\frac{P_2}{P_1} = Pv\ln\frac{P_2}{P_1}$$

$$W_{it} = RT\ln\frac{P_2}{P_1}$$

2.3.11 Definiciones de la eficiencia.-

En este caso solo consideramos W_{sf} y de manera general la eficiencia de un compresor se define como el trabajo teórico dividido para el trabajo real.

Ediciencia politrópica

$$\eta_p = \frac{W_p}{W} = \frac{RT_1 \frac{n}{n-1}\left(\gamma^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)}{RT_1 \frac{K}{K-1}\left(\gamma^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)} = \frac{n/n-1}{K/K-1}$$

(independiente de las propiedades del gas o bien de la relación de presiones).

Eficiencia isentrópica

$$\eta_{is} = \eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W} = \frac{RT_1 \frac{K}{K-1}\left(\gamma^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)}{RT_1 \frac{K}{K-1}\left(\gamma^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)} = \frac{\gamma^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\gamma^{\frac{n-1}{n}} - 1}$$

(depende de la relación de presiones y de las propiedades del gas.)

Eficiencia isotérmica.-

$$\eta_{it} = \frac{RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1}}{RT_1 \frac{K}{K-1}\left(\gamma^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)} = \frac{K-1}{K\left(\gamma^{\frac{n-1}{n}} - 1\right)} \cdot \ln \gamma$$

$\therefore$

$$W = \frac{W_{is}}{\eta_{is}} = \frac{H_{is}}{\eta_{is}} = \frac{W_p}{\eta_p} = \frac{H_p}{\eta_p} = \frac{W_{it}}{\eta_{it}}$$

Por ser la cabeza y eficiencia politrópicos independientes del gas y de la relación de presiones se usa Hp y Np para la selección de compresores.

2.3.12 Gas Horsepower (GHP)

Es la cantidad de trabajo teórico realizado por el compresor en la unidad de tiempo.

$$GHP = \frac{W \times w}{33.000^{*}} = \frac{Hp}{\eta p} \times \frac{w}{33000} = \frac{Had}{\eta ad} \times \frac{w}{33000}$$

Debe añadirse al GHP las pérdidas por rodamientos y sello para determinarse eñ Breake horsepower BHP ó potencia entregada por el accionador.

BHP = GHP + Pérdidas

* factor de transformación de unidades.

2.3.13 Compresibilidad.-

La mayoría de los gases comprimidos no son ideales o perfectos por lo que es necesario incluir a la ecuación $Pv = RT$ el factor de compresibilidad Z. La expasión resultante es $Pv = ZRT$.

Hay muchas ecuaciones y cartas que pueden usarse - para determinar el valor de Z para condiciones determinadas de presión y temperatura.(18)(1)(17).

Para gases reales todas las expresiones de trabajo o cabeza deben ser multiplicadas por el factor de Z.

Para el uso de las cartas anteriormente mencionadas se requiere calcular la presión y temperatura reducida $Pr = \frac{P}{Pc}$ $Tr = \frac{I}{Tc}$

Existen tablas para determinar las presiones y temperaturas críticas Pc, Tc (18)

2.3.14 Mezcla de gases.-

Cuando se comprime una mezcla de gases, para el cálculo del compresor se deben determinar previa mente R,K (Cp,Cr), p1,T1,V1,pz,Z,Pc,Te de la mezcla.

M,cp,cv,Pc,Tc de la mezcla se calcula mediante el suministro de las fracciones molares de cada propiedad.

La temperatura de cualquier componente es igual a la temperatura de la mezcla.

El factor de compresibilidad Z de la mezcla se obtiene de las cartas y usando los valores Pc y Tc de la mezcla, calculados previamente.

El K de la mezcla se determina con la expresión:

$$K = \frac{\Sigma Mcp}{\Sigma Mcp - Ro} \quad ; \quad Ro = Mcp - Mcv$$

Donde ΣMCP es el sumatorio de las fracciones molares del Cp molar de cada constituyente. El Cp molar (Mcp) es igual a M x Cp.

Cuando el valor de K para cada componente se puede obtener directamente,(18)(19) para obtener el K de la mezcla se aplicará la siguiente expresión.

$$K = \Sigma K.x \text{ fracción molar}$$

2.3.15 Potencia real del compresor usando Balance Entálpico.-

BHP = Flujo másico x Cp másico promedio de la mezcla x (T2-T1).

2.3.16 Potencia eléctrica comsumida por el motor.-

$BHP_1 = \sqrt{3}$ x Voltios x Amperios x CexCac^{x}Tp/746

Ce = eficiencia eléctrica

Cac = eficiencia del acople

Fp = factor de potencia.

2.3.17 Eficiencia del compresor.-

$$Efcomp = \frac{BHP}{BHP_1}$$

2.3.18 Temperatura de descarga.-

Frecuentemente en varios procesos la temperatura de descarga debe ser limitada, pudiendo preveerla calculándola con las siguientes fórmulas.

$$t_2 = \frac{Hp}{Z_{prom}\, R \left(\frac{K}{K-1}\right) \eta p} + t_1$$

$$t_2 \text{ aproximado} = \frac{x}{\eta_{ad}} (t_1) + t_2$$

3.- METODOS PARA CALCULO DE COMPRESORES CENTRIFUGOS

Existen varios métodos de cálculo que pueden ser escogidos considerando el objeto del mismo y la precisión requerida.

El"método de cálculo estimativo del perfomance" es aproximado y nos ayuda en los primeros cálculos de selección de un compresor centrífugo'

El "método "N" emplea el coeficiente politrópico N y es usado para mezclas de gases que se aproximan a la condición de un gas ideal como el Nitrogeno, Oxígeno, aire, etc.

El "método de Mollier" emplea los oliagramas entálpicos de Mollier cuando estos son disponibles.Este método es usado frecuentemente en la selección de un compresor, especialmente cuando se trata de sistemas de refrigeración con un solo gas en particular.

Cuando se trata de mezclas gaseosas no se puede usar el método del diagrama de Mollier y si se quiere desarrollar un análisis entálpico para determinar la cabeza adiabática se debe encontrar el valor del Cp másico promedio de la mezcla.

Los métodos anteriores pueden ser desarrollados siguiendo el análisis llamado "overall" o entrada salida del compresor, que ofrece una buena aproximación y es en muchos casos suficiente.

O siguiendo una análisis más preciso que es el llamado "etapa por etapa", y se usa básicamente para los cálculos finales de selección. Estos cálculos se realizan generalmente mediante el uso de la computadora.

Con el fin de aumentar aun más la precisión, a menudo es conveniente considerar la variación de los valores de "K" y "Z" en la entrada y descarga de cada etapa.

Cuando se realizan cálculos de evaluación de compresores centrífugos ya instalados, estos se realizan en base a datos reales de operación como son presión y temperatura de entrada y salida del compresor o de ser factible y necesario de cada etapa flujo de emtrada' Si se trata de una mezcla se dispondrá de su composición (porcentaje molar de cada uno de los componentes). Mediante los cálculos se determinará las cabezas y eficiencias adiabáticas o isentrópicas) y politrópicas, potencia al freno, potencia consumida por el motor y eficiencia del compresor.

3.1 Método estimativo de cálculo del perfomance de un compresor centrífugo.-

Usando las seis figuras adjuntas a continuación,se puede calcular el performance en forma aproximada.

La primera se usa para convertir SCfm a icfm (standart a inlet cubic feet per minute).

La segunda se usa para encontrar icfm o acfm (inlet or actual cubic feet per minute) cuando el flujo másico en lb/min es conocido. Tanto el icfm como el acfm denotan el flujo de gas a las condiciones de la succión por lo que los términos son similares.

La tercera figura es usada para encontrar la cabeza (adiabática o politrópica) requerida para la relación de presión deseada.

La cuarta figura predice el número aproximado de etapas del compresor para obtener la cabeza requerida.

La quinta figura determina la temperatura de descarga aproximada. Esta curva incluye eficiencias de compresores de 60 a 75 % .

La sexta figura da la potencia aproximada requerida para la compresión. (en HP, Horsepower)

Los datos requeridos son : Ver Figs. 5-6-7-8-9-10-11

3.2 Método del coheficiente politrópico "N" para cálculo de un compresor centrífugo.-

3.2.1 1er Paso.- Determinación de las propiedades de una mezcla gaseosa.-

Si se trata de un gas puro se comenzará con el 2do paso. Si es una mezcla de gases se determinaran sus propiedades glovales, como sigue : Ver Cuadro 1

3.2.2 2do Paso.- Cálculo de flujo de entrada Q1 (ic+m).-

$Q1 = V1 \times W$ $\quad W = Kmol/h \times Mr\ (Kg/h)$

$$V1 = \frac{Z_1 R T_1}{p1 \times 10^5} \qquad R = \frac{8314}{M}$$

Z1- se asume igual a 1, o se determina - usando la carta 1, para lo que :

$$P_{r1} \frac{p}{Pc} \qquad T_{r1} = \frac{T1}{Tc}$$ (Ver Carta 1)

3.2.3 3er Paso.- Selección del Frame (forma y tamaño) del compresor.-

Dado el volumen que entra (QL) se usa la tabla 2 para determinar el Frame. Paralelamente se encontrará el cargo de flujo normal de entrada, cabeza politrópica - nominal (Hp) por etapa, eficiencia po-

politrópica nominal, número nominal maximo de etapas y la velocidad para una determinada cabeza politrópica nominal por etapa. (Ver Tabla 2)

3.2.4 4to Paso.- Cálculo del factor de compresibilidad promedio (Z prom).-

$$Z\ prom = \frac{Z1 + Z2}{2}$$

$$T2\ (aproximado) = \frac{X}{\eta ad}\ (Tl) + T1$$

Se usará la carta 2 para determinar el factor de elevación de temperatura X y el coeficiente adiabático ηad.

Z_2 será determinado usando la carta 1,

$$P_{r2} = \frac{P2}{Pc} \qquad Tr2 = \frac{T2}{Tc}\ (\text{Ver Carta 2})$$

3.2.5 5to Paso.- Cálculo de la cabeza politrópica Hp

Usando la carta 3 se determinará Hp /Zavg lo que multiplicado por Zavg nos permitirá obtener la cabeza politrópica Hp.

Si se desea mayor exactitud se aplicará la siguiente fórmula.

$$Hp = \frac{Zavg\ R\ T_1}{\frac{n-1}{n}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \text{(Ver Carta 3)}$$

Siendo $\qquad \frac{n-1}{n} = \frac{K-1}{K\ (\eta p)}$

3.2.6 6to Paso.- Determinación del número de etapas requeridas.-

Primero usando la carta 4 se encontrará la cabeza máxima permisible por etapa.

$$\text{Nº de etapas} = \frac{\text{Hp del compresor}}{\text{Cabeza máxima x etapa}}$$

Cuando la cabeza máxima permisible por etapa sobrepesa los 36 (KN.m/Kg) se asumirá el valor de 36. (Ver Carta 4)

3.2.7 7mo Paso.- Determinación de la velocidad requerida

Velocidad = Velocidad nominal

La velocidad nominal se obtendrá de la tabla 2

3.2.8 8vo Paso.- Determinación de la potencia al freno requerido.-

BHP = GHP + pérdidas

$$GHP = \frac{Hp}{3600^*} \times W$$

Las pérdidas por rodamientos y aceite de sello para determinado Frame de compresor se determinará mediante la carta 5

∴ BHP = GHP + pérdidas (Ver Carta 5)

3.2.9 9no Paso.- Determinación de la temperatura actual (real) de descarga T2.-

T2 =

3.2.10 10mo Paso.- Cálculo del flujo en la descarga-

$$Q2 = Q1 \times \frac{P1}{P2} \times \frac{T2}{P1} \times \frac{Z2}{Z1}$$

3.3 METODO DEL DIAGRAMA DE MOLLIER.-

3.3.1 1er Paso.- Determinación del flujo de entrada

$Q1 = V1 \times W$

El volumen especifico V1 se determinará mediante el diagrama de Mollier; localizando el punto 1 en la intersección de P1 y T1.

3.3.2 2do Paso.- Selección del Frame del compresor.-

Dado el flujo de entrada (Q1) se determinará el frame mediante la tabla 2

3.3.3 3er Paso.- Determinación de la cabeza adiafática

Se leerá la entolpía (h1) directamente abajo del punto (1).

Desde (1) se seguirá la línea de entropía constante hasta la presión de descarga P2, localizando el punto de descarga adiabatica (2ad), posteriormente

se leerá la entolpía adiabática ($H2_{ad}$) directamente debajo del punto (2ad).

Had = had = h2ad - h1 (KJ/Kg).

3.3.4 4to Paso.- Determinación de la cabeza politrópica

$$Hp = \frac{Had}{ad} \times$$

Se encontrará el exponente adiabático en la tabla 1.

Se calculará la relación de presiones r = P2/P1 .

Se encontrará la eficiencia politrópica p en la tabla 2, y por último mediante la carta 2 se determinará

3.3.5 5to Paso.- Determinación del número de etapas requeridas.-

Primero mediante la carta 4 se encontrará la cabeza máxima permisible por etapa.

$$\text{Nº de etapas requeridas} = \frac{Hp \quad (\text{4to Paso})}{\text{Cabeza máxima x etapa}}$$

Si la cabeza máxima por etapa sobrepasa los 36 KJ/Kg se asumirá el valor de 36.

3.3.6 6to Paso.- Determinación de la velocidad requerida

$$\text{Velocidad} = \text{Velocidad Nominal} \sqrt{\frac{HP}{36 \times N^{\text{to}} \text{ ETAPAS}}}$$

La velocidad nominal se encontrará en la tabla 2 (en 36 KJ/Kg por etapa).

3.3.7 7mo Paso.- Determinación de la potencia al freno requerida.-

BHP(Kw) = GasHorsepower(GHP) + Pérdidas por rodamientos y aceite de sello.

$$GHP = \frac{Hp}{\eta v} \times \frac{W}{3600^*}$$

Las pérdidas se determinarán mediante la carta 5 basado en el tipo de sello seleccionado.

3.3.8 8vo Paso.- Determinación de la entolpía actual (real, de descarga (h2).-

$$H2 = \frac{\Delta had}{\eta ad} + H1$$

3.3.9 9no Paso.- Determinación de la temperatura de descarga (t2) y del volúmen específico de descarga (V2).-

En el diagrama de Mollier se determinará el punto (2) en la intersección de h2 y P2. Se leerá luego T2 y v2.

3.3.10 10mo Paso.- Determinación del flujo de descarga

$$Q2 = W \times V2$$

(Ver Diagran1 Hollier)

3.4 METODO DEL BALANCE ENTALPICO MEDIANTE LA DETERMINACION DEL Cp MASICO PROMEDIO DE LA MEZCLA A PRESION CONSTANTE.-

La única variación del método anterior es la determinación de la cabeza adiabática que será igual a la diferencia entálpica o calórica entra la entrada y salida, determinada según la fórmula siguiente

Had = Flujo másico x Cp másico promedio de mezcla x (t2 - t1).

Cp másico de la mezcla = $\sum$ fracción máxima x Cp máximo

$$\text{Fracción másica} = \frac{\text{fracción molar} \times M}{\sum \text{fracción molar} \times M}$$

El Cp másico para cada componente se puede obtener en tablas (25).

Cp másico promedio de la mezcla =

$$= \frac{\text{Cp másico de mezcla a } t1 + \text{Cp másico de mezcla a } t2}{2}$$

3.5 EJEMPLOS DE CALCULO.-

En Refinería Esmeraldas se han realizado unicamente cálculos para evaluación de compresores centrífugos mas no cálculos para selección.

Para los equipos que comprimen una mezcla de hidrocarburos ligeros como es el caso más generalizado de refinería, resultan más precisos los cálculos de la eficiencia mediante un balance calorico entálpico, sin embargo es conveniente la determinación de las eficiencias de compresión adiabáticas y politrópicas.

Se desarrollará a continuación un ejemplo de cálculo del compresor P-C1 de una sola etapa.

CAPITULO II

DESCRIPCION DEL P-C1

1.- FUNCION E IMPORTANCIA DEL COMPRESOR P-C1.-

El compresor centrifugo de gas de recirculación P-C1 esta diseñado para comprimir una mezcla de H2 Hidrocarburos, la cual tiene una pureza de alrededor 84.5 % de H2 y un peso molecular de 7.218.

Este compresor se utiliza para recircular el gas rico en H2 en la unidad de platforming y mantener la relación apropiada H2/Hc (Hidrógeno-Hidrocarburo), para evitar la carbonización del Catalizador cargado en los reactores, de ahi la importancia que el compresor este siempre bien operado para evitar al maximo las interrupciones de recirculación de gas. Por otra parte, puesto que este equipo es bastante caro y no tiene relevo, se debe tener especial atención no solo en cuanto a su operación sinó también en cuanto al mantenimiento cuidadoso y apropiado que se le debe suministrar.

2. DESCRIPCION DEL EQUIPO.-

2.1 Descripción general del compresor.-

Es un compresor tipo radial de una sola carcaza y 4 etapas, accionado por un motor eléctrico. No es enfriado y opera em una sola etapa del proseso.

El flujo de gas atravieza el compresor de impulsor en impulsor, y saliendo del último para a travez de

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL 1958 GUAYAQUIL SECRETARIA GENERAL

una voluta y un difusor hacia la descarga del compresor.

2.1.1 Carcaza.-

Es venticalmente definida de material CK22 de un cuerpo cilíndrico con 2 tapas laterales; - tanto el cuerpo como las tapas tienen asar de levantamiento para propósitos de descuartelamiento.

2.1.2 Rotor.-

Consta de : el eje (42 Cr Mo4),- los impulsores (25 Cr Mo4), el disco del cojinete que absorbe el desplazamiento axial (42CrMo4) y el pistón de balance (42 CrMo4).

Los impulsores estan vileteadas y estan acoplados al eje.

El rotor en su totalidad es estático y dinámicamente balanceado.

(* Dimensiones, Impulsor, Yipar-clase - # de disco-generalidades.).

2.1.3 Cojinete de empuje radial.-

Es horizontalmente accionado consta de :

1.- El cuerpo del cojinete.

2.- Los anillos de retención del aceite.

3.- Cinco almoadillas, tres en la mitad inferior y dos en la mitad superior. Estos cojinetes absorben el empuje radial (Fig.1).

2.1.4 Cojinete combinado de empuje axial y radial.-

Consta de una parte que corresponde al conjunto de empuje radial ya des La otra sección absorbe el empuje axial y consta tambien de :

El cuerpo común.

Anillos retenedores de aceite.

Almoadillas dispuestas verticalmente.

La presión y la temperatura del aceite de lubricación en estos cojinetes debe ser controlada cuidadosamente para lo cúal se cuenta con las - medidores respectivos:

- Cojinete de empuje radial : presión P-P1, P-P2 P-p1 1045/1046, temp. P-T1- 1015/1018 .
- Cojinete de empuje axial : presión P-P1, Temp P-T1-1016/1017 .

2.1.5 Sellos de

Internos.- Para evitar fugas entre etapas del - del compresor.(especificaciones veer fig. #).

Externos.- Para disminuir la fuga de gas hacia la cámara de aceite de sello contaminado.

2.1.6 Inaleador de la posición del eje.-

El compresor esta equipado con un sistema hidráulico que indica la posición axial del rotor.

La presión de aceite antes la válvula de reducción debe ser de 2 a 5 Kg/cm2.

La presión reducida debe ser de 1.4 Kg/cm^2 (P-P1 1047) y (P-P1-1048) de tal manera que la indicación de mecanismos de medida del desplazamiento tenga una relación directa con el espacio existente entre la boquilla y la distancia al collar del eje. Ademas existe una alarma (P-PAL-1030) y un dispo (P-PSL-1032) para execivo desplazamiento axial del eje en cualquiera de los sentidos.

2.1.7 Drenaje.-

Colocando en la parte inferior de la carcaza del compresor, sirve para eliminar líquido residual , antes del arranque.

2.2.- ACOPLAMIENTOS.-

2.2.1 Acoplamiento sobre el eje del compresor 4

El multiplicador de velocidad.- La caja del compresor y el reductor de velocidad estan conectados mediante acoplamientos dentados de (engranajes) que permiten un juego axial de los ejes producto de la expanción técnica. Los acóplamientos son lubricados con aceite a presión la cual debe estar en un valor entre 1.5 y 2.0 Kg/cm^2.

2.2.2 Acoplamiento entre el multiplicador de velocidad y el motor eléctrico.-

Es igual al acoplamiento entre el eje del compresor y el del multiplicador de velocidad.

2.3.- Multiplicador de velocidad.-

Es del tipo de engranajes de una sola etapa. El eje de cada engranaje esta montado sobre dos cojinetes. El conjunto se lubrica mediante aceite a presión tomando del sistema general de aceite de lubricación y sello del compresor, la presión de aceite de lubricación es de 1.5 Kg/cm^2. Para el control de operación el sistema esta provisto de: Manómetros y

2.4.- Sistema general de lubricación y sellos.-

El sistema esta diseñado para suministrar aceite a todos los cojinetes del compresor, acoplamientos mecánicos, mecanismo multiplicador de velocidad, mecanismo de indicación de la posición del eje (ó mecanismo hidraúlico de control del desplazamiento axial.) y sistema de sellos.

2.4.2 Equipo que comprende el sistema.-

El sistema de aceite constituye un paquete en el que todas las partes tales como: tambor, filtros, controles y enfriadores se encuentran integradas mediante conexión de tubería.

2.4.1.1 Tanque de aceite.-

Es de fondo incluinado y las conexiones de - succión de las bombas se encuentran en la parte más alta del fondo, tiene un indicador de nivel, un termómetro para controlar la temperatura de aceite; el tanque se ventea a la atmósfera, pero tiene un sello de N_2, el N_2 entrá a travéz de un orificio restringido y también se ventea a la atmósfera a travéz de un orificio de restricción.

2.4.1.2 Bomba de aceite.-

Son dos bombas de desplazamiento positivo tipo tornillo sin fin y diseñadas para trabajar cada una al 100 % de su capacidad. La bomba principal es accionada por una turbina y la bomba auxiliar por un motor eléctrico y entra automáticamente a cualquier caida de presión en el sistema. Para evitar una sobrepresión cada bomba esta equipada con una molecula de seguridad - ajustadas a 25 Kg/m2 que descargan en el tanque de aceite.

2.4.1.3 Enfriador dual de aceite -

necesidades, el fluido refrigerante es agua el lado de la carcaza por el que fluye aceite tiene un arreglo mediante el cual se puede realizar el cambio de flujo de uno a otro enfriada pero de tal manera que entrando el flujo en una dirección quedará siempre abierta en la otra dirección, antes de realizar el cambio se deberá comprobar que el enfriador que va a entrar en servicio este lleno totalmente y a la presión de trabajo.

2.4.1.4 Filtro dual de aceite.-

Consta de dos filtros: de caja de acero y de elementos tipos cartuchos , de malla de 10 - micrones. Para el cambio de filtro se tiene un arreglo similar al de la enfriadora y al igual que estas antes de poner en servicio uno de ellas se deberá comprobar que el mismo este - completamente lleno y a la presión de trabajo la medida de la caida de presión si a travéz de los filtros por obtución asi como por alarma por alta caida de presión están dadas por un transmisor de presión diferencial y su indicador.

2.4.1.5 Tanque elevado.-

Este es un dispositivo de seguridad que garantiza el suministro de aceite de lubricación durante cinco minutos para rodar el compresor

mientras se pare en el caso de que falten las - bombas de aceite.

Cuando el tanque esta trabajando se tiene un flujo continuo a travéz de un orificio de restricción. El flujo puede ser observado a travéz de un visor de vidrio. Este flujo que regresa al tanque elevado. El tanque cuenta con una por bajo nivel.

2.4.2 Descripción del sistema de lubricación.-

La bomba accionada por la turbina o por el motor suministra la cantidad total de aceite que se requiere tanto para la lubricación como para el - sello a travéz del enfriador dual y a travez del filtro dual hacia una fuente de consumo. La presión despues del filtro se mantiene en un volar constante de 20 Kg/cm2 mediante un by-pass de - control y una válvula de control de presión. Un ramal sale de esta línea y atravezando un clarificador regresa al tanque de aceite. Luego se - divide el flujo una parte va para aceite de sellos y otro para lubricación.

En la línea de aceite de lubricación mediante una válvula de control se reduce la presión de 20 Kg /cm2 a 2.5 Kg/cm2 que es la presión del cabezal

del cual se alimenta a la de consumo..

Antes de °/ punto de inyección de aceite a los cojinetes el indicador de desplazamiento axial del eje, a los acoplamientos y al multiplicador de velocidad, la presión se ajusta a los valores reales requeridos. Estos ajustes pueden hacerse durante la operación las presiones se mantienen constantes mediante valvulas de estrangulamiento y se chequean en los respectivos. Desde los diferentes puntos de lubricación el aceite por efecto de gravedad regresa hacia el tanque de aceite a travéz de visores de vidrio en las que se chequea el flujo.

Una línea que by-pasea los puntos de lubricación lleva un flujo continuo de aceite hacia el tanque elevado, el cual cumple dos funciones

a. Puntear el circuito de lubricación durante la interrupción que se presenta cuando se cambia una bomba de lubricación por otra, y ,

b. aceite de lubricación cuando faltan ambas bombas en este caso se asegura lubricación a los cojinetes durante 5 minutos mientras el compresor antes de detenerse.

2.4.3.- Sistema de aceite de sello.-

Para reducir el calor producido por la fricción de los sellos del eje se suministra aceite a - las mismas con una presión diferencial de 3Kg/ cm3 sobre la presión del aceite de salida de los sellos.

El suministro de aceite a los sellos se toma - despues del filtro dual. La presión diferencial del aceite de sellos se controla a travez de una válvula dan señales, la presión de aceite se suministra a los sellos que se - mide y la presión de aceite de salida de los - sellos. De la línea de descarga del compresor se tiene un suministro de gas (gas de referencia) que se divide en dos partes, una que pasa a través de los sellos de y se dirige al interior del compresor y otro que se va dirigiendo hacia la cámara de aceite contaminado de los sellos. El flujo de aceite dentro del sello se divide en dos partes: Una que se dirige a la cámara exterior o de aceite va contaminado que uniéndose al aceite de lubricación retorna al tanque de aceite, por efecto de la gravedad, y otra que se dirige a la cámara interior o de aceite contaminado y que a baja presión se des- a las trampas de aceite. De la línea de -

descarga de aceite contaminado se envia una - señal a la válvula de control de presión diferencial.

Las trampas de aceite separan al gas que se - a la atmósfera a un lugar seguro a través de un orificio de restricción, se tiene de presión en esta línea; el aceite se envia al drenaje las trampas estan equipadas - por

2.5.- Motor Eléctrico.-

El accionador del compresor es un motor eléctrico de inducción, trifásico de cojinetes lubricados con aceite, esta montado horizontalmente tiene una temperatura de 650 KW y uan - velocidad de 358 RPM esta equipado de un sistema cerrado de enfriamiento con aire.

2.6.- DESCRIPCION DEL EQUIPO.-

2.6.1.- La Turbina.-

Es una turbina de una sola etapa montada horizontalmente, la línea de vapor de escape tiene una válvula de alivio que descarga a la atmósfera.

La turbina esta equipada con un mecánico de contrapeso montados en el extremo libre sobre de la tubería .

Cuenta además con un mecánismo de disparo por sobrecalentamiento compuesto por una"bola" - colocada en el interior del eje de la turbina la misma que por fuerza centrifuga sale y golpea la palanca que acciona la válvula de disparo por sobrevelocidad, la cual corta inmediatamente la entrada de vapor.

El eje de la turbina esta soportado en dos cojinetes axiales y uno radial, todas del tipo de bolar.

El sistemas de sellos de las turbinas esta - formado por anillos seccionados de cordón las cuales se encuentran espaciadas mediante anillos de acero inoxidables.

2.6.2. Las Bombas.-

Las bombas de aceite son de desplazamiento - positivo, del tipo de anillos sin fin, la bomba principal es accionada por la turbina mientras que la auxiliar es accionada por un motor eléctrico.

Estas bombas no necesitan lubricación exterior pues que lubrican con el mismo fluido que bandean.

Estan equipadas con válvulas de alivio colocadas en la cima de drenaje.

3.- ESPECIFICACIONES TECNICAS.-

3.1 Gas de reciprocación.- (% en Vol o Mol)

% H2	34.5
% C1	5.4
% C2	4.32
% C3	2.73
% C4	1.43
% C5	0.6
% C6+	1.02
Peso molecular	7.218

3.2 Compresor.-

# impulsores	4
# etapas de proceso	1
Velocidad manual	15394 RPM
1era velocidad critica	7445 RPM
2da velocidad critica	27145 RPM
Dirección de rotación (desde el extremo libre)	Derecha(agujas reloj)
Flujo Másico en la dirección.	7840 Kg/h
Flujo volumetrico en la dirección	1730 M3/h
Presión de succión	16.9 Kg/cm2(ABS)
Temperatura succión	43.4°C
Presión descarga	24.8 Kg/cm2(ABS)
Temperatura descarga	86.5°C

3.3.- Cojinetes del compresor.-

Posición de aceite ante de los cojinetes	1.2 a 1.5 Kg/cm2
Temperatura de aceite antes de los cojinetes.	35 a 45°C
Temperatura de aceite despues de los cojinetes	55 a 65°C

Temperatura de los cojinetes

Manual	75°C
A	95°C
Disparo	115°C

3.4.- Acoplamiento.-

	ME y MV	MV y C (*)
Tipo	Engranaje	Engranaje
Velocidad máxima	3580	15394 RPM
Transmición máxima de potencia.	650	650 KW

* ME - Motor eléctrico

MV - Multiplicador de velocidad

C - Compresor

3.5.- Multiplicador de velocidad.-

Tipo	Engranajes de dientes rectos.
Velocidad de entrada máxima	3580 RPM
Velocidad de salida máxima	15394 RPM
Transmicción máxima	650 KW
Factor de carga	1.3

3.6.- Suministro de aceite.-

3.6.1 Tanque de aceite.-

Llenada inicial	3000 litros
Capacidad manual	1750 litros
Capacidad operación	1150 litros

3.6.2 Bombas.-

Tipo	tornillo sin fin
Capacidad	305 Hl/mt.
Presión de entrada	22 Kg/cm2
Velocidad	1780 RPM
Potencia requerida	13.2 KW
Dirección de rotación (desde el cople)	derecha(agujas de reloj).

3.6.3 Accionador.-

	Turbina	Motor
Velocidad	1780	1750 RPM
Potencia	15	15 KW
Comsumo de vapor	249 Kg/h	--
Vapor de entrada	10.5 Kg/cm2	--
Vapor de escape	3.5 Kg/cm2	--
Temp.vapor	204°C	--
Voltaje	----	460 V

3.6.4 Enfriadores de aceite.-

	Carcaza(aceite)	Tubos (agua)
Presión admisible máxima	22	9 Km/cm2
Flujo	240	236 /
Temperatura entrada	57	35 %
Temperatura salida	40	40°C

3.6.5 Filtros de aceite.-

Tamaño de Mollier	10 Mn
Flujo	240 Ltr/min.
Presión admisible max	22 Kg/cm2
Caída presión máx.	1.0 Kg/cm2

3.6.6 Tanque elevado.-

Volúmen	382 Ltrs.
Presión	6 Kg/cm2

3.6.7 Especificaciones del aceite.-

Viscocidad	30 a 37 cst. a 50°C 125 a 150 RI (segundos redmood) 4 a 5 Engles a 50°C
Indice de viscosidad	95
Aceite de Ignición	180°C
Densidad a 20°C	0.93 Kg/lts.
Punto de solidificacióm	- 8°C
# de neutralización	0.1 mgKOH/g aciete
Contenido de ácido	No debe tener ácidos ni alcalinos.

# de saponificación	0.15 mg KHO/g aceite
Contenido de agua	0.1 %
Contenido de cenizas	0.1 %
# de tar	0.2 %
Reciduo asfáltico	: inadmisible
Aceites y grasas vegetales y animales	: inadmisibles
Solidos	: inadmisinles
Emulsibilidad	

Aceite Recomendado

Compresor	: Shell turbo oil T29
Generador	: shell tellus oil 25

3.7.- Motor Eléctrico.-

Fubricante	GEC Rachium Bradfor England.
Tipo	A
Velocidad	3580 RPM
Potencia Nominal	650 KW
Voltaje	4160 V
Frecuencia	60 H2
Aceite recomendado	Shell tellur oil 25

4.- OPERACION.-

4.1 Purgado del compresor (N2)

1.- Ponen las placas en la posición correcta (aumentan cuando se va ha arrancar el compresor bloqueando cuando se para el compresor). Comprobar que la empaquen entre las juntas ciegas sean remplazadas por curvas.

2.- Comprobar que la presión en la sección de reacción de la unidad este en valor especificado en el procedimiento de arranque.

3.- Comprobar que esten cerradas todas las válvulas en las líneas del de entrada N2.

4.- La válvula de drenaje de la carcaza del - compresor debe estar cerrado.

5.- Poner en operación el sistema de aceite de sellos.

6.- Comprobar que la válvulas de bloqueo en la fricción y descarga del compresor esten comodas.

7.- Alinear el circuito de purga asi: linea de succión compresor línea de descarga venteo.

8.- Abrir lentamente la válvula de admisión de N2 hacia el P-C1 en el cabezal ubicado en el P-C2 para permitir la entrada del N2 al compresor.

9.- Para evitar que el gas atraviese el calor sin barrerlo, estrangular la penúltima - válvula en la línea del venteo hasta obtener una pequeña presión positiva en la carza del compresor.

10.- Abrir la válvula de descarge de la carcaza del compresor cementa despues de 30 segundos.

11.- Luego abrir totalmente la penúltima válvula en la línea de venteo y pugar el compresor hasta asegurarse, de que se ha eliminado los gases contaminantes, cerrar entonces las - válvulas de admición de N2 en el cabezal - junto P-C2.

12.- Luego en el cabezal junto al P-C2 abrir lentamente las válvulas de admición de H2 y - admitir hidrógeno a travéz del mismo circuito . Barrer el compresor H2 hasta eliminar el N2.

13.- Seguidamente se puede proceder a presionar el compresor hasta alcanzar la presión del resto de la deación. Mientras se presiona comprobar la hermeticidad de las bridas con la cinta adheciva y solución de jabón.

14.- Comprobar que todas las válvulas de las de N2 y H2 queden perfectamente bloqueadas, así como por valvulas del circuito de purga.

4.2 PROCEDIMIENTO DE ARRANQUE.-

1.- Inspeccionar que toda la tubería de trabajo la tubería del equipo y todas los sistemas auxiliares del compresor esten listas para operar. Unificar que el tamiz en la línea de succión haya sido colocado.

2.- Verificar que la presión en el compresor sea igual a la presión del sistema. Comprobar que todo el líquido de la carcaza haya sido

3.- Poner en operación el sistema de aceite de lubricación y sellos.

a) Chequear que el nivel de aceite en el tanque sea el adecuado.

b) Amarrar la bomba principal de aceite .

c) Cuando la temperatura del aceite alcance los cuarenta centímetros abrir la válvula de agua a los enfriadores y regresar el flujo de agua para mantener esa temperatura

d) Chequear la presión de aceite . Adjuntar la - pressión en la línea general de distribución mediante la valvula de regulación y ajuntar las presiones en los puntos de consumo, mediante las valvulas de estrangulamiento respectivo.

e) Chequear los visores de vidrio en las líneas de retamo para asegurarse que el aceite esté fluyendo apropiadamente.

f) Parar la bomba principal de aceite para verificar que la bomba auxiliar entre automáticamente a - la fusión preferida y que establezca la presión de operación. Luego de esta comprobación , arrancar nuevamente la bomba principal y parar los auxiliares.

g) Chequear el funcionamiento de todas las alarmas y mecanismos de seguridad.

h) Ventear y llenar con aceite el enfriador y el - filtro de relevo uniendo las líneas de By -pass para el efecto.

i) Chequear si la caída de presión a traves de los filtros permanece constante.

j) Chequear que la válvula de seguridad en la descarga de las bombas estén ajustadas en los valores especificados.

k) Chequear que todos los instrumentos estén funcionando correctamente.

l) Chequear que no haya fuga en el sistema.

4.- Chequear que el motor eléctrico esté listo para entrar en operación.

5.- Abrir totalmente la válvula de succión , abrir la válvula de mariposa en la succión solamente de 15 a 20% y abril la válvula de descarga.

6.- Comprobar normalmente que el eje gire libremente.

7.- auxiliares que se va a arrancar el motor, arrancar el motor, regular la abertura de la válvula de mariposa de la succión - para evitar " SURGE" y sobre-carga en el motor.

8.- Ajustar el flujo de gas de sellos a los valores- especificados.

9.- Chequear la temperatura en los cojinetes.

10.- Chequear y reajuntar si es necesario las presiones de aceite.

11.- Comprobar que se tengan flujos uniformes en la línea de retamo de aceite, observando los visores de vidrio.

12.- LLenar el compresor a carga total. Chequear que el amperaje del motor no sea excesivo. Chequear - que no exista vibración excesiva.

13.- Mantener el equipo bajo observación constante durante las primeras horas de operación.

4.3.- OPERACION NORMAL.- RECOMENDACIONES.-

1.- Se debe llevar un registro riguroso de todos los datos que se indican en la hoja de control del compresor.

Durante el período inicial de operación, las lecturas deberán tomarse en periodos máximos de una hora, verificando que dichas lecturas esten dentro de la especificación necesaria. Cuando se tengan valores fuera de rango se debe determinar inmediatamente la causa y corregir el fallo.

2.- Cuidar que el flujo atravéz del compresor se encuentre siempre sobre el límite de bombeo ("SURGE"), puesto que si se opera bajo estas condiciones el compresor sufrirá grandes daños por efecto de la vibración. Para corregir el bombeo ("SURGE") aumentar inmediatamente el flujo al compresor.

3.- Purgar regularmente el tanque de aceite para disminuir el agua y sedimentos acumulados.

4.- Mensualmente o cuando la temperatura del aceite tienda a elevarse; cambiar el enfriador de aceite por su relevo.

5.- Mensualmente o cuando la caída de presión en el filtro tienda a aumentar, cambiarlo por - su relevo. Cuando la caída de presión en el filtro es cercano a 0, es indicaciones que - existen fugas a travéz del mismo.

6.- Despues de cada cambio limpiar o hacer un - lavado químico de los equipos de relevo.

7.- Chequear el buen funcionamiento de las válvulas de seguridad y de los otros elementos de protección, al menos semanalmente.

8.- Chequear la calidad de aceite mediante pruebas de laboratorio al menos cada tres meses de operación. Si el aceite ya no cumple con las especificaciones cambiarlo totalmente, registrar la fecha y tipo de aceite.

5.- DETECCION DE FALLAS DURANTE LA OPERACION

FALLA	CAUSA	SOLUCION
No arranca el motor	a. Muy baja presión de aceite	. Chequear válvula de control de presión.
	b. Muy bajo nivel de aceite en el tanque.	. Llenar el tanque
	c. Hay interrupción de energía	. indicar a servicios de auxiliares
Se para el motor	a. Falla de energía	. Comunicarse con SS.AA.
	b. Acción de uno de los mecanismos de protección	. Solución de acuerdo con falla que se indicará en el panel
No arranca la bomba principal de aceite	a. No hay disponibilidad de vapor	. Comunicarse con SS.AA.
	b. No esta posicionado el disparo por alta velocidad.	. Posicionar palanca.
No arranca la bomba auxiliar de aceite.	a. No hay voltajes disponibles	. Comunicar con SS.AA
	b. Falla eléctrica en el mecanismo de arranque automático.	. Solución de acuerdo con falla
Bombas no suministran	a. Trabado la válvula chek en la línea de descarga.	. Tratar de abrir válvula
	b. Bombas y líneas no fueron venteados	. Desplazarlo si es necesario . Ventear

57

Elevación de temperatura	a. Flujo de aceite muy bajo b. Temperatura aceite muy alta c. Enfriador de aceite obstruido d. Degradación de aceite e. Tolerancia de los cojinetes muy pequeños. f. Cojinetes defectuosos	. Aumentar la presión de aceite en el punto de suministro a los cojinetes. . Chequear sistema de enfriamiento aumentar flujo de agua. . Cambiar el equipo de relevo limpiar el enfriador. . Cambiar aceite . Aumentar la tolerancia . Escuvhar si hay vibración en los cojinetes. Si la temperatura sube parar máquina
Vibración en los cojinetes	a. Desalineamiento	. Chequear alineamiento y las bases de sustentación.
	b. Tolerancia muy grande en los cojinetes	. Cambiar cojinetes nuevos.
	c. Rotor desvalanceado (rotor sucio)	. Chequear el balanceamiento (limpiar si es necesario)
	d. Rotor torcido	. Enderezarlo y luego chequear el balanceamiento.
Bombeo (SURGE)	a. Contra presión muy alta	. Reporta inmediatamente al jefe de turno
	b. Válvula de succión extrangulada	. Abrir la válvula.
	c. Válvula de descarga extrangulada	. Abrir la válvula

58

Falla de presión	a. Falla de las bombas	. Repararlos
	b. Fugas en las líneas	. Corregir las fugas
	c. Obstrucción del enfriador	. Cambiar el flujo al equipo de relevo limpiar el equipo reemplazado
	d. Fallas en las válvulas de control de presión o reducción de presión.	. Tratar de corregir la falla, reemplazarlo si es necesario.
Presión de aceite muy alta.	a. Fallas en las válvulas de control de presión	. Tratar de corregir las fallas, reemplazar las valvulas si es necesario
Fugas de aceite	a. Bridas de conexción flojas	. Ajustar las bridas, reemplazar el empaque si es necesario.
	b. Rotura de una línea	. Parar inmediatamente el equipo, tomar las precauciones para evitar incendio
Temperatura de aceite muy alto	a. Daños en el sistema de agua de enfriamiento	. Abrir totalmente la válvula de bloqueo reportar inmediatamente al jede de turno.
	b. Elevación de la temperatura del agua de enfriamiento.	. Idem .
	c. Degradación de la calidad de aceite	. Cambiar aceite
Temperatura de aceite muy baja	a. Excesivo flujo de agua de enfriamiento	. Reducir flujo de agua
	b. Temperatura ambiente muy baja.	. Calentar tanques de aceite

CAP III

EVALUACION DEL COMPRESOR P-C1

1.- PRIMER PASO.-

1.1 Determinación de las propiedades de una mezcla gaseosa.-

Como vamos a evaluar un compresor que trabaja con una mezcla no pura sino que tiene muchos componentes asi como indicamos en la hoja de reportes de laboratorio del 24-09-80.

Además haremos un cuadro demostrativo tentativo para usarlo a lo largo de la evaluación.

1.1.1 Simbologia a usuarse.-

	Hoja de datos
P1- Presión succión	P-PI-148
P2- Presión descarga	P-PI-149
T1- Temp. succión	P-Th-139
T2- Temp. descarga	P-TI-150
V1- Volumen succión	
V2- Volumen descarga	P-FI-131
AMP Amperaje motor	P-AM-1053

Además tomamos los datos de la hoja diaria. Valores promedio de :

P1- 15.7 15.7 Kg/cm2

P2 - 21.7 "

T1 - 37°C

T2 - 75°C

Para encontrar V1 y V2 determinamos de la siguiente manera:

V2 en la hoja de datos tenemos 7.63 como lectura, pero según la tabla de conversiones hay que multiplicar por la constante que es 2.500

Por

.. 7.63 x 2.500 = 19.064 M3/N/h*

Estos M3N/h transformamos a M3/h.

$$\frac{P1V1}{T1} = \frac{P2V2}{T2}$$ según ley gaces

$$\frac{1 \text{ atf } 19064 \text{ M3N/h}}{273°K} = \frac{21.01 \times V2}{348°K}$$

V2 = 1156 M3/h y,

$$\frac{15.2V1}{310} = \frac{21.01 \times 1156}{348}$$

V1 = 1423 M3/h

* M3N/h unidad tomada a 0°C y a 1 ATF.presión

NOTA.- Como demostramos el volumen de descarga V2 del compresor es menor que el volúmen de succión V1, esto por la compresibilidad de los gaces, el volúmen es menor - pero la masa se mantiene.

$V2 > V1$

Además:

$P2 = 21.7$ Kg/cm2 $= 21.01$ atf.

$T2 = 75°C = 343°K$

$T1 = 37°C = 310°K$

$T2 = 75°C = 349°K$

1.1.2 Elaboración del cuadro propuesto.-

Tomando cada una de las columnas tenemos :

COLUMNA (4) = Tomado del reporte de laboratorio.

COLUMNA (2) =

COLUMNA (3) = Tomado de la tabla 1 del Cap.I

COLUMNA (4) = Multiplicamos (1)x(3)

COLUMNA (5) = Tenemos (4)/Σ(4) x 100

COLUMNA (6) = Tc en °K tomado de tabla 1 Cap.I

COLUMNA (7) = Pc en BAQ tomado de la tabla 2 CapI

COLUMNA (8) = Multiplicamos (1)x(6)

COLUMNA (9) = Multiplicamos (1) x (7)

COLUMNA (10) = Tomamos de la tabla del Cap.I y - transformamos a CP,m interpelando asi :

	Cp,m a los 37°C	Interpelación
H2 =	100°C 29.03	100 - 0.36
	0°C -28.67	37°C - x
		x=0.13+28.67
		x=28.80

Y asi encontramos para todas las mezclas COLUMNA (11) Multiplicamos (1)x(10) y tenemos Kj

1.2 SEGUNDO PASO.-

Cálculo de K

$$K = \frac{32.16}{32.16-8.32}$$

$$K = 1.35$$

1.3 TERCER PASO.-

Selección del compresor.-

Por tratarse de manejar una mezcla de H2 que tiene bajo pero molecular, se encaja en un compresor vertical tipo BARRIL.

De la tabla 2 para manejar un flujo manual de 1423 M3/h se encaja un compresor tipo 25 MB con una eficiencia politrópica de 0-26 y de una velocidad de 11-500 RPM a 36 KN,m/Kg de cabeza por etapa.

Entonces

Tipo = Barril

Politrópica = 0.76

Velocidad = 11.500 RPM

Cabeza/Etapa = 36 NK,m/Kg

1.4 CUARTO PASO.-

Comprensibilidad promedio.-

Como sabemos de la mezcla de H2 y la corriente - mistica del compresor como indicamos en el paso anterior tenemos que :

Z = 1 tomado del Cap. I

1.5 QUINTO PASO.-

Cálculo cabeza politrópica (Hp)

K = 1.35

$r = \frac{P2}{P1}$

$r = \frac{22.7}{16.7}$ - Presión absoluta = $\frac{21.7}{15.7}$

r = 1.36

T1 = 37°C

Np = 76 - Tomado de la tabla 2 Cap. I

Peso Molecular = 5.34 Tomado del cuadro 1er Paso.

Del Gráfico # 3 Cap. I

Cabeza politrópica = 160 Hp=160 KN,m/Kg

ó $\frac{M-1}{n} = \frac{K-1}{Kx\ 76}$

$\frac{M-1}{n} = \frac{1.35-1}{1.35\ x\ 0.76}$

$\frac{M-1}{n} = -34 = \frac{M-1}{n} = 34$

M = 1.52 En la tabla de valores es standart.

$Hp = \frac{Zprom\ R\ T1}{1000\ x\ \frac{n-1}{n}} \left(\frac{P2}{P1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1$

$R = \frac{8214}{P\ mol.}$

$Hp = \frac{1x8314x310}{1000x5.34x0.34} \left(1.36\right)^{0.34} - 1$

Hp = 156.44 KN,m/Kg

∴ Aproximadamente sale casi igual la cabeza politrópica según la gráfica 3 como según cálculos matemáticos.

$= \underline{160} = = \underline{156.44}$

1.6 SEXTO PASO.-

Número de etapas ó impulsores.-

Se asume 36 NK,m/Kg de cabeza politrópica por - etapa por lo tanto el número de etapas esta dado por :

$$\frac{Hp}{36} = \frac{160}{36} = 4\text{-}5$$

Encontramos entonces que el compresor debe tener 4 ó 5 etapas, el actual tiene 4 impulsores.

1.7 SEPTIMO PASO.-

Velocidad requerida (VR)

$$Vr = Vn \quad \frac{HP}{36 \times \#\ ETAPA}$$

$$Vr = 11500 \quad \frac{100}{36x4}$$

Vr = 12.000 RPM Por ser grupo tipo ELLIOT

El actual trabaja a una Vn = 16000 RPM dado de las especificaciones de la casa DERAG

1.8 OCTAVO PASO.-

Potencia requerida (KW)

KWT = GAS POWER + PERDIDAS EN COJINETES Y SELLOS

1.8.1 Gas Power = $\frac{m}{3600} \times \frac{Hp}{Np}$ *$Q1 = m \times V1$

Gas Power = $\frac{*4823}{3600} \times \frac{160}{0.76}$ $V1 = \frac{Z\ RT1}{P1 \times 10^5}$

Gas Power : 282-3 Kw $V1 = 1 \times \frac{8314}{5.34} \times \frac{310}{16.17 \times 10}$

$V1 = 0.295$

$Q1 = 1423 = 0.295\ m$

$m = 4823\ Kg/h$

1.8.2 Pérdidas de potencia por sellos y cojinetes.

De la tabla 5 se encuentra que para un compresor 25 MB las pérdidas = 60 KW.

∴ La potencia total requerida es = 282.3 + 60

= 342.3 KW

1.9.- NOVENO PASO.-

Temperatura de descarga (T2)

$$T2 = \frac{1000\ Hp}{Zp \times R \left\{\frac{K}{K-1}\right\} Np} + T1$$

$$T2 = \frac{1000 \times 160}{1 \times \frac{8314}{5.34} \quad \frac{1.35}{1.35-1} \quad 0.76} + 37$$

$T2 = 35.06 + 37$

$T2 = 72°C$

1.10 DECIMO PASO.-

Flujo de descarga. (V2)

$$V2 = V1 \times \frac{P1}{P2} \times \frac{T2}{T1} \times \frac{Z2}{Z1}$$

$$V2 = 1423 \times 1.36 \times 1.11 \times 1$$

$$V2 = 1161 \quad M3/h$$

CAP. IV

CONCLUCIONES Y RECOMENDACIONES DE LA EVALUACION

1.- Conluciones.-

Habiamos encontrado al compresor ideal, calculando con datos que nos dá la empresa diseñadora, luego calculamos nuestros compresores tomando para estos datos operacionales, esto es cuando teníamos al - compresor trabajando a plena carga, encontrando en su resultado casi una similitud en cuanto a resultados, demostrándonos que estamos trabajando en - condiciones propuestas por las de diseño.

Pero, con estos resultados, no estamos demostrando en su totalidad la óptima operación de nuestro compresor (P-C1), para tener una mayor imágen, realizó un cuadro representativo de trabajo en campo, em donde encontramos una curva operacional demostrativa que nos refleja las condiciones de operación para saber si se ajusta a la curva que nos presenta la casa diseñadora.

En la curva # 10 tenemos la curva tentativa que - nos presenta la casa diseñadora (DERAG), allí, tenemos al compresor ideal y las topes de trabajo, -

que puede tener el nuestro, tomando como curvas - representativas la eficiencia politrópica (Np) la potencia misma del compresor (KW) y la diferencia de posiciones ($Yp = \frac{P2}{P1}$), encontrando diferentes puntos.

En el cuadro # 11 que esta sobre puesto al cuadro anterior (#10) demostramos nuestra curva, hecho a base de los datos reales de operación y datos de mezclas de componentes (H2), tomadas del campo - cuando arrancamos el compresor.

Para esto realizamos los siguientes pasos :

a.- Como primera cosa hisemar un barrido del compresor con N2 electrolítico para tener una mejor fuerza del gas (H2) que vamos a recircular*.

b.- Arrancamos el compresor a condiciones normales de operación tal como indica en el manual de operaciones.

c.- Luego de haber metido carga tomamos tres muestras de H2 que es el que genera la planta de - la misma tomo para hace análisis y tener una sola representativa (cuadro # 5).

d.- Con estos datos trabajamos para calcular nuestra curva representativa del compresor a esta fecha (84.03.01).

* Gas de recirculación.-

el arranque es tomado de una batería de cilin - dros de H2 pero que se introduce en el sistema de reacción platforming hasta 2Kg/m2, el otro gas encontrado es justo ya de nuestra planta. que genera gas, como esta demostrado en la hoja de datos de laboratorio, para sacar esta mues - tra necesitamos por lo menos una semana de ope- ración , es decir esperando que la plan ta este completamente estabilizado y la relación H1/Hc tenga el dato correspondiente de operación.

2.- Recomendaciónes.-

En este último arranque hemos tenido algunos - problemas con la temperatura de succión y descar ga. Analizando todo esto nos dá como resultado que terminan un poco averiado en enfriador de - aire (ventilador), pero sin embargo el proble- ma persiste, esto es porque tenemos alta presión en la succión y por lo tanto en la sección de - Platforming.

El catalizador de los reactores esta siendo pre sionado porque a lo mejor existen carbono en su interior o a su vez tenemos un taponamiento en un intercambiador de calor (P-EJ) vertical -

que intercambia calor con la entrada de carga a la zona de reacción 335°C y con la salida - de la zona de reacción 482°C esto a lo mejor - por cambios críticos de temperatura y por ende la formación de Coken (carbón).

Como recomendación diría que necesitamos una - limpieza del P-E5 y a su vez una quema de ese coken depositado en el Catalizador de las vacterias que interrumpen una normal operación.

CAPITULO V

B I B L I O G R A F I A
****

1.- COMPRESORES CENTRIFUGOS
ELLIOT COMPANY
BULLETINGS
FORM 2196A-1580
LITHO IN U.S.A

2.- TERMODINAMICA I.II.III.IV.
ING. MARIANO MONTAÑO
FOLLETOS-ESPOL
GUAYAQUIL-ECUADOR
1982

3.- CALCULO I.II.III.IV
ING. ENRIQUE BAYOT
FOLLETOS-ESPOL
GUAYAQUIL-ECUADOR
1981

4.- MANUAL DE OPERACION SEREF
REFINERIA ESMERALDAS
CEPE
1976

TABLA DE PROPIEDADES GLOBALES DE LA MEZCLA DE H2

COMPONENTE	(1) % MOL	(2) % MOL	(3) TABLA I Peso Mol	(4) (1) x (3)	(5) %Masa	(6) TABLA I Tc °K	(7) TABLA I Pc BAR	(8) (1) x (6)	(9) (1) x (7)	(10) TABLA I CP,m	(11) Kj (1) x (10)
H2	88.5		2.02	1.79	34 %	33.3	13.0	29.47	26.08	28.80	25.49
C1	4.91		16.04	0.79	15 %	191.1	46.4	9.38	0.46	36.58	1.8
C2	3.04		30.07	0.91	17 %	305.6	48.8	9.29	0.32	54.17	1.66
C3	1.99		44.09	0.88	16 %	370.0	42.5	7.36	0.14	75.87	1.51
IC4	0.54		58.12	0.31	6 %	408.3	36.5	2.20	0.012	99.67	0.54
MC4	0.53		58.12	0.31	6 %	425.6	38.6	2.26	0.012	102.24	0.54
IC5	0.32		72.15	0.23	4 %	461.1	33.3	1.48	0.004	124.47	0.40
NC6	0.17		72.15	0.12	2 %	470.6	33.7	0.80	0.0014	126 58	0.22
				5.34 Peso mol.				62.24	27.16		32.16

LABORATORIOS DE GASES

Fecha: 82.12.24
Turno: X
Labort.

Composición	Hidrógeno del separad. de gas	Líquido del domo del de butanizador	Gas del Despojador	Gas del separador	Gas de recircul.	Gas de estabil	Líquido estabil.
	% MOL	% VOL LIQ.	% MOL	% MOL	% MOL	% MOL	% VOL LIQ
Hidrogeno H2	91.00		28.00	88.00	88.50	15.00	
Metano C1	5.62	0.56	12.53	5.92	4.91	8.06	0.51
Etano C2	2.12	0.40	22.33	2.40	3.04	22.45	9.80
Propano C3	1.14	8.85	23.96	1.56	1.99	41.65	79.47
Izobutan IC4	0.05	20.58	5.89	0.81	0.54	6.16	9.67
Normal Butano NC4	0.07	18.34	5.66	0.80	0.53	0.28	0.38
Isopent. IC5		43.85	1.46	0.34	0.32	0.01	0.08
Normal Pentano NC5		7.22	0.21	0.17	0.17	0.09	0.06
2-2 dimetil-butano							
2 Metil pentano2MP							
3 Metil pentano3MP							
Normal exano NC6							
Número Identific.							
Metil siclo pent.							
C°(+)							
Gravedad Shilling	0.17		0.86	0.20	0.23	0.96	
Gas N2S-PPM							
Parafina % Vol.liq							
olefinas % Vol.liq							
naftenos % Vol.liq							
aromatic % Vol.Liq							
satur.(P+N)% Vol.							
est.T caida presi							

OBSERVACIONES.-

COJINETE AXIAL DEL P-C1

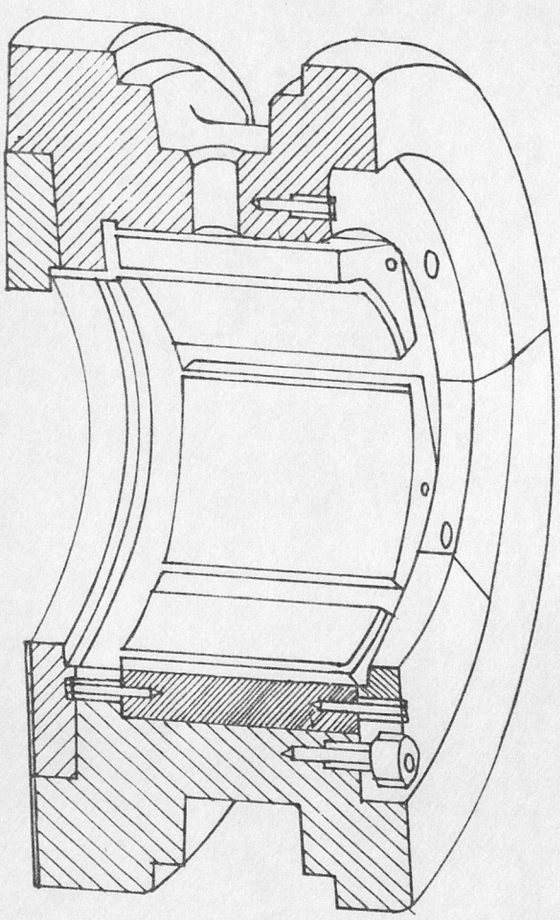


FIG -1-

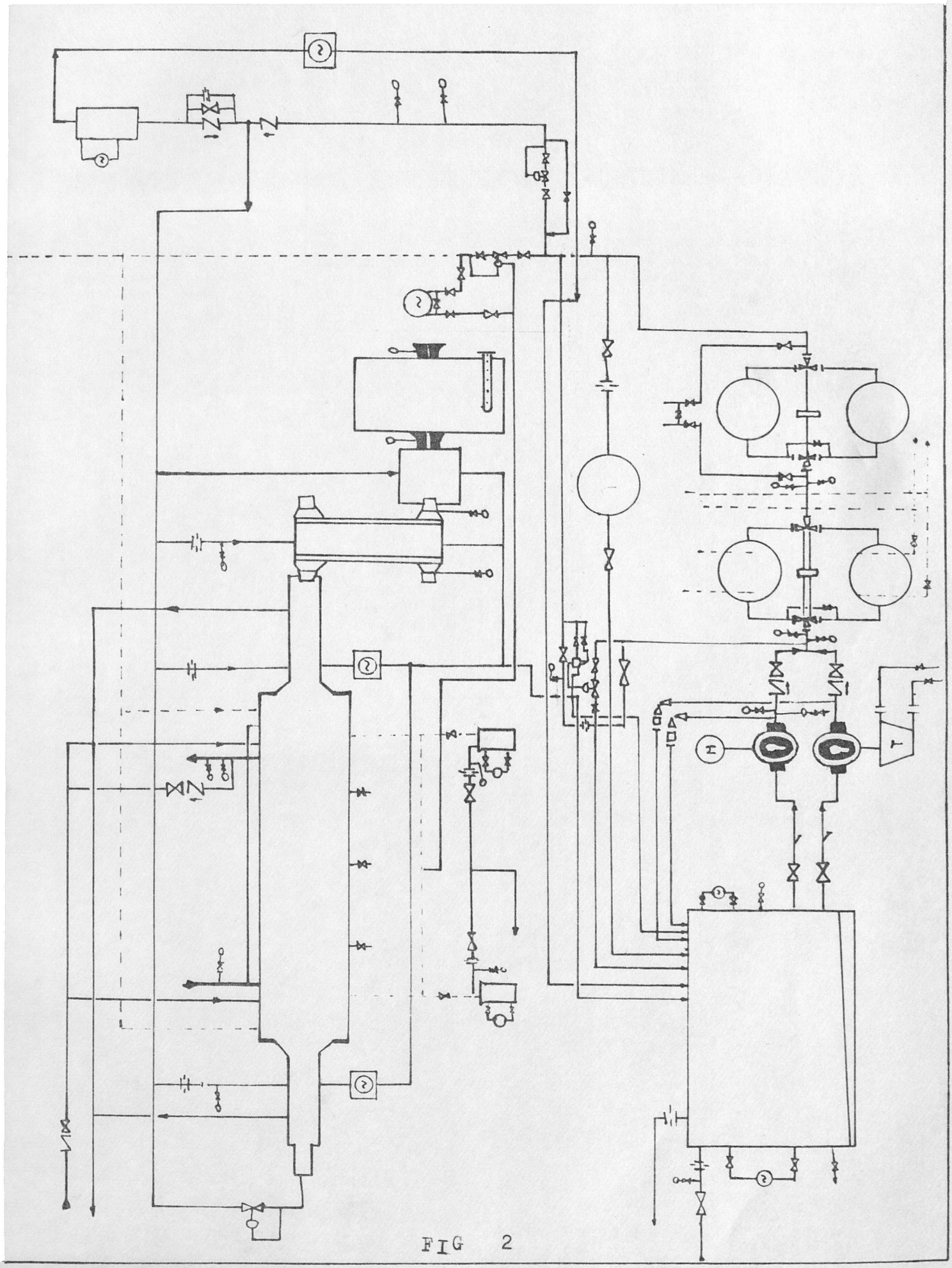


FIG 2

COJINETE COMBINADO RADIAL Y AXIAL DEL
P-C1

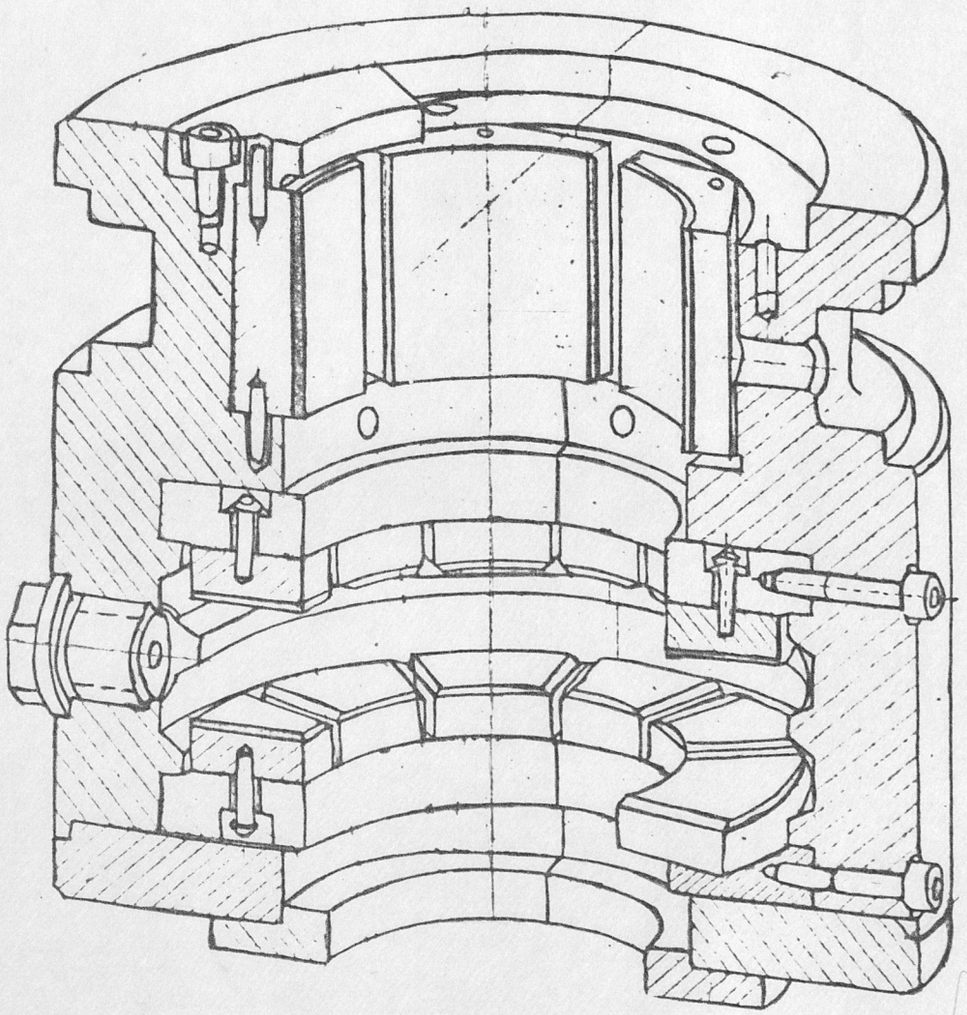


FIG -3-

COMPRESOR P-C1

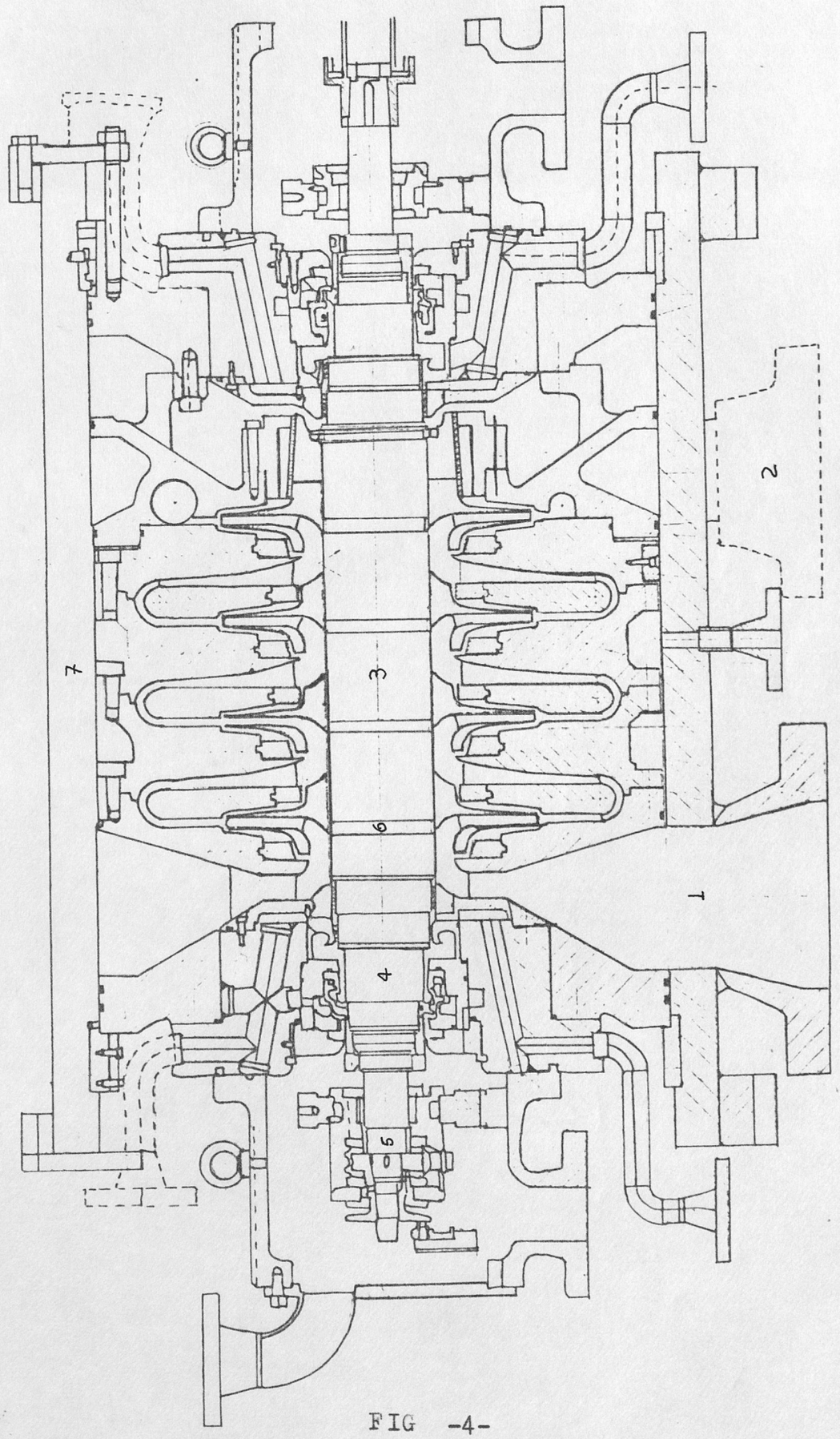


FIG -4-

RANGOS APROXIMADOS DE APLICACION

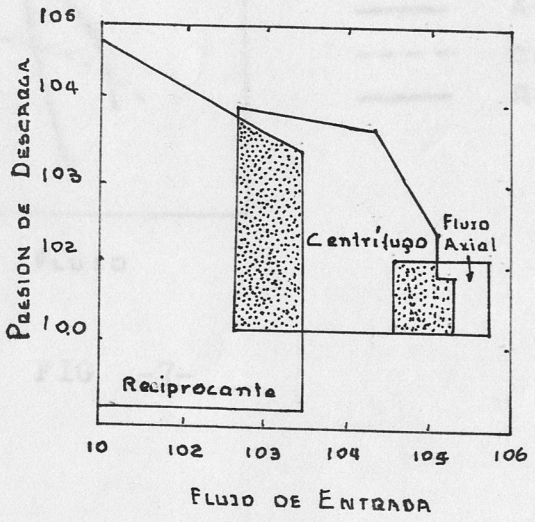


FIG -5-

DIAGRAMA DE PROCESO DE COMPRESION

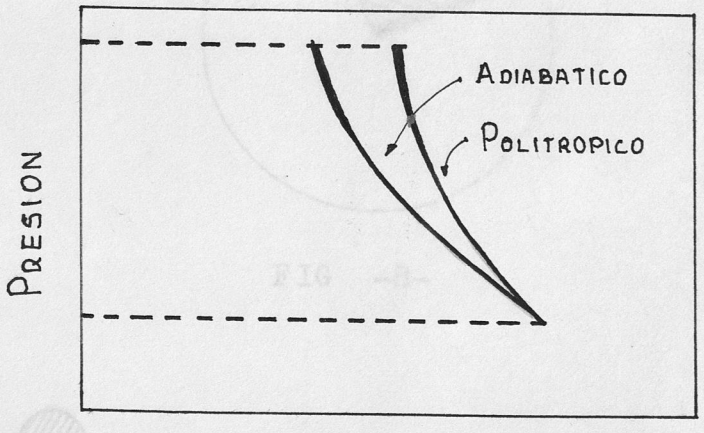


FIG -6-

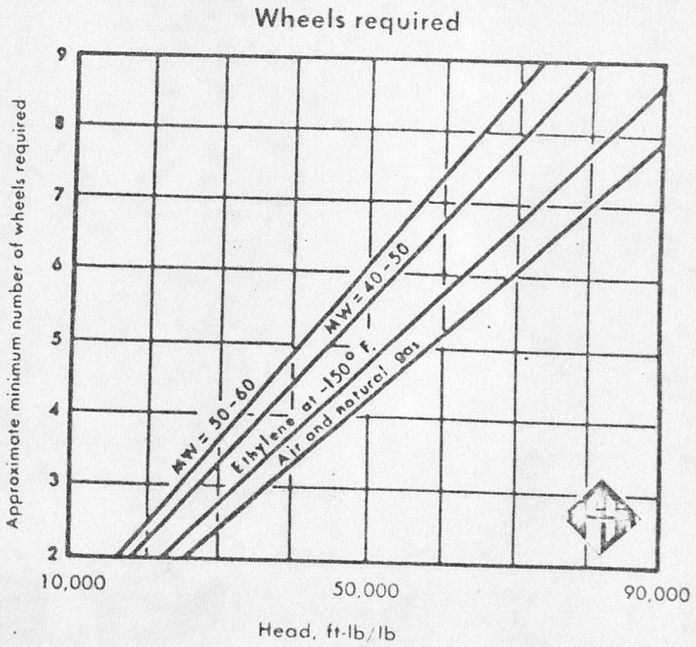
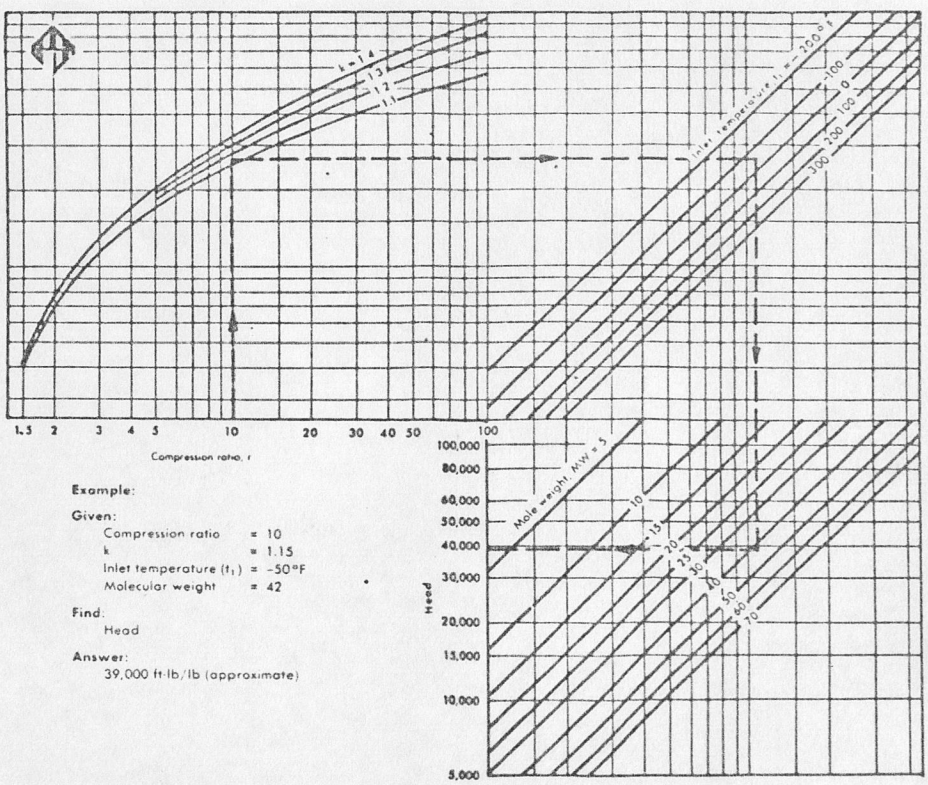

Wheels required
Approximate minimum number of wheels required
9
8
7
6
5
4
3
2
MW = 50-60
Ethylene at -150° F.
MW = 40-50
Air and natural gas
10,000
50,000
90,000
Head, ft-lb/lb

FIG -9-



Example:

Given:

Compression ratio	= 10
k	= 1.15
Inlet temperature (t_1)	= -50°F
Molecular weight	= 42

Find:

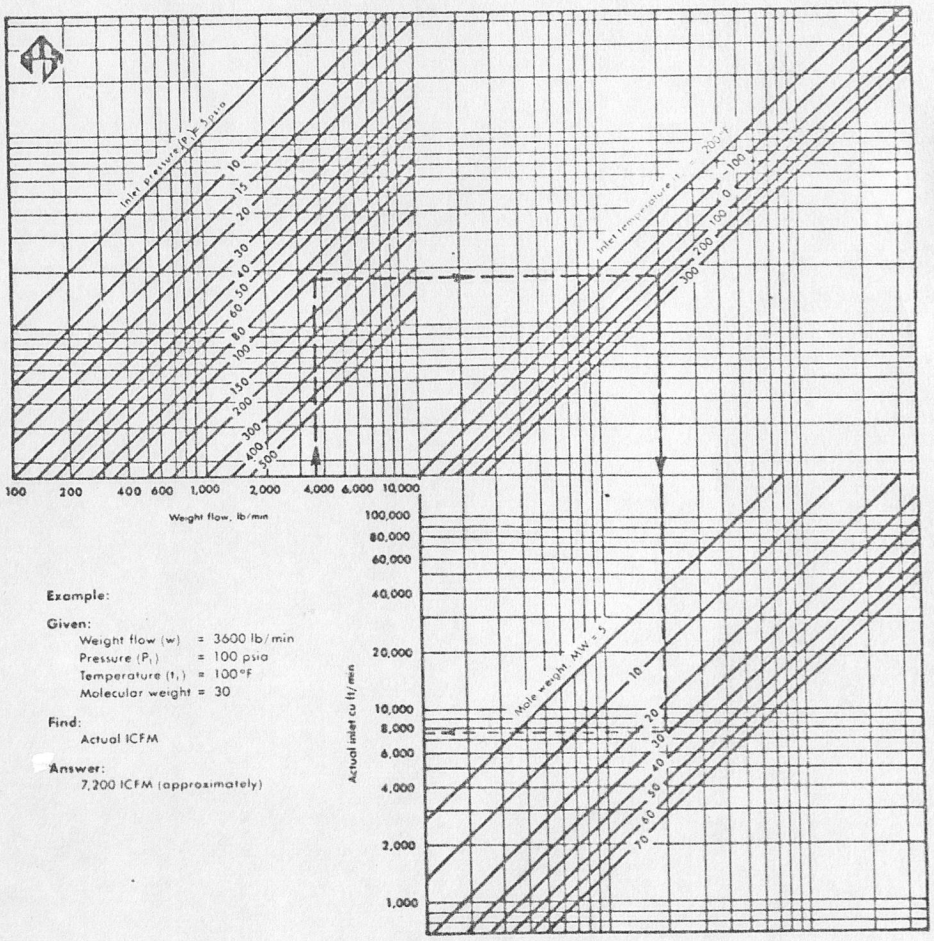
Head

Answer:

39,000 ft-lb/lb (approximate)

Head
Z = 1

FIG 10-



Example:

Given:

Weight flow (w) = 3600 lb/min
Pressure (P_1) = 100 psia
Temperature (t_1) = 100°F
Molecular weight = 30

Find:

Actual ICFM

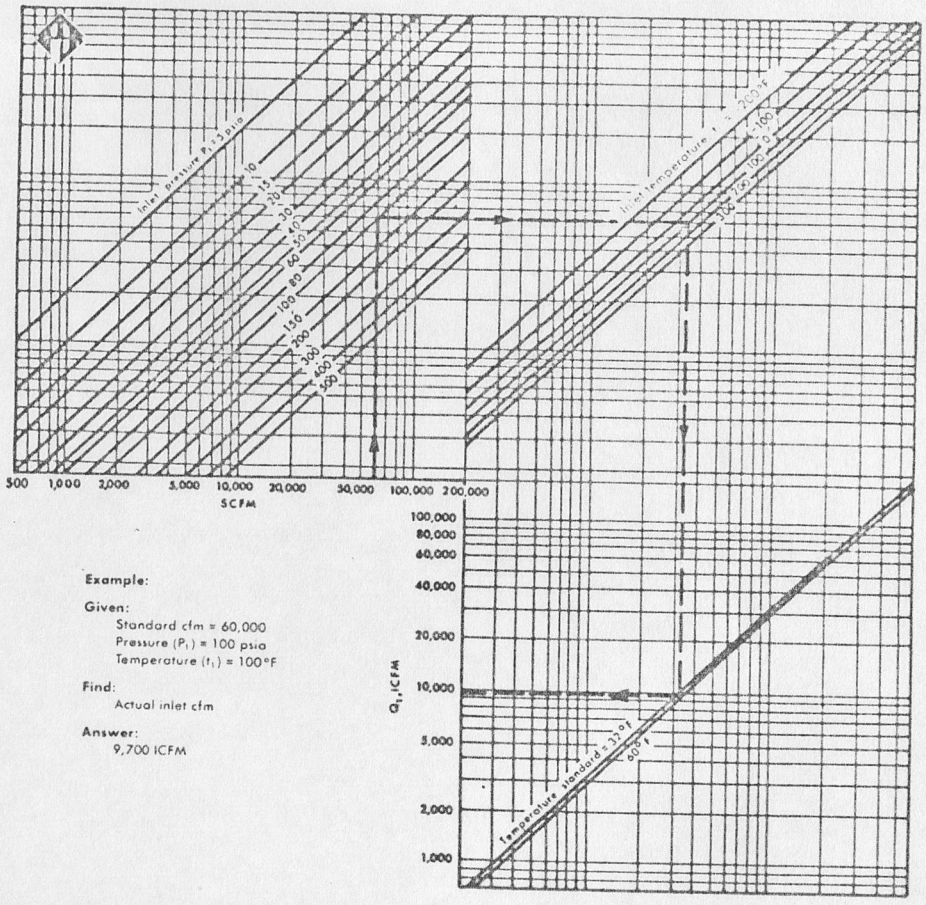
Answer:

7,200 ICFM (approximately)

Actual inlet cubic feet per minute

Z = 1

FIG -11-



Example:

Given:

Standard cfm = 60,000
Pressure (P_1) = 100 psia
Temperature (t_1) = 100°F

Find:

Actual inlet cfm

Answer:

9,700 ICFM

Actual inlet cubic feet per minute

Z = 1

FIG -12-

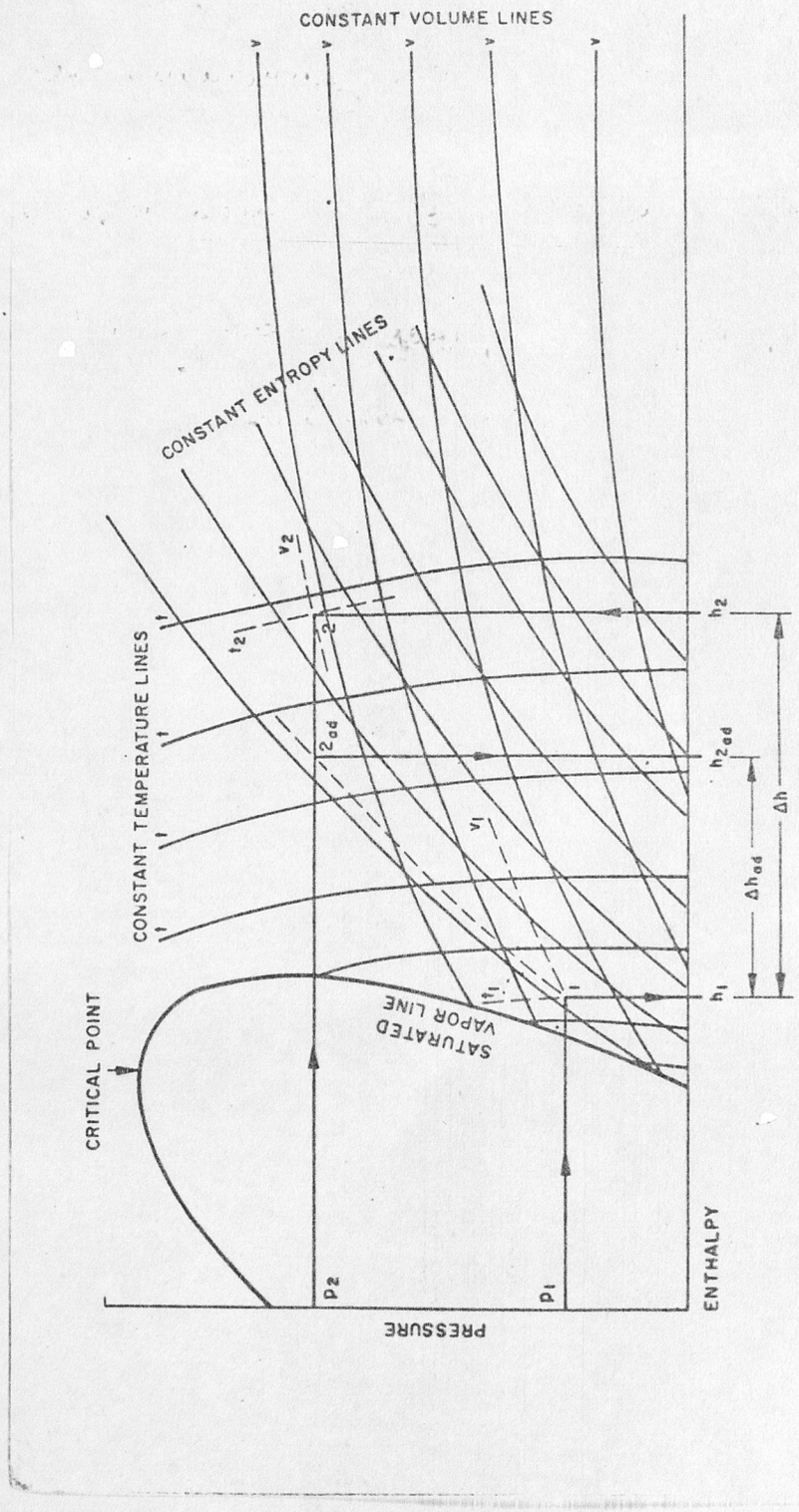

CONSTANT VOLUME LINES
CONSTANT ENTROPY LINES
CONSTANT TEMPERATURE LINES
CRITICAL POINT
SATURATED VAPOR LINE
PRESSURE
ENTHALPY
v_2
v_1
t_2
t_1
t_{2ad}
h_2
h_{2ad}
h_1
Δh
Δh_{ad}
p_2
p_1

FIG -13-

Metric units

Chart 1

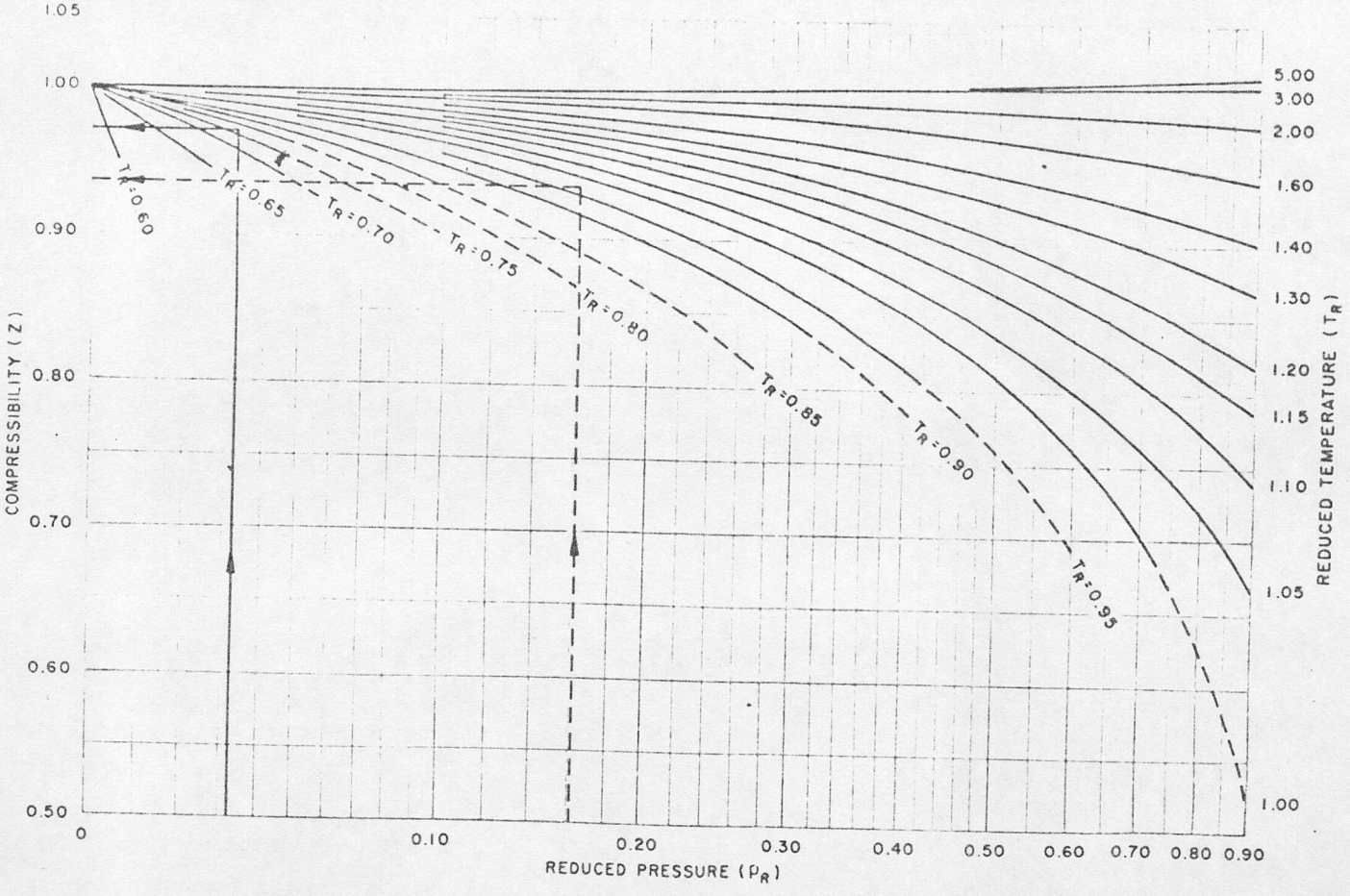


Chart 2

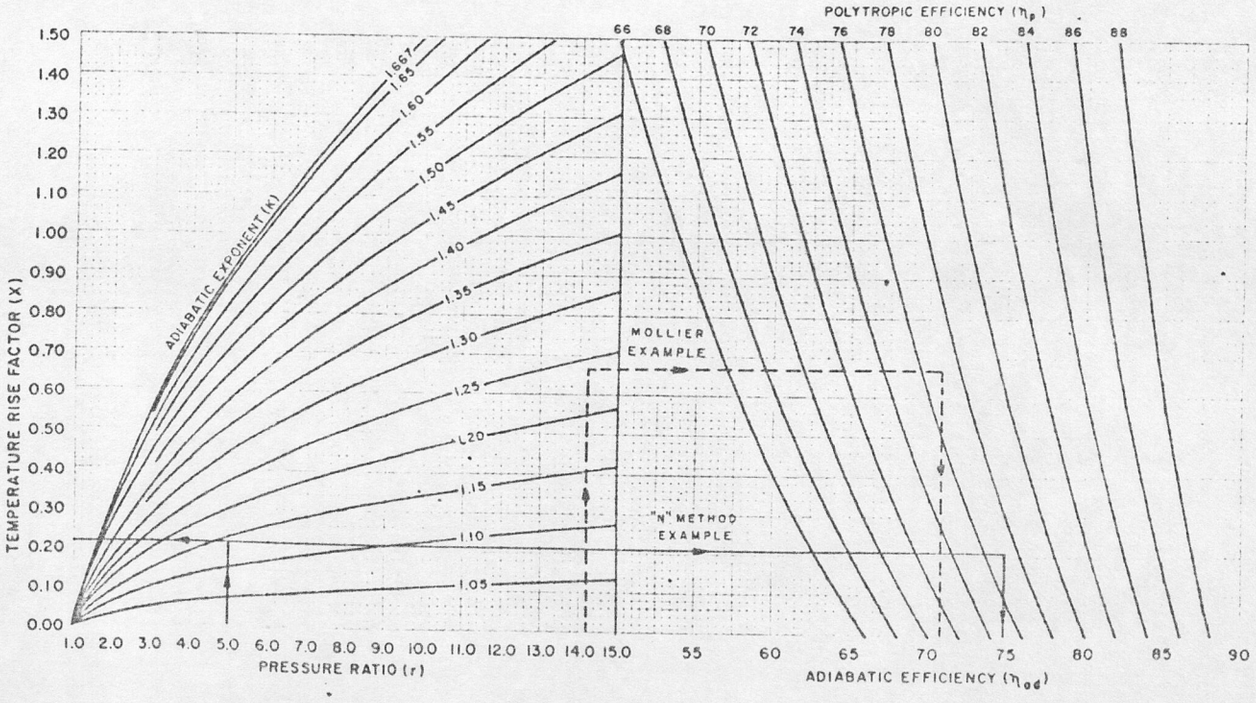

POLYTROPIC EFFICIENCY (η_p)
66 68 70 72 74 76 78 80 82 84 86 88
TEMPERATURE RISE FACTOR (X)
1.50 1.40 1.30 1.20 1.10 1.00 0.90 0.80 0.70 0.60 0.50 0.40 0.30 0.20 0.10 0.00
ADIABATIC EXPONENT (K)
1.667
1.65
1.60
1.55
1.50
1.45
1.40
1.35
1.30
1.25
1.20
1.15
1.10
1.05
MOLLIER EXAMPLE
"N" METHOD EXAMPLE
1.0 2.0 3.0 4.0 5.0 6.0 7.0 8.0 9.0 10.0 11.0 12.0 13.0 14.0 15.0
PRESSURE RATIO (r)
55 60 65 70 75 80 85 90
ADIABATIC EFFICIENCY (η_{od})

Chart 3

Metric units
(see other side for English units)

"N" method generalized selection chart

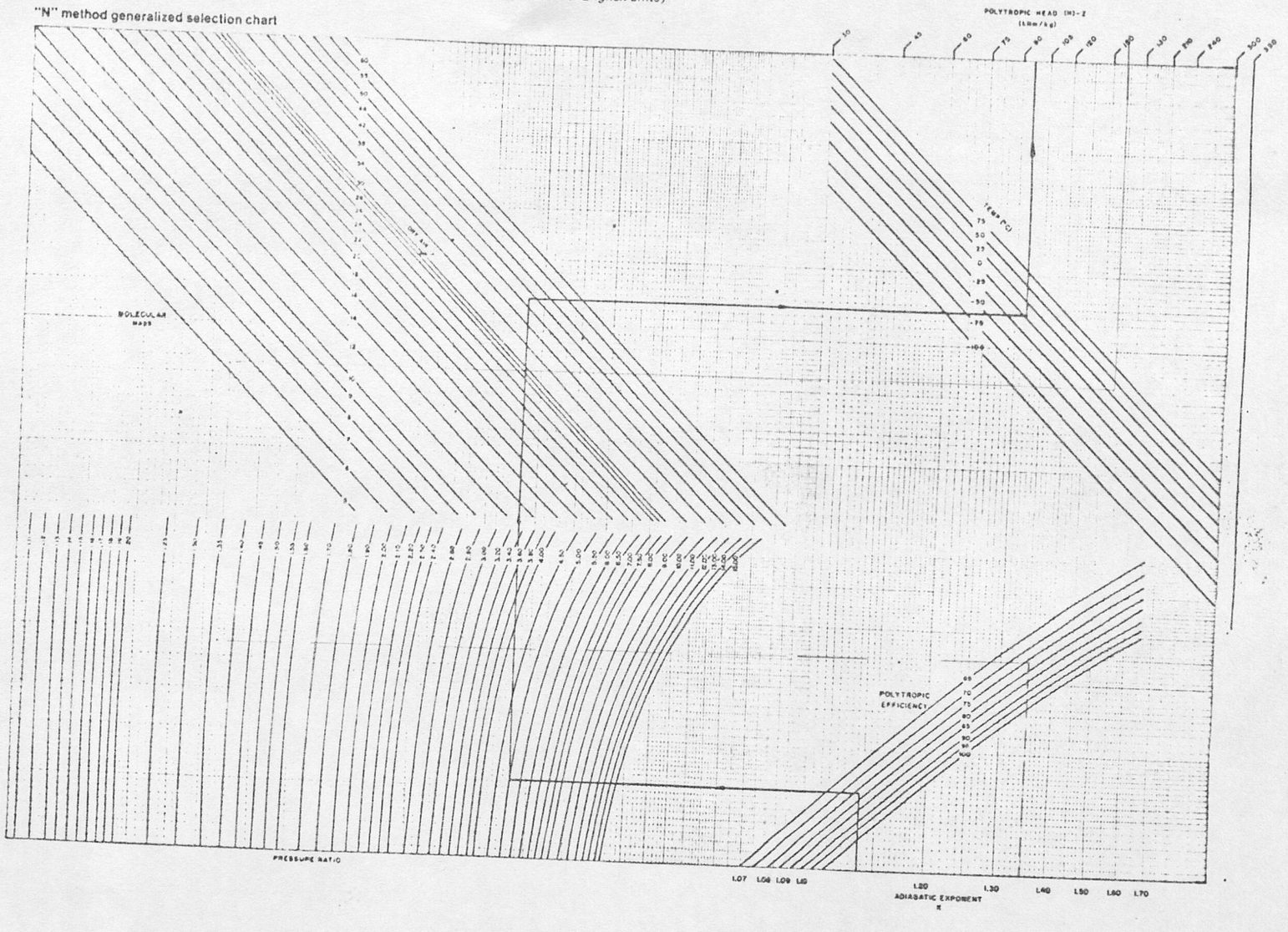


Chart 4

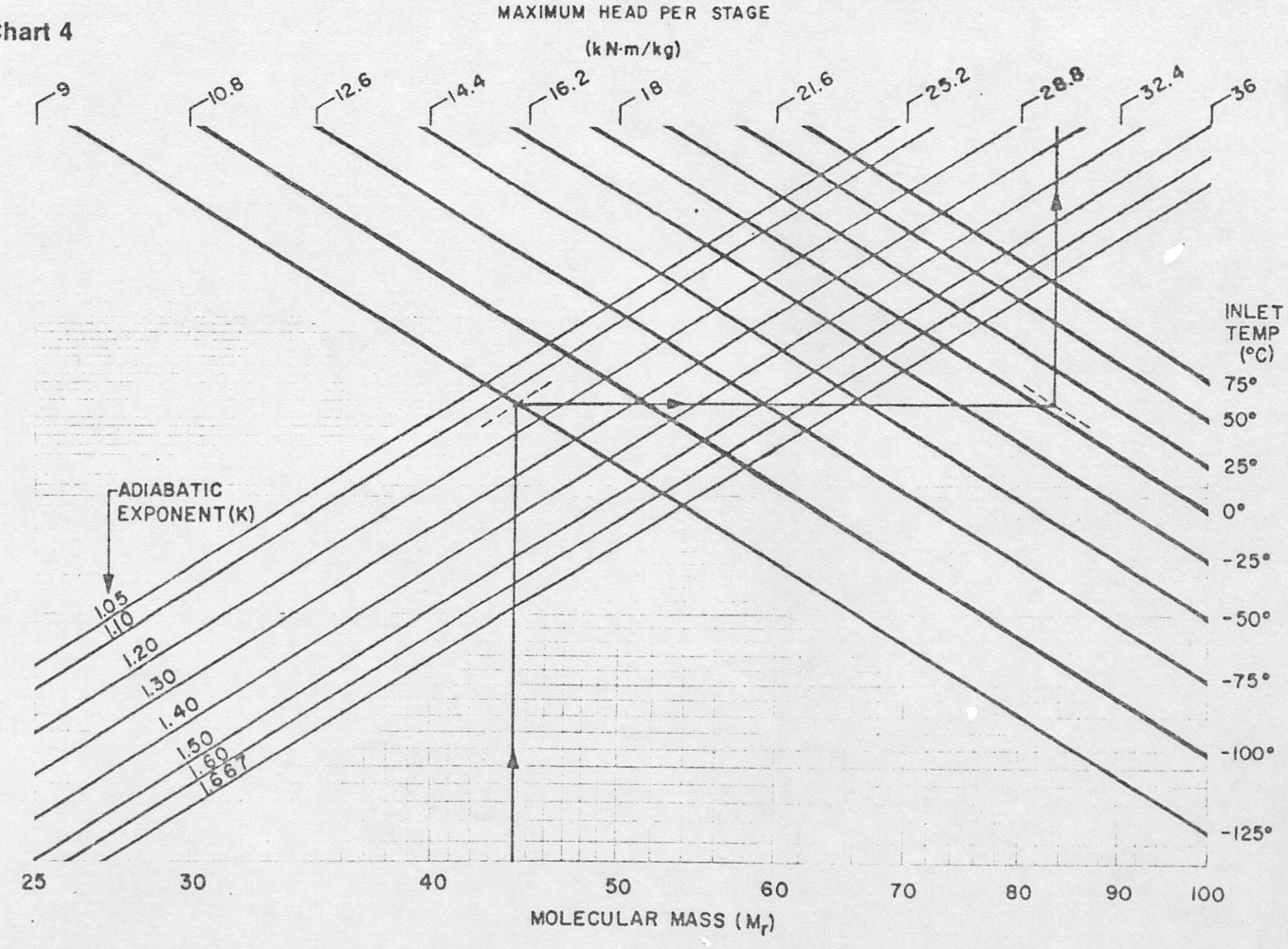

MAXIMUM HEAD PER STAGE
(kN·m/kg)
9
10.8
12.6
14.4
16.2
18
21.6
25.2
28.8
32.4
36
INLET TEMP (°C)
75°
50°
25°
0°
-25°
-50°
-75°
-100°
-125°
ADIABATIC EXPONENT(K)
1.05
1.10
1.20
1.30
1.40
1.50
1.60
1.667
25
30
40
50
60
70
80
90
100
MOLECULAR MASS (M_r)

Chart 5

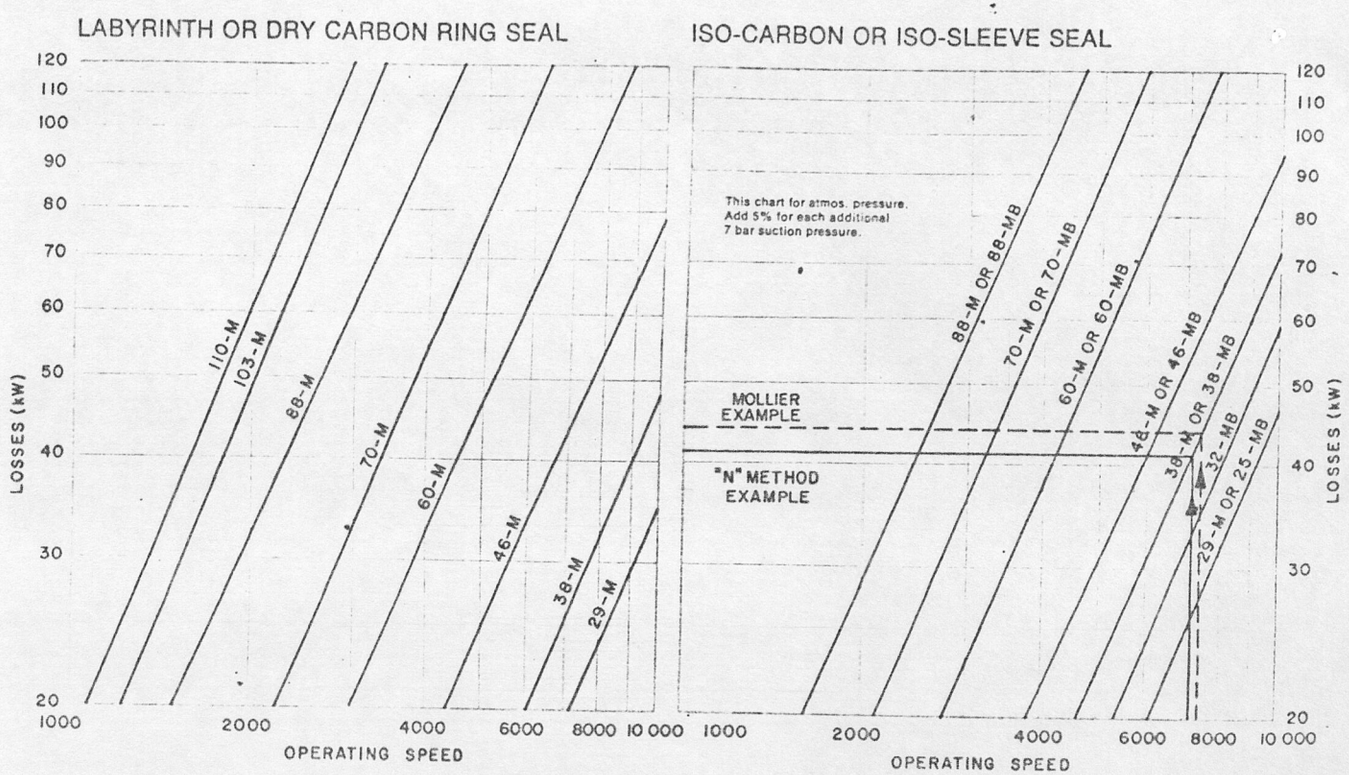

LABYRINTH OR DRY CARBON RING SEAL
ISO-CARBON OR ISO-SLEEVE SEAL
LOSSES (kW)
OPERATING SPEED
110-M
103-M
88-M
70-M
60-M
46-M
38-M
29-M
88-M OR 88-MB
70-M OR 70-MB
60-M OR 60-MB
48-M OR 46-MB
38-M OR 38-MB
32-MB
29-M OR 25-MB
25-MB
This chart for atmos. pressure.
Add 5% for each additional
7 bar suction pressure.
MOLLIER
EXAMPLE
"N" METHOD
EXAMPLE

Table 1 Gas Properties

(Most values taken from Natural Gas Processors Suppliers Association Engineering Data Book—1972, Ninth Edition)

Gas or Vapor	Hydrocarbon Reference Symbols	Chemical Formula	Molecular Mass	Specific Heat Ratio $k = c_p/c_v$ at 15.5°C	Critical Conditions		*$C_{p,m}$	
					Absolute Pressure p_c (bar)	Absolute Temperature T_c (K)	at 0°C	at 100°C
Acetylene	$C_2=$	C_2H_2	26.04	1.24	62.4	309.4	42.16	48.16
Air		N_2+O_2	28.97	1.40	37.7	132.8	29.05	29.32
Ammonia		NH_3	17.03	1.31	112.8	406.1	34.65	37.93
Argon		A	39.94	1.66	48.6	151.1	20.79	20.79
Benzene		C_6H_6	78.11	1.12	49.2	562.8	74.18	103.52
Iso-Butane	iC_4	C_4H_{10}	58.12	1.10	36.5	408.3	89.75	116.89
n-Butane	nC_4	C_4H_{10}	58.12	1.09	38.0	425.6	93.03	117.92
Iso-Butylene	$iC_4=$	C_4H_8	56.10	1.10	40.0	418.3	83.36	104.96
Butylene	$nC_4=$	C_4H_8	56.10	1.11	40.2	420.0	83.40	105.06
Carbon Dioxide		CO_2	44.01	1.30	74.0	304.4	36.04	40.08
Carbon Monoxide		CO	28.01	1.40	35.2	134.4	29.10	29.31
Carbureted Water Gas (1)		-	19.48	1.35	31.3	130.6	31.58	33.78
Chlorine		Cl_2	70.91	1.36	77.2	417.2	35.29	35.53
Coke Oven Gas (1)		-	10.71	1.35	28.1	109.4	31.95	34.21
n-Decane	nC_{10}	$C_{10}H_{22}$	142.28	1.03	22.1	619.4	218.35	280.41
Ethane	C_2	C_2H_6	30.07	1.19	48.8	305.6	49.49	62.14
Ethyl Alcohol		C_2H_5OH	46.07	1.13	63.9	516.7	69.92	81.97
Ethyl Chloride		C_2H_4Cl	64.52	1.19	52.7	460.6	59.61	70.16
Ethylene	$C_2=$	C_2H_4	28.05	1.24	51.2	283.3	40.90	51.11
Flue Gas (1)			30.00	1.38	38.8	146.7	30.17	30.98
Helium		He	4.00	1.66	2.3	5.0	20.79	20.79
n-Heptane	nC_7	C_7H_{16}	100.20	1.05	27.4	540.6	161.20	202.74
n-Hexane	nC_6	C_6H_{14}	86.17	1.06	30.3	508.3	138.09	174.27
Hydrogen		H_2	2.02	1.41	13.0	33.3	28.67	29.03
Hydrogen Sulphide		H_2S	34.08	1.32	90.0	373.9	33.71	35.07
Methane	C_1	CH_4	16.04	1.31	46.4	191.1	34.50	40.13
Methyl Alcohol		CH_3OH	32.04	1.20	79.8	513.3	42.67	55.32
Methyl Chloride		CH_3Cl	50.49	1.20	66.7	416.7	45.60	49.82
Natural Gas (1)		-	18.82	1.27	46.5	210.6	34.66	39.54
Nitrogen		N_2	28.02	1.40	33.9	126.7	29.10	29.31
n-Nonane	nC_9	C_9H_{20}	128.25	1.04	23.8	596.1	197.07	253.10
Iso-Pentane	iC_5	C_5H_{12}	72.15	1.08	33.3	461.1	112.09	145.56
n-Pentane	nC_5	C_5H_{12}	72.15	1.07	33.7	470.6	115.21	145.94
Pentylene	$C_5=$	C_5H_{10}	70.13	1.08	40.4	474.4	102.11	130.37
n-Octane	nC_8	C_8H_{18}	114.22	1.05	25.0	569.4	176.17	226.17
Oxygen		O_2	32.00	1.40	50.3	154.4	29.17	29.92
Propane	C_3	C_3H_8	44.09	1.13	42.5	370.0	68.34	88.68
Propylene	$C_3=$	C_3H_6	42.08	1.15	46.1	365.6	60.16	75.70
Blast Furnace Gas (1)		-	29.6	1.39	—	—	29.97	30.64
Cat Cracker Gas (1)		-	28.83	1.20	46.5	286.1	46.16	57.31
Sulphur Dioxide		SO_2	64.06	1.24	78.7	430.6	38.05	40.00
Water Vapor		H_2O	18.02	1.33	221.2	647.8	33.31	34.07

(1) Approximate values based on average composition.

*Use straight line interpolation or extrapolation to approximate $C_{p,m}$ [in kJ/(kmol•K)] at actual inlet T. (For greater accuracy, *average* T should be used.)

FIG -14-

Efficiency conversion

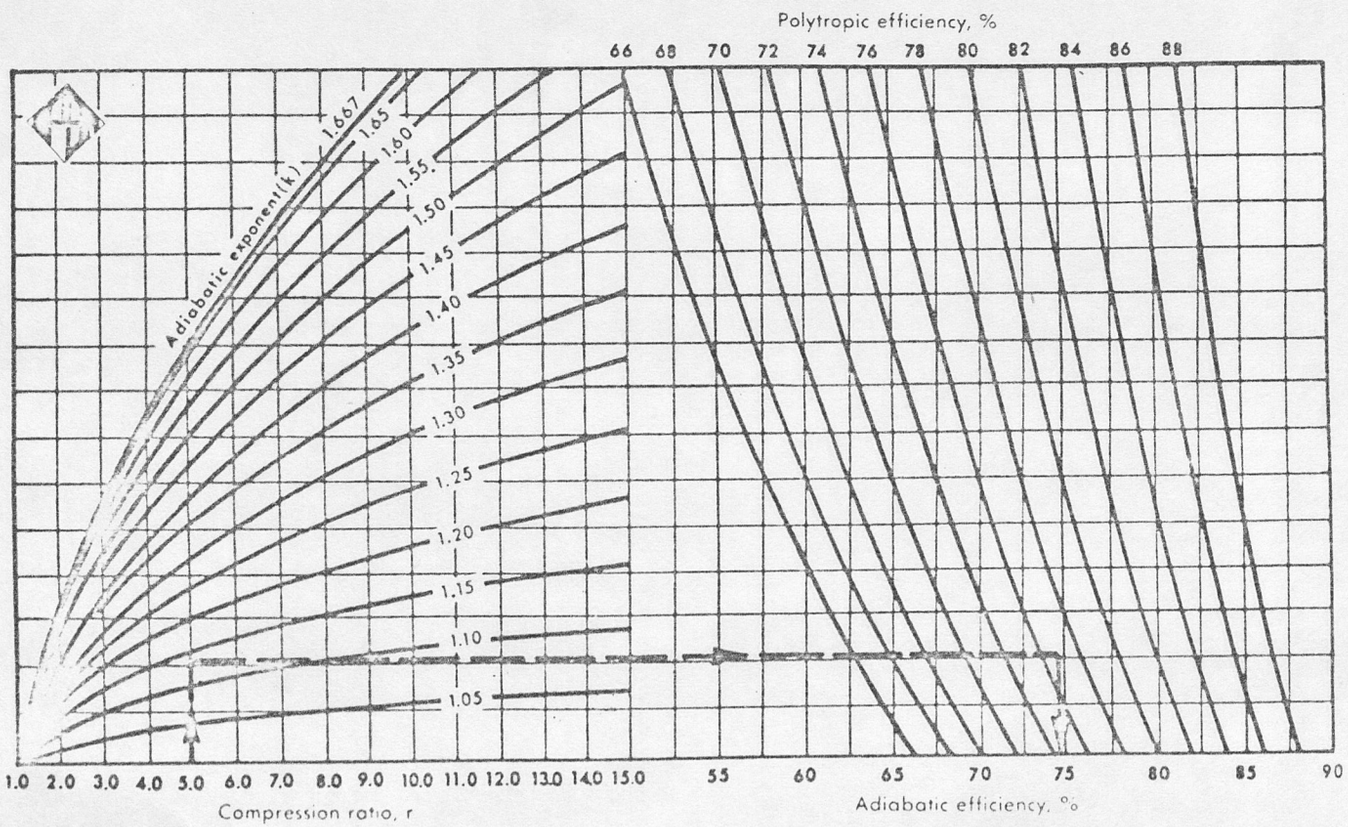


Table 2 Elliott Compressor Specifications

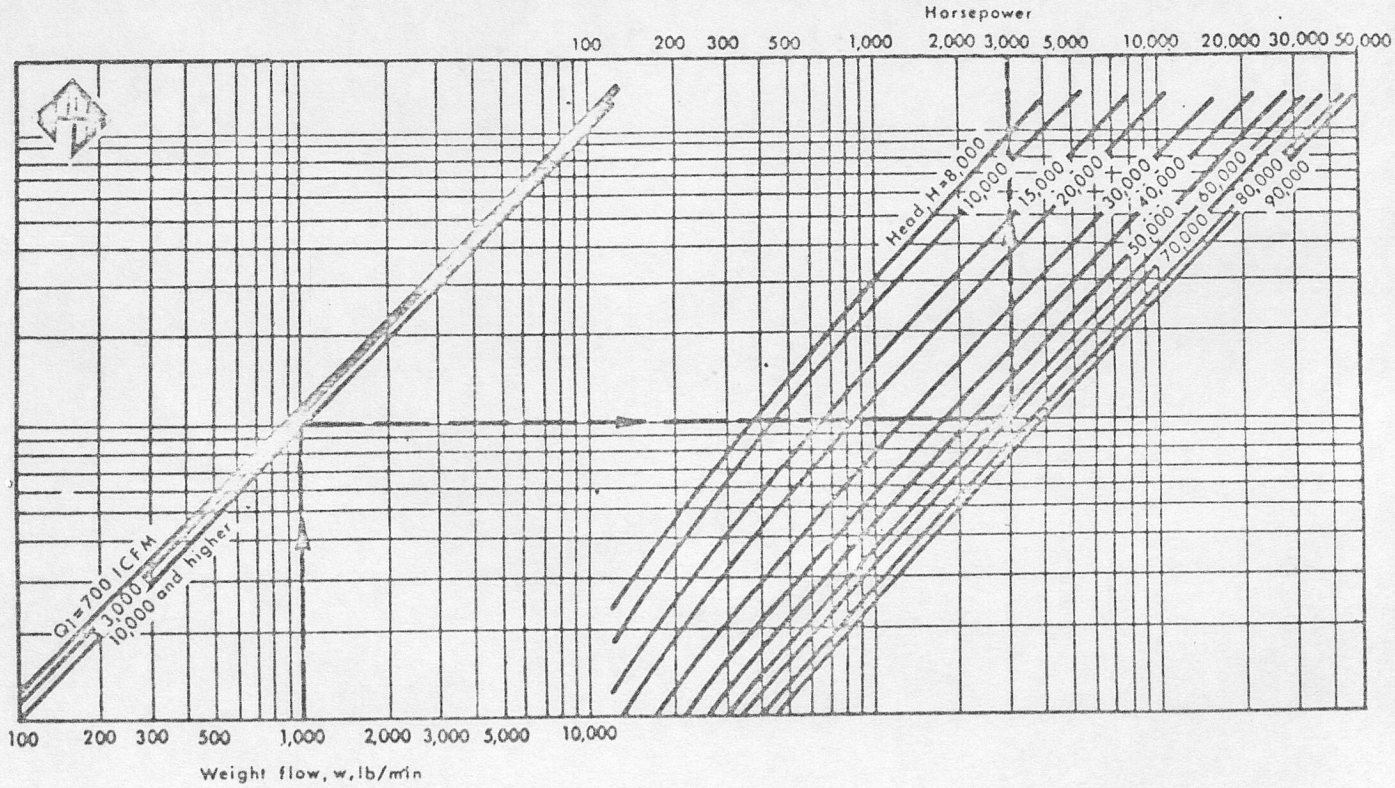
Frame	*Normal Inlet Flow Range (m^3/h)	**Nominal Polytropic Head per Stage (H_p)	Nominal Polytropic Efficiency η_p	†Nominal Max. No. of Stages	Speed at Nominal Polytropic Head/Stage
29M	850- 13 600	30	.76	10	11 500
38M	10 000- 39 000	30/36	.77	9	8 100
46M	34 000- 60 000	30/36	.77	9	6 400
60M	51 000- 99 000	30/36	.77	8	5 000
70M	85 000-145 000	30/36	.78	8	4 100
88M	125 000-220 000	30/36	.78	8	3 300
103M	185 000-270 000	30	.78	7	2 800
110M	235 000-320 000	30	.78	7	2 600
25MB (H) (HH)	850- 8 500	36	.76	12	11 500
32MB (H) (HH)	8 500- 17 000	36	.78	10	10 200
38MB (H)	13 600- 39 000	30/36	.78	9	8 100
46MB	34 000- 60 000	30/36	.78	9	6 400
60MB	51 000- 99 000	30/36	.78	8	5 000
70MB	85 000-145 000	30/36	.78	8	4 100
88MB	125 000-220 000	30/36	.78	8	3 300

*Maximum flow capacity is reduced in direct proportion to speed reduction.

**Use either 30 or 36 kN-m/kg for each impeller where this option is mentioned.

†At reduced speed, impellers can be added.

Horsepower determination



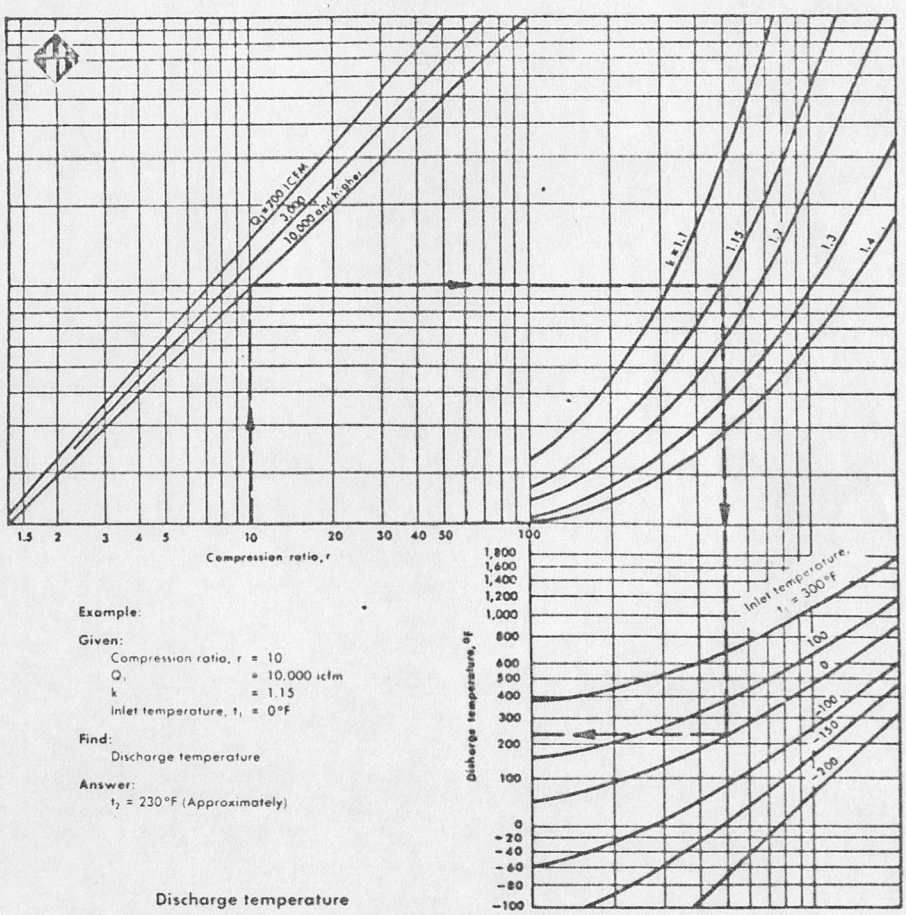
Example: **Given:**

Weight flow, w = 1,000 lb/min
Head = 70,000 ft-lb/lb

Find: Gas horsepower

Answer: Ghp = 3,000

FIG -15-



Example:

Given:

Compression ratio, r = 10
Q_1 = 10,000 icfm
k = 1.15
Inlet temperature, t_1 = 0°F

Find:

Discharge temperature

Answer:

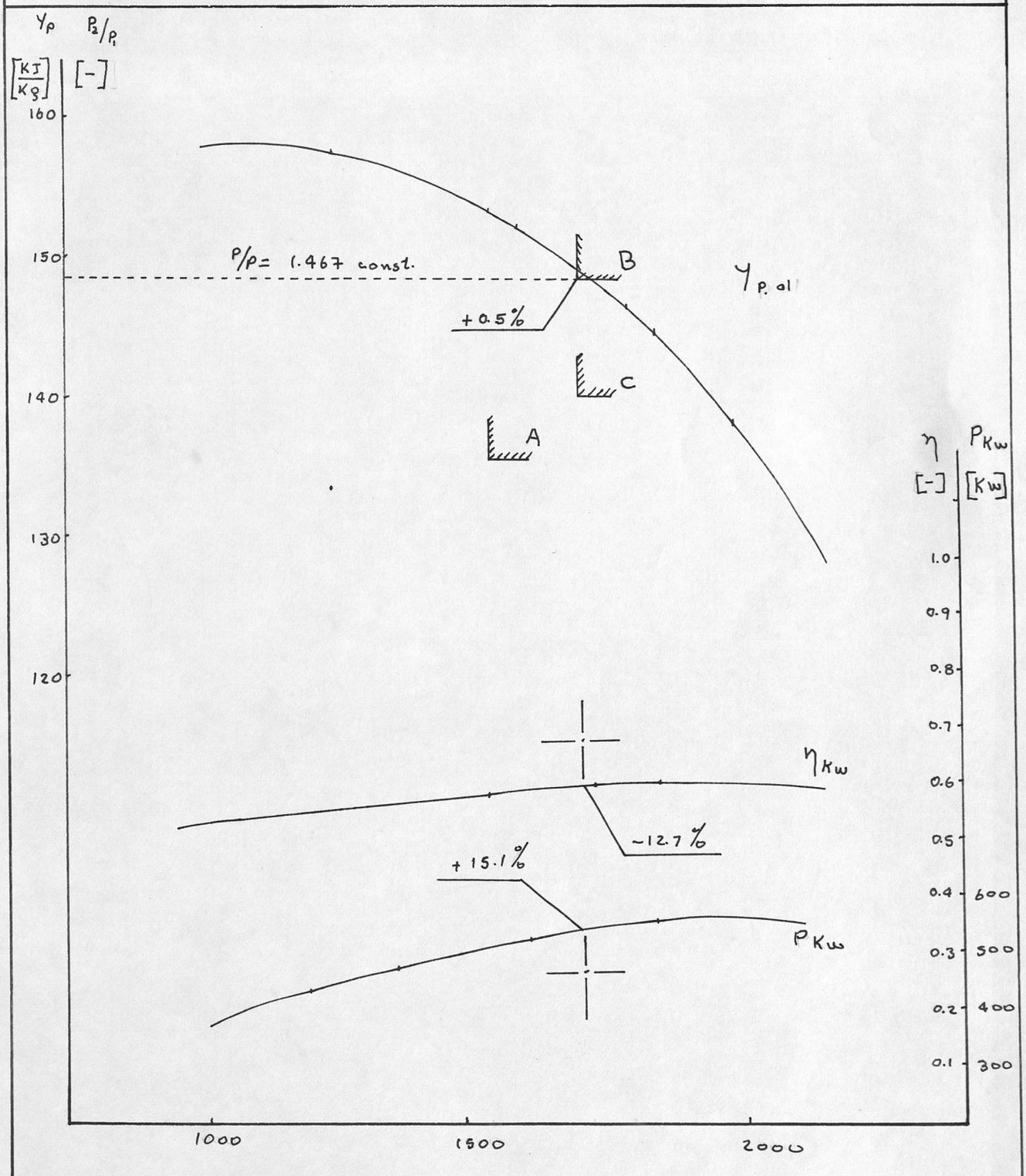
t_2 = 230°F (Approximately)

Discharge temperature

Z = 1

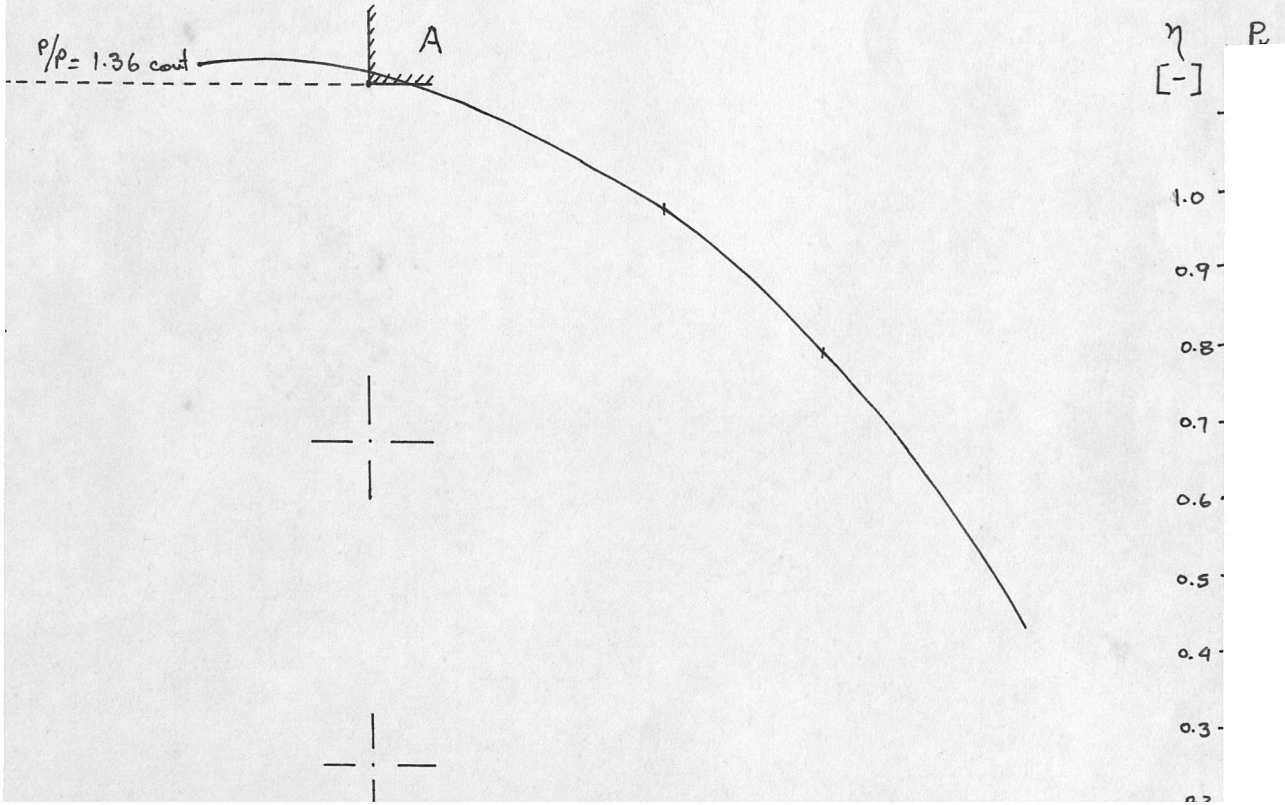
FIG -16-

COMPRESOR de HIDROGENO | P-C1



DEMAG	Curva Optima Diseño	14-IV-84

COMPRESOR de HIDROGENO | P-C I



REFINERIA ESTATAL DE ESMERALDAS
COMPRESOR "P C1"
CONTROL DE OPERACION

CEPE — SEREF

Hoja No. 1 — Fecha: 24-IX-80

DIAS DE OPERACION ACUMULADO: _____

DIAS DE OPERACION DESPUES DEL ULTIMO PARO : _____

COMPRESOR

VARIABLE	FLUJO Nm3/h	PRESION Kg/cm2								TEMPERATURA oC									VELOCIDAD RPM
		SUCCION	DESCARGA	INDICADOR DE POSICION DEL EJE		ACEITE AL COJINETE COMBINADO		ACEITE AL COJINETE RADIAL		ACEITE DE SELLOS		GAS DE SELLOS	SUCCION	DESCARGA	COJINETE COMBINADO				COJINETE RADIAL	
DESCRIPCION	GAS DE RECICLO A LA CARGA DEL REACTOR	EN LA LINEA DE SUCCION	EN LA LINEA DE DESCARGA	LADO EXTERIOR	LADO INTERIOR	ANTES DEL COJINETE (PANEL)	ANTES DEL COJINETE (CAMPO)	ANTES DEL COJINETE (PANEL)	ANTES DEL COJINETE (CAMPO)	EN EL CABEZAL DE DISTRIBUCION (PANEL)	EN EL CABEZAL DE DISTRIBUCION (CAMPO)	EN EL CABEZAL	EN LA LINEA DE SUCCION	EN LA LINEA DE DESCARGA	EN LA CHUMACERA DE RODAMIENTOS	EN EL LADO EXTERIOR DEL COJINETE DE EMPUJE AXIAL	EN EL LADO INTERIOR DEL COJINETE DEL EMPUJE AXIAL	EN LA CHUMACERA DE RODAMIENTO	
INSTOS	P-FI 131	P-PI 148	P-PI 149	P-PI 1047	P-PI 1048	P-PI 1045	P-P 1	P-PI 1046	P-P 2	P-PI 1057	P-PI 1051	P-PI 1052	P-TI 139	P-TI 150	P-TI 1015	P-TI 1016	P-TI 1017	PTI 1018	
01	7.62	15.7	21.7	1.41	.91	1.42	1.52	1.46	1.82	19.7	19.7	16.2	37	74	52		54	58	
03	7.62	15.7	21.7	1.41	.91	1.42	1.52	1.46	1.82	19.7	19.7	16.2	37	74	52		54	58	
05	7.62	15.7	21.7	1.41	.91	1.42	1.52	1.46	1.82	19.7	19.7	16.2	36	73	52		54	58	
07	7.62	15.7	21.7	1.41	.91	1.42	1.52	1.46	1.82	19.7	19.7	16.2	36	73	52		54	58	
09	7.61	15.7	21.7	1.41	.91	1.42	1.52	1.47	1.84	19.7	19.7	16.2	37	75	52		59	59	
11	7.6	15.7	21.7	1.41	.91	1.41	1.54	1.47	1.84	19.7	19.7	16.2	37	75	53		54	61	
13	7.74	15.7	21.7	1.41	.91	1.41	1.54	1.46	1.84	19.7	19.7	16.2	38	76	53		55	62	
15	7.88	15.7	21.8	1.41	.91	1.4	1.54	1.45	1.84	19.7	19.7	16.2	38	77	63		55	62	
17	7.7	15.7	21.7	1.41	.91	1.42	1.56	1.47	1.81	19.7	19.7	16.2	38	77	57		56	62	
19	7.5	15.7	21.7	1.41	.91	1.42	1.56	1.47	1.81	19.6	19.6	16.2	37	76	56		55	61	
21	7.5	15.7	21.7	1.41	.91	1.42	1.56	1.47	1.81	19.6	19.6	16.2	36	75	56		55	61	
23	7.5	15.7	21.7	1.41	.91	1.42	1.56	1.47	1.81	19.6	19.6	16.2	36	73	56		55	61	
OMEDIO	7.63	15.7	21.7										37	75					

MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD

VARIABLE	TEMPERATURA oC				PRESION Kg/CM2	
	COJINETES				ACEITE DE LUBRICACION	
DESCRIPCION	LADO DEL COMPRESOR		LADO DEL MOTOR		ANTES DEL MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD (PANEL)	ANTES DEL MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD (CAMPO)
	SUPERIOR	INFERIOR	SUPERIOR	INFERIOR		
INSTOS	P-TI 1019	P-TI 1021	P-TI 1020	P-TI 1022	P-PI 1049	P-P 3
01	54	53	50	1.82	1.95	67
03	54	53	50	1.82	1.95	67
05	54	53	50	1.82	1.95	67
07	54	53	50	1.82	1.95	67
09	54	53	50	1.82	1.96	68
11	54	53	50	1.82	1.96	68
13	54	53	50	1.82	1.96	69
15	54	53	50	1.82	1.96	70
17	55	54	51	1.82	1.97	69
19	55	54	51	1.82	1.97	68
21	54	53	50	1.82	1.97	68
23	54	53	50	1.82	1.97	68

MOTOR

VARIABLE	TEMPERATURA oC					INTENSIDAD A
	COJINETES		BOBINA			
DESCRIPCION	LADO DEL ACOPLE	LADO LIBRE	LADO DEL ACOPLE	CENTRAL	LADO LIBRE	PANEL DEL CUARTO DE CONTROL
INSTOS	P-TIAH 1010	P-TIAH 1011	P-TIAH 1001	P-TIAH 1002	P-TIAH 1003	P-AM 1053
01	56	56	64	66	69	78
03	56	56	63	65	68	78
05	56	56	63	65	68	78
07	56	56	63	65	68	78
09	56	56	65	66	68	78
11	57	57	67	68	70	78
13	58	58	68	69	70	79
15	59	59	68	69	70	78
17	60	59	68	69	72	79
19	55	54	64	67	70	77
21	54	53	66	67	70	76
23	54	53	64	67	68	76
						78

SISTEMA DE ACEITE

VARIABLE	TEMPERATURA oC					PRESION Kg/CM2																		NIVEL %			
	TANQUE DE ACEITE	ACEITE ENFRIADOR OK1		AGUA ENFRIADOR OK2			ACEITE DE LUBRICACION									ACEITE DE SELLO				TRAMPAS		TANQUE DE SELLOS	TRAMPAS		
DESCRIPCION	TANQUE DE RESERVORIO DE ACEITE	ANTES DEL ENFRIADOR	DESPUES DEL ENFRIADOR	ANTES DEL ENFRIADOR	DESPUES DEL ENFRIADOR	GAS DE SELLO AL TANQUE DE ACEITE	DESCARGA DE LA BOMBA DE ACEITE DE LUBRICACION	ANTES DEL ENFRIADOR OK 1	ENTRADA DE AGUA EN LOS ENFRIADORES OK 1	CAIDA DE PRESION EN EL FILTRO OF 1	DE LA LINEA DESPUES DEL ENFRIADOR OF 1	ANTES DE LA VALVULA DE REDUCCION DE P	DESPUES DE LA VALVULA DE REDUCCION DE P	CABEZAL DE DISTRIBUCION	DESPUES DE LA VALVULA DE CONTROL DE DIFERENCIAL DE P	PRESION DIFERENCIAL GAS DE SELLO ACEITE DE SELLO	PRESION DIFERENCIAL GAS DE SELLO ACEITE DE SELLO (PANEL)	EN LAS TRAMPAS OS 1	EN LAS TRAMPAS OS 2	TANQUE RESERVORIO DE ACEITE	TRAMPAS OS 1	TRAMPAS OS 2	
INSTOS	P-TI 1012	P-TI 1013	P-TI 1014	P-TI 1023	P-TI 1024	P-PI 1055	P-PI 1039/40	P-PI 1056	P-PI 1058	P-PI 1059	P-PI 1041	P-PI 1042	P-PI 1043	P-PI 1044	P-PI 1050	P-DPI 1060	P-DPI 1038	P-PI 1053	P-PI 1054	P-LG 1065	P-LG 1066	P-LG 1067	NARIOOSA
01	53	53	45	35	38	3.5	22.9	22.5	2.65	.13	21.7	21.5	3.0	2.49	20.2	3.5	3.52	16.1	16.1	80	-	-	90%
03	53	53	45	35	38	3.5	22.9	22.5	2.65	.13	21.7	21.5	3.0	2.49	20.2	3.48	3.5	16.1	16.1	80	-	-	90%
05	53	53	45	35	38	3.5	22.9	22.5	2.65	.13	21.7	21.5	3.0	2.49	20.2	3.45	3.5	16.1	16.1	80	-	-	90%
07	53	53	45	35	38	3.5	22.9	22.5	2.65	.13	21.7	21.5	3.0	2.49	20.2	3.45	3.48	16.1	16.1	80	-	-	90%
09	53	53	45	35	38	3.5	22.9	22.5	2.65	.13	21.8	21.5	3.0	2.5	20.2	3.43	3.51	16.1	16.1	79	-	-	90%
11	53	54	45	35	38	3.5	22.9	22.5	2.65	.13	21.8	21.5	3.0	2.5	20.2	3.46	3.52	16.1	16.1	79	-	-	90%
13	53	53	45	35	38	3.5	23	22.5	2.65	.13	21.8	21.5	3.0	2.48	20.2	3.43	3.5	16	16.1	79	-	-	90%
15	53	54	45	36	38	3.5	23	22.5	2.65	.13	21.8	21.5	3.0	2.48	20.2	3.42	3.48	16	16.1	79	-	-	90%
17	53	53	46	36	39	3.5	23	22.5	2.65	.13	29	21.5	3.0	2.48	20.2	3.44	3.49	16	16.1	79	-	-	90%
19	53	53	46	36	38	3.5	23	22.5	2.65	.13	29	21.5	3.0	2.49	20.2	3.47	3.5	16	16.1	79	-	-	90%
21	53	53	45	35	38	3.5	23	22.5	2.65	.13	29	21.5	3.0	2.49	20.2	3.46	35	16	16.1	79	-	-	90%
23	53	53	46	35	38	3.5	23	22.5	2.65	.13	29	21.5	3.0	2.49	20.2	3.45	3.5	16	16.1	79	-	-	90%

OBSERVACIONES

TURNO No. 1

GRUPO: "B"

OPERADOR: Jaicson Villegas

JEFE DE TURNO: Ing. M. Rosales

Se Dario Succión y Carga.

Operación Normal.

OPERADOR (f) _____ JEFE DE TURNO (f) _____

TURNO No. 2

GRUPO: "C"

OPERADOR: P. Moya

JEFE DE TURNO: Ing. I. Baez

Se dario Succión y Descarga.

Operación Normal

OPERADOR (f) _____ JEFE DE TURNO (f) _____

TURNO No. 3

GRUPO: "D"

OPERADOR: E. Paulenia

JEFE DE TURNO: Ing. L. Loor

Se Dario Succión y Carga.

Operación Normal.

OPERADOR (f) _____ JEFE DE TURNO (f) _____