

24/15



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

BOMBAS Y COMPRESORAS EN LOS CAMPOS DE RECOLECCION DE HIDROCARBUROS

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO PETROLERO

P R E S E N T A :

NOE JESUS JUAREZ DOMINGUEZ



Director de Tesis: M. en I. Francisco Sánchez Arredondo



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 está 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.

INDICE

| | |
|----------------------------------------------------------|----|
| I ANTECEDENTES. | 4 |
| II CONCEPTOS BASICOS. | 10 |
| II.1 Energía. | 10 |
| II.2 Propiedad, Estado y Proceso. | 10 |
| II.3 Tipo de Energía. | 11 |
| II.4 Principios de Conservación de la Energía. | 12 |
| II.5 Entalpía y Entropía. | 13 |
| II.6 Proceso Reversible y Proceso Irreversible. | 14 |
| II.7 Calor específico y Capacidad Calorífica. | 19 |
| II.8 Relación entre R y K . | 21 |
| II.9 Gas Ideal, Gas Real y Factor de Compresibilidad. | 22 |
| II.10 Proceso Isotérmico, Isobárico e Isométrico. | 24 |
| II.11 Proceso Adiabático. | 25 |
| II.12 Proceso Isoentrópico. | 26 |
| II.13 Proceso Politrópico. | 27 |
| II.14 Trabajo, Potencia y Eficiencia. | 28 |
| III COMPRESORAS | 30 |
| III.1 Clasificación de las Compresoras. | 30 |
| III.2 Eficiencia de Compresión. | 36 |
| III.3 Cálculo del Trabajo Requerido para Comprimir . . . | 42 |
| III.4 Gráficas de Entalpía - Entropía. | 47 |
| III.5 Compresoras Reciprocantes. | 54 |
| III.6 Compresoras Centrífugas. | 77 |

| | |
|-------------------------------------------------|-----|
| III.7 Compresoras Axiales. | 89 |
| III.8 Compresoras Rotatorias. | 92 |
| III.9 Compresoras Tipo Tornillo | 92 |
| III.10 Selección de Compresoras y Motores . . . | 95 |
| III.11 Control General de Compresores . . . | 98 |
| | |
| IV BOMBAS. | 103 |
| IV.1 Clasificación de las Bombas. | 103 |
| IV.2 Eficiencia de Bombeo. | 109 |
| IV.3 Ecuación de Bombeo. | 113 |
| IV.4 Carga Neta de Succión Positiva (NPSH) | 117 |
| IV.5 Bombas Reciprocantes. | 127 |
| IV.6 Bombas Rotatorias. | 133 |
| IV.7 Bombas Centrífugas. | 137 |
| | |
| V APLICACIONES. | 156 |
| | |
| VI CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES. | 169 |
| | |
| BIBLIOGRAFIA | 171 |
| | |
| APENDICE A | 176 |
| | |
| APENDICE B | 205 |

C A P I T U L O I

ANTECEDENTES

GENERALIDADES:

El propósito de este trabajo, es describir y analizar el equipo que se utiliza para proporcionar energía a los fluidos con objeto de transportarlos por las tuberías.

Debido al enorme desarrollo de la tecnología en la época actual, el ingeniero requiere de un buen conocimiento de los equipos para la transportación de los fluidos en los complejos sistemas de tuberías, pues ya casi no hay industrias o servicios públicos que no utilicen equipos de bombeo o compresión de un tipo u otro.

Al seleccionar una bomba o una compresora para una aplicación específica, el ingeniero se interesa en varias características de éstos equipos, --- algunas de éstas son:

La capacidad, la energía o carga suministrada al fluido, la potencia -- requerida para accionar la unidad de bombeo o la unidad de compresión según sea el caso, y la eficiencia de dicha unidad.

El diseño mecánico de estos equipos es bastante complejo y la selec---- ción de una unidad apropiada para un uso particular, demanda un conocimiento de la importancia de cada factor.

Para obtener las características antes mencionadas, el ingeniero o --- fabricante necesita cierta información pertinente al problema particular.

En términos bastantes generales es necesario conocer:

- 1.- El tipo y la naturaleza del fluido que será transportado. -
¿ Es corrosivo ? ¿ A que temperatura se encuentra ? ¿ Es -- viscoso o no viscoso ? ¿ Contiene sólidos en suspensión ?
- 2.- Las condiciones de succión.
- 3.- Las condiciones de descarga. ¿ Qué presión se requiere ?
- 4.- La capacidad necesaria, así como la gama de capacidades que la unidad puede proporcionar.
- 5.- El tipo de servicio. ¿ Es continuo o intermitente ?
- 6.- La potencia disponible para accionar la unidad de bombeo o compresión.
- 7.- Los costos de la unidad.
- 8.- La localización de la unidad. ¿ Existe espacio disponible ?
¿ Qué espacio se requiere ?.

Las bombas pueden ser clasificadas en dos grupos principales: -----
Bombas de desplazamiento positivo, que pueden ser del tipo reciprocante o - del tipo rotatorio, y Bombas centrífugas.

La principal característica de una bomba de desplazamiento positivo, - es que entrega una cantidad definida de líquido por cada carrera del pistón, o revolución de la pieza móvil principal.

El tamaño de la bomba, su diseño y las condiciones de succión influirán en la cantidad de líquido que entrega.

Por otro lado, una bomba centrífuga, es una máquina que consiste de un conjunto de álabes rotatorios encerrados dentro de una cubierta o carcasa. Los álabes imparten energía al fluido por la fuerza centrífuga.

La bomba centrífuga da un flujo sostenido a presiones uniformes, sin variación de presión.

De la misma forma, las compresoras para gases pueden ser clasificadas en: Compresoras de desplazamiento positivo, Compresoras centrífugas y ----- Compresoras axiales.

Los equipos de bombeo y compresión, que se utilizan en la Ingeniería - Petrolera, se pueden dividir en diversas áreas: Perforación, Reparación y - Terminación de Pozos, Producción, Recolección y Transporte de Gas, Sistema de Ductos, etc.

En el área de Producción por ejemplo, se utilizan tres tipos de sistemas de bombeo, además del sistema neumático, para extraer el crudo de los pozos y entregarlo en la superficie de la tierra.

a).- Bombeo Mecánico. Este sistema consta de una bomba reciprocante instalada a una profundidad mayor que el nivel de operación del pozo. --- La energía necesaria para accionar ésta bomba en el fondo del pozo, es transmitida por varillas desde el equipo superficial, el cuál es accionado por --

un motor, que puede ser de combustión interna o eléctrico. Los sistemas de bombeo con varillas de succión, se deben considerar para volúmenes moderados de extracción a poca profundidad y para volúmenes pequeños a profundidades intermedias. La parafina y las incrustaciones pueden interferir para la eficiencia adecuada de estos sistemas.

b).- Bombeo Electrocentrifugo. Este sistema de bombeo, consta de --- una bomba centrífuga sumergida en el fluido del pozo y accionada por un motor eléctrico subsuperficial, el cual recibe energía por medio de un cable conductor, desde la superficie. Es importante determinar el tamaño y el número de etapas que se requieren en la bomba, así como la potencia del motor, ya que resultan significativamente afectados ante la presencia del gas libre en los fluidos que se bombean. El volumen total que llega a la succión se reduce sucesivamente al aumentar la presión en el interior de la bomba y la capacidad volumétrica de las etapas es progresivamente menor. Considerando lo anterior, la bomba queda constituida de una, dos o más etapas o secciones, - las cuáles manejan con máxima eficiencia los fluidos. En el diseño de unidades de bombeo eléctrico para pozos productores con flujo multifásico, una de las principales dificultades encontradas hasta la fecha, ha sido la determinación de las dimensiones de la bomba capaz de manejar con máxima eficiencia el volumen de fluidos variable en su interior y la potencia requerida por el motor.

c).- Bombeo Hidráulico. Este sistema se basa en hacer llegar la --- energía a la bomba subsuperficial, por medio de un fluido a presión desde la superficie, que hace accionar un pistón coaxial con la bomba, saliendo en la superficie el fluido motriz y los hidrocarburos. Hay dos tipos de bombeo ---

hidráulico, los sistemas de bombeo de desplazamiento positivo y los sistemas de bombeo Jet. Los bombes de desplazamiento positivo, consisten de un motor hidráulico reciprocante acoplado directamente a una bomba de pistón o a un émbolo de bomba. La bomba Jet (a chorro), es un sistema especial de bombeo hidráulico, no ocupa partes móviles y su acción de bombeo se realiza por medio de transferencia de energía entre el fluido motriz y los fluidos producidos (aceite crudo).

Los equipos de compresión, se utilizan para la inyección de gas, que se hace pasar por el espacio anular de la tubería de producción en forma -- continua o intermitente con el fin de suministrar energía al aceite crudo, mediante gas comprimido, esto es, en forma general el sistema neumático.

La Recolección y el Transporte de fluidos en la industria petrolera, se hace a través de miles de kilómetros en el mundo entero, tanto en oleoductos como en gasoductos.

En algunos casos el ducto puede servir para transportar diferentes -- fluidos.

Las estaciones de bombeo y compresión están instaladas a intervalos -- adecuados, a lo largo del ducto, pues aún en terreno plano, las pérdidas de presión por fricción son grandes y se requieren bombas y compresoras de alta presión.

Cada día son más importantes los oleoductos y gasoductos, dado que -- los centros de producción generalmente están muy distantes de los centros -- de consumo.

La única diferencia básica entre éstas dos unidades de servicio y ----
proporcionadoras de energía (bombas y compresoras), es que los equipos --
de compresión, se utilizan en flúidos compresibles (gases y vapores) y --
los equipos de bombeo se usan en flúidos prácticamente incompresibles ----
(flúidos líquidos). Ya que incluso, el rango de operación bajo el cuál --
operan estas dos unidades de servicio (densidades, viscosidades, temperatu
ras, gastos y presiones), es bastante amplio.

C A P I T U L O I I

CONCEPTOS BASICOS

Dentro de este capítulo se mencionan algunos de los conceptos más --- importantes, necesarios para la mejor comprensión de los temas subsecuentes. Dichos conceptos son vistos de una forma superficial, ya que el propósito, - es el de comprender el bombeo y la compresión de los fluidos dentro de la - Ingeniería Petrolera.

II.1 ENERGI A: Es la capacidad de producir cambios en los estados de - los sistemas o de su medio ambiente, por ejemplo; la posición o el movimiento de la materia. Es decir, es todo aquello capaz de produ cir un cambio en las condiciones existentes.

II.2 PROPIEDAD: Es cualquier característica o cualidad que la materia posee y puede valuarse cuantitativamente. Por ejemplo: Volúmen, --- masa, presión.

ESTADO: El estado de un sistema es identificado o descrito por - ciertas propiedades que posee. Los estados termodinámicos son aque llos que de alguna manera están relacionados con la energía.

PROCESO: Siempre que varían una o más de las propiedades de un -- sistema, decimos que ha ocurrido un cambio en su estado. La trayec toría de un cambio de estado es una sucesión de estados, por la cual pasa el sistema, durante el cambio de estado. Cuando la trayectoria está completamente especificada, el cambio de estado se llama proce so.

II.3 TIPOS DE ENERGIA:

a).- ENERGIA INTERNA: Es la suma de todas las energías moleculares a nivel microscópico, la cual depende de la estructura molecular y atómica, y de las fuerzas respectivas. Se representa por el símbolo U , y el símbolo u , designará la energía interna por unidad de masa.

b).- ENERGIA CINETICA: Es la energía que tiene el fluido debido al movimiento de traslación de las moléculas y a la velocidad. La expresión para la energía cinética es:

$$E_c = \frac{1}{2} \frac{m V^2}{g_c} \dots\dots\dots (1)$$

Donde:

m : Es la masa del cuerpo o del fluido en, (lb_m).

V : Es la velocidad del fluido en, (pies/seg.).

g_c : Es la constante que permite cambiar las unidades de lb_m a lb_f

$$g_c = 32.2 \left(\frac{lb_m - pie}{lb_f - seg^2} \right)$$

Por lo tanto:

$$E_c = \frac{1}{2} \frac{m (lb_m) V^2 (pie^2/seg^2)}{g_c \left(\frac{lb_m - pie}{lb_f - seg^2} \right)} = \frac{1}{2} \frac{m V^2}{g_c} (lb_f - pie) \dots\dots\dots (2)$$

c).- ENERGIA POTENCIAL: Es la energía que tiene el fluido respecto a un plano de referencia. La energía potencial está dada por la siguiente expresión:

$$E_p = \frac{m g h}{g_c} \dots\dots\dots (3)$$

Donde:

g: Es la aceleración debida a la gravedad, en (pies/seg²)

h: Es la posición que tiene el fluido con respecto a un plano de referencia.

$$E_p = \frac{m (lb_m) g (pies/seg^2) h (pies)}{g_c (\frac{lb_m - pie}{lb_f - seg^2})} = \frac{m g h}{g_c} (lb_f - pie) .. (4)$$

d).- ENERGIA DE EXPANSION Y COMPRESION: La energía --- de expansión o energía de flujo está asociada a los fenómenos de flujo y --- representa el trabajo necesario para que el fluido avance en contra de la --- presión existente. La energía de expansión está dada por:

$$E_e = p v \dots\dots\dots (5)$$

Donde:

p: Es la presión del fluido, en (lb_f/pie²).

v: Es el volumen del fluido, en (pies³).

Por lo tanto:

$$E_e = p (lb_f/pie^2) v (pie^3) = p v (lb_f - pie) \dots\dots\dots (6)$$

II.4 PRINCIPIO DE CONSERVACION DE LA ENERGIA.

El principio de conservación de la energía se puede expresar de la siguiente forma: " La energía no puede crearse ni destruirse, sólo convertirse de una forma a otra. "

Para sistemas termodinámicos, la primera Ley de la Termodinámica es la aplicación del principio de la conservación de la energía. Por lo que para sistemas termodinámicos que realizan un proceso, éste principio se puede -- expresar de la siguiente manera:

" La diferencia entre la energía que entra al sistema y la energía que sale del sistema, es la energía que permanece dentro del sistema, o es la - energía que pierde el sistema."

$$\begin{array}{ccccccc} \text{Energía inicial} & + & \text{Energía que entra} & - & \text{Energía que sale} & = & \text{Energía} \\ \text{almacenada} & & \text{al sistema} & & \text{del sistema} & & \text{final} \\ & & & & & & \text{almacenada} \end{array}$$

II.5 ENTALPIA: Es una propiedad termodinámica, que se puede expresar - como la suma del producto presión-volumen más la energía interna, las cuales son también propiedades termodinámicas. Expresándola matemáticamente nos --- queda como sigue:

$$H = U + pv \quad (\text{Btu}) \quad \dots\dots\dots(13)$$

o bien por unidad de masa:

$$h = u + pv \quad (\text{Btu/lb}_m) \quad \dots\dots\dots(14)$$

La entalpía tiene las mismas unidades que la energía ($\text{lb}_f - \text{pie}$), o - (Joules), más no es una forma de energía. Las unidades más usuales en que se expresa la entalpía son: (Kcal/Kg_m) y (Btu/lb_m).

ENTROPIA: Es una propiedad termodinámica, la cual es usada --- como un índice de la irreversibilidad de los procesos. Se denota con el ---- símbolo S.

$$S_{1-2} = \int_1^2 \frac{dQ}{T} \dots\dots\dots (15)$$

Donde:

dQ : Es la irreversibilidad del calor suministrado o extraído de una substancia a una temperatura absoluta (T) dada.

II.6 **PROCESO REVERSIBLE:** Es aquél que una vez que se efectúa puede invertirse para restaurar el estado inicial, sin que se produzcan cambios en el sistema ni en el medio ambiente. Es decir al invertir el proceso se recuperan todas las formas de energía.

PROCESO IRREVERSIBLE: Es aquél proceso, en que no podemos seguir en orden inverso todos los estados del proceso. No se puede recuperar toda -- la energía.

Entre los factores que hacen que un proceso sea irreversible, se encuentran los siguientes:

- Existencia de rozamiento o fricción.
- Expansión ilimitada o irrestricta.
- El calor fluye debido a una diferencia de temperaturas.
- Mezcla de dos substancias diferentes.

La irreversibilidad puede ser:

- 1).- Interna:
 - a) Como la fricción del flujo de fluidos en tuberías.
 - b) Cuando se transmite el calor a través de una diferencia de temperaturas.

c) Cuando se mezclan dos sustancias diferentes.

2).- Externa: a) Cuando existe la fricción o el rozamiento entre cuerpos sólidos.

Analizando cada uno de los factores que causan la irreversibilidad, ---
tenemos:

FRICCIÓN.- Es evidente que la fricción hace irreversible a un ---
proceso, por ejemplo, cuando se realiza un trabajo entre dos cuerpos, una --
cierta cantidad de energía en forma de trabajo se necesita para vencer la --
fricción entre dichos cuerpos. Otro tipo de efectos de fricción, es el que -
está asociado con el flujo de fluidos viscosos en tuberías y en ductos, y con
el movimiento de cuerpos a través de fluidos viscosos.

EXPANSIÓN ILIMITADA O IRRESTRICTA.- Un ejemplo clásico de una ---
expansión ilimitada, se observa en la Figura (II.1), en la cual un gas ---
está separado del vacío por medio de una membrana. Si consideramos el proceso
que se lleva a cabo cuando la membrana se rompe y el gas llena completamente
el recipiente; puede verse que, éste, es un proceso irreversible al conside-
rar el proceso que sería necesario para regresar el sistema a su estado ori-
ginal; esto se llevaría a cabo comprimiendo el gas y transmitiéndole calor --
del gas hasta que se alcance el estado original. Debido a que el trabajo y la
transmisión del calor involucran un cambio en el medio exterior, éste no re-
gresa a su estado original, lo que significa que la expansión ilimitada es -
un proceso irreversible.

TRANSMISION DEL CALOR A TRAVES DE UNA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS.

Considerémos a un sistema compuesto de un cuerpo de alta temperatura y de un cuerpo de temperatura baja y permitamos que se transmita el calor del cuerpo de temperatura alta, al cuerpo de temperatura baja. El único camino - por el cual puede regresar a su estado original es el de proporcionar refrigeración, que necesita trabajo del medio exterior y también será necesaria - alguna transmisión de calor al medio exterior. Debido a la transmisión de ca lor y al trabajo, el medio exterior no regresa a su estado original, lo que nos indica que el proceso es irreversible.

MEZCLA DE DOS SUBSTANCIAS DIFERENTES.- Este proceso se muestra - en la Figura (II.2), en la cual hay dos gases separados por una membrana;- dejemos que la membrana se rompa y que una mezcla homogénea de oxígeno y de nitrógeno ocupe la totalidad del volumen. Se necesita cierta cantidad de tra bajo para separar a esos gases; de este modo, es necesaria una planta de -- separación de aire, la cual necesita un trabajo de entrada, para que la sepa ración pueda ser llevada a cabo.

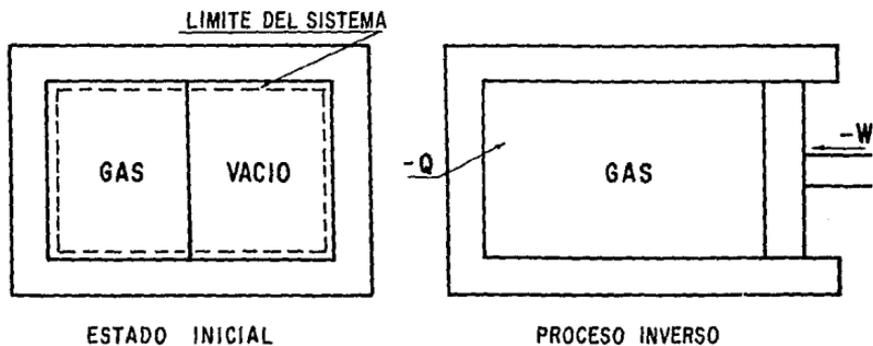


FIG. II - 1

LA EXPANSION ILIMITADA HACE IRREVERSIBLE A UN PROCESO .

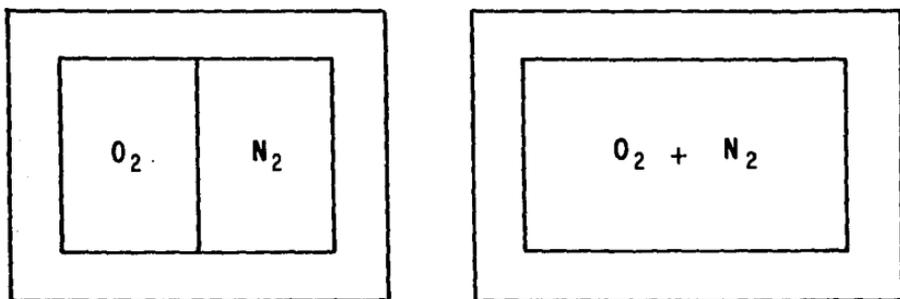


FIG. II - 2

LA MEZCLA DE DOS SUBSTANCIAS, ES UN PROCESO IRREVERSIBLE

II.7 CALOR ESPECIFICO: Es la cantidad de energía en forma de calor que debe cederse a la substancia, para conseguir un incremento de temperatura — de un grado. Se designa por medio del símbolo (C).

$$C = \frac{Q}{m \Delta T} = \frac{\text{Calor (unidad de energía)}}{\text{masa} * \text{cambio de temperatura}} \dots (15)$$

Donde:

m : Es la masa de la substancia en, (lb_m).

Q : Es la cantidad de calor cedido en, (Btu).

ΔT : Es el incremento de la temperatura en, (°F).

Por lo que:

$$C = \left[\frac{1 \text{ Btu}}{1 \text{ lb}_m \text{ } ^\circ\text{F}} \right]$$

CAPACIDAD CALORIFICA: Es la razón del calor absorbido " dQ " por un incremento en la temperatura " dT ".

$$c = \frac{dQ}{dT} = \left[\frac{1 \text{ Btu}}{^\circ\text{F}} \right]$$

El calor específico de las substancias en fase sólida o líquida se mantiene aproximadamente constante para un amplio rango de temperaturas e ---- independientemente del proceso por medio del cual sea incrementada la energía, por ésta razón suele considerarse constante en un gran número de aplicaciones. En cambio en el caso de los gases, el valor del calor específico varía sen--siblemente con la temperatura y depende del tipo de proceso que se efectúe.

El intercambio de energía en forma de calor puede realizarse siguiendo una infinidad de procesos, pero existen dos procesos que en la práctica se - presentan frecuentemente, son los procesos a volumen y a presión constantes; para cada uno de éstos procesos, hay un calor específico: Calor específico

a volumen constante y Calor específico a presión constante. El calor específico a presión constante se denota como C_p , y el calor específico a volumen constante se denota como C_v .

El flujo de calor se establece por medio de una diferencia de temperatura. El calor específico es una propiedad de una sustancia dada, mientras que la Capacidad calorífica es una propiedad de un cuerpo formado por dicha sustancia.

Calores específicos a volumen y a presión constantes.

El calor específico a volumen constante y el calor específico a presión constante, están definidos en función de propiedades como la energía interna, la entalpía y la temperatura.

El calor específico a volumen constante C_v , se define por la relación:

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$$

El calor específico a presión constante C_p , se define por la relación:

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$$

Nótese que cada uno de estos conceptos está definido en función de propiedades y , por lo tanto los calores específicos a volumen constante y a presión constante son también propiedades termodinámicas de una sustancia.

Estas definiciones suponen composición constante y que no hay efectos eléctricos o magnéticos y de superficie.

II.8 RELACION ENTRE R Y K.

A partir de la definición de entalpía se puede desarrollar una relación muy importante entre los calores específicos a presión constante y a volumen constante:

$$h = u + Pv = u + RT$$

Diferenciando y sustituyendo a la h y a la u por sus definiciones:

$$dh = du + R dT$$

$$C_P dT = C_V dT + R dT$$

Por lo tanto:

$$C_P - C_V = R$$

Esto significa que la diferencia entre los calores específicos a presión constante y a volumen constante de un gas ideal, es siempre una constante, — por estar los dos en función de la temperatura.

La relación de calores específicos K , que se define como la relación del calor específico a presión constante, al calor específico a volumen constante:

$$K = \frac{C_P}{C_V}$$

Ya que la diferencia de calores específicos es una constante. Y así — mismo C_P y C_V son funciones de la temperatura, entonces se deduce que K es — también una función de la temperatura. Sin embargo, cuando consideramos constante el calor específico, K también es constante.

De la definición de K, y de la ecuación de la diferencia de calores --
específicos, se sigue que:

$$C_v = \frac{R}{K - 1}$$

$$C_p = \frac{K R}{K - 1}$$

II.9 CASES IDEALES: Todos los gases a presiones relativamente bajas, se comportan de acuerdo a una ecuación de estado. Hay varias formas de la ecuación de estado. Todo gas que satisfaga la ecuación de estado siguiente, se le denomina: " Gas Ideal ".

$$P v = R T$$

Dónde:

P : Es la presión absoluta en, (lb_f/pg²).

v : Es el volumen específico molar en, (pie³/lb_{mol}).

R : Es la constante universal de los gases en, (lb_f - pie³/lb_{mol} - °R).

T : Es la temperatura absoluta en, (°R).

El valor de R, depende de las unidades que se escogan para P, v, y T.

En términos generales R, tendrá unidades de:

$$R = \frac{(\text{unidad de presión}) (\text{unidad de volumen/unidad de masa}_{\text{mol}})}{(\text{unidad de temperatura absoluta})}$$

De acuerdo con las unidades que más se usan, el valor de R, puede --- ser cualquiera de los siguientes valores:

$$R = 1.986 \text{ Kcal/Kg}_{\text{mol}} \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$R = 1.986 \text{ Cal/gr}_{\text{mol}} \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$R = 1.986 \text{ Btu/lb}_{\text{mol}} \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$R = 847.7 \text{ Kg}_f \cdot \text{m}^3/\text{Kg}_{\text{mol}} \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$R = 1545 \text{ Lb}_f \cdot \text{pie}^3/\text{lb}_{\text{mol}} \text{ } ^\circ\text{R}$$

GAS REAL: Se considera como Gas Real, a aquéllos que tienen un comportamiento diferente al de los gases ideales.

FACTOR DE COMPRESIBILIDAD: Este factor nos indica cuanto se -- desvía un Gas Real de un Gas Ideal. Este factor se define por la siguiente ecuación:

$$Z = \frac{V_r}{V_i} \quad ; \quad V_r = Z V_i$$

Si $Z = 1$, entonces:

$$P v = R T$$

Donde:

V_r = Es el volumen real del gas.

V_i = Es el volumen ideal del gas.

La desviación de Z respecto de la unidad, es una medida de la desviación de la relación real con respecto a la ecuación de estado del Gas Ideal.

II.10 PROCESO ISOTERMICO: El proceso isotérmico, es aquel que se lleva a cabo manteniendo la temperatura constante. La relación de éste proceso será:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

ó

$$P V = \text{constante}$$

PROCESO ISOBARICO: Este proceso, es un proceso a presión constante. La relación entre propiedades para éste proceso es:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

ó

$$\frac{V}{T} = \text{constante}$$

PROCESO ISOMETRICO: Se dice que es un proceso o transformación isométrica, cuando el cuerpo que la experimenta no varía de volumen. Es decir, la característica de éste proceso es que el volumen se mantiene constante, por lo tanto, se puede aplicar la siguiente relación:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$$

ó

$$\frac{P}{T} = \text{constante}$$

II.11 PROCESO ADIABATICO: El proceso adiabático, es aquel proceso en que no existe transferencia de calor, es decir no existe transmisión de calor y $Q=0$.

La relación entre T y V que rige la relación adiabática, se deduce de la siguiente forma:

De la primera Ley de la Termodinámica en forma diferencial:

$$dQ = dU + p dV$$

para un proceso adiabático, $dQ = 0$, y en el caso de un gas perfecto, se --- tiene:

$$dU = n C_V dT$$

Por consiguiente:

$$n C_V dT + p dV = 0$$

Puesto que:

$$p = n R T/V$$

Entonces:

$$\frac{dT}{T} + \frac{R}{C_V} \frac{dV}{V} = 0$$

Como:

$$R = C_p - C_V, \text{ y } R/C_V = k - 1$$

Resulta:

$$\frac{dT}{T} + (k - 1) \frac{dV}{V} = 0$$

Si se integra esta ecuación y se tiene en cuenta que k permanece constante prácticamente, se obtiene:

$$\ln T + (k - 1) \ln V = \ln \text{constante}$$

o bien:

$$T V^{k-1} = \text{constante}$$

Aplicando estas ecuaciones a los estados 1 y 2, podemos escribirla en una forma más útil:

$$T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1}$$

La relación entre P y V en un proceso adiabático se deduce directamente de la ecuación anterior, sustituyendo T por su valor; $T = P V/n R$.

Así:

$$\frac{P V}{n R} V^{k-1} = \text{constante}$$

y,

$$P V^k = \text{constante}$$

Esta ecuación también puede escribirse en una forma más práctica:

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$$

II.12 PROCESO ISENTROPICO: Es un proceso donde se mantiene la entropía constante. Este proceso es adiabático y reversible.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

II.13 PROCESO POLITROPICO: Este proceso ocurre cuando la expansión o compresión de un gas perfecto, no tiene característica especial; es decir hay trabajo y calor y ninguna propiedad permanece constante, se ha encontrado que la relación entre propiedades, es de la forma:

$$P V^n = \text{constante}$$

Esta relación la podemos encontrar también como:

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$$

El valor de ' n ', dependerá de las características del proceso. Las demás relaciones entre propiedades, para un proceso politrópico son:

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

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

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

El valor de ' n ', lo podemos encontrar a partir de logaritmos:

$$n = \frac{\ln (P_2/P_1)}{\ln (V_1/V_2)}$$

II.14 TRABAJO: Se entiende por trabajo, a la energía que se transfiere de un sistema termodinámico al medio ambiente, por la acción de fuerzas que lo desplazan. El trabajo es una manifestación de la energía. El trabajo no se puede almacenar ya que siempre se está transfiriendo. Depende de la trayectoria y no de los estados final e inicial. Con frecuencia es conveniente hablar de trabajo por unidad de masa del sistema. Se designa por el símbolo w y se define como:

$$w = \frac{W}{m}$$

Donde:

w : Es el trabajo realizado por el sistema en, (unidades de energía).

m : Es la masa del sistema en, (unidades de masa).

W : Es la potencia con que se realiza el trabajo en, (unidades de energía sobre unidades de tiempo).

POTENCIA: La potencia nos indica que tan capaz es un sistema para transferir energía con respecto al tiempo; en otras palabras, es la rapidez con que se transfiere energía en forma de trabajo. Se denota por el símbolo W . Simplemente el trabajo por unidad de tiempo es la Potencia.

$$W = \frac{w}{t} = \frac{(\text{unidades de energía})}{(\text{unidades de tiempo})} \left[\frac{\text{Btu}}{\text{seg}} \right]$$

EFICIENCIA: La eficiencia se puede definir como la relación - entre el trabajo neto obtenido, y la energía suministrada para obtener -- dicho trabajo. Es decir, es el cociente de la energía aprovechada y la -- energía suministrada.

$$\text{Eficiencia} = \left[\frac{\text{energía aprovechada}}{\text{energía suministrada}} \right] = \left[\frac{\text{trabajo neto obtenido}}{\text{energía suministrada}} \right]$$

COMPRESORAS

La función principal de una compresora, es aumentar la presión del gas que fluye a través de ella. Este incremento de presión se lleva a cabo mediante la adición de energía al sistema de fluido.

Por lo tanto, la compresión, no es más que la adición de energía al gas, con el fin de incrementar la presión del mismo.

III.1 CLASIFICACION DE LAS COMPRESORAS

Cuando se trata de fluidos compresibles (gases y vapores), el equipo suele llamarse compresor o compresora y el motor para accionar este equipo puede ser una turbina de gas, un motor de combustión interna, etc.

Las compresoras para gases pueden ser clasificadas en: Compresoras de desplazamiento positivo, Compresoras centrífugas y Compresoras axiales.

Las compresoras de desplazamiento positivo, incluyen a las máquinas reciprocantes y a las máquinas rotatorias.

Compresoras reciprocantes.- Las compresoras reciprocantes, son máquinas de desplazamiento positivo, las cuales pueden suministrar gas a presiones sumamente altas, tales como 35,000 lbs/pg².

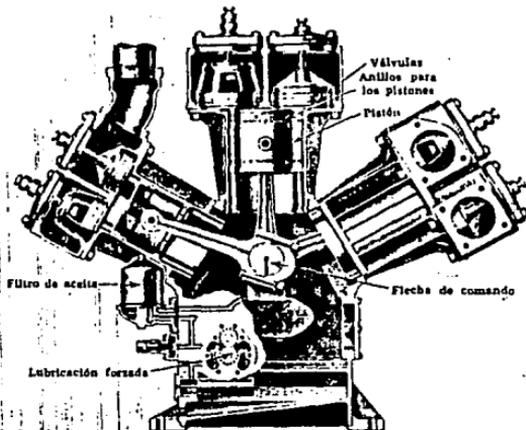
Las características de descarga de las compresoras reciprocantes, ---- son similares a las de las bombas reciprocantes. Las válvulas de descarga - dejan salir el fluido hasta que el pistón llega casi al final de la carrera, esto es, cuando el pistón se detiene e invierte su movimiento. Durante ---- parte del ciclo de compresión el flujo es cero; sin embargo, puede mantener se el flujo en la línea de descarga aproximadamente constante, dependiendo del diseño de la compresora. Las compresoras de doble acción proporcionan - un flujo constante en la línea de descarga.

Si se usan varias etapas de compresión, es una práctica general, ----- enfriar el gas entre una etapa y otra.

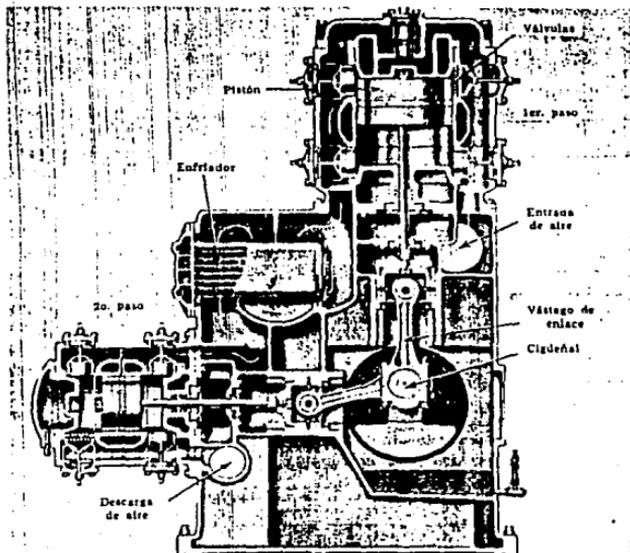
En las Figuras siguientes, se muestran algunos tipos de compresoras -- reciprocantes.

Compresoras rotatorias.- Son máquinas de desplazamiento positivo que - se caracterizan por una descarga continua y casi uniforme de gas. Los principales tipos de compresoras rotatorias son: Las lobuladas, Las de paletas deslizantes y Las rotatorias de pistón. La compresora de aletas deslizantes resulta particularmente apropiada para operaciones de evacuación; en efecto, esta compresora presenta una amplia gama de condiciones posibles de presión, vacío y volumen.

Las compresoras lobuladas, impulsan el gas desde la entrada de succión hasta la descarga, por la acción de los lóbulos. Dentro de la unidad se --- lleva a cabo una compresión muy pequeña; sin embargo, la compresión se ---- presenta cuando el contenido de la unidad es forzado dentro del sistema, --



Compresor de dos etapas, enfriado por aire. Este compresor de dos etapas es capaz de producir presiones de 80 a 125 lb/plg². Tiene un desplazamiento de pistón, de 680 pies³/min y requiere 125 hp para impulsarlo.



Compresor de dos etapas, de cruceta de cabeza, para servicio pesado. Este compresor puede obtenerse con fuerza motriz y de 125 a 350 hp. Puede manejar entre 800 y 2397 pies cúbicos/min, dependiendo del calibre del cilindro y de la velocidad, y produce presiones de 100 lb/plg².

LAS FIGURAS ANTERIORES SON ALGUNOS TIPOS DE COMPRESORAS RECIPROCANTES

accionando sobre la contrapresión del mismo. Este equipo requiere un ajuste muy cerrado de los lóbulos, por lo que, el gas que está siendo arrastrado - debe mantenerse libre de impurezas y polvo.

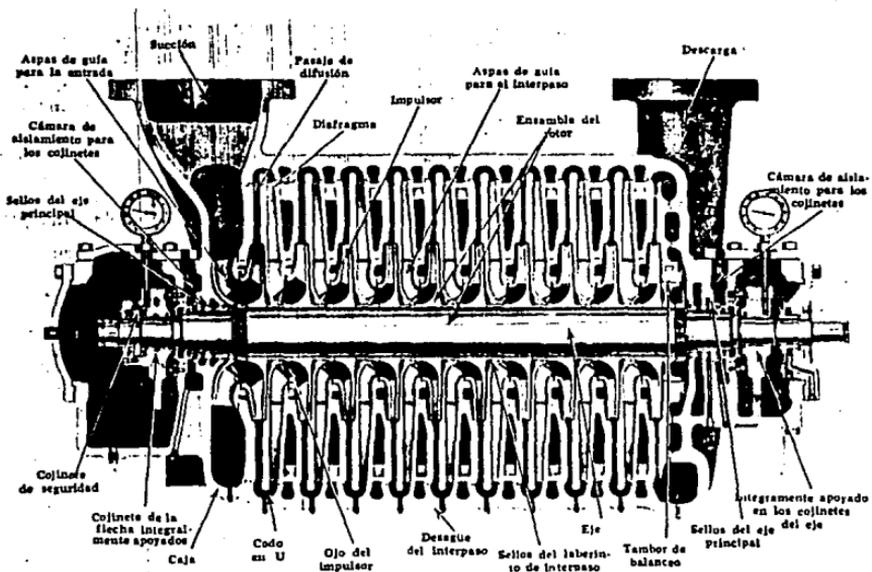
Compresoras centrífugas.- El principio de operación de una compresora centrífuga, es muy similar a la acción de una bomba de tipo centrífuga.

Este tipo de compresoras, se encuentran disponibles en una amplia gama de capacidades; desde descargas de 200 pies³/min., a condiciones standard.- Hasta succiones de 150,000 pies³/min., a condiciones standard, con presiones de salida hasta de 800 psia.

La Figura siguiente, muestra un tipo de compresora centrífuga.

Compresoras axiales.- Las compresoras de tipo axial, son capaces de manejar 860,000 pies³/min., a condiciones standard, con un diámetro de aproximadamente la mitad de una compresora centrífuga, con un costo inicial aproximadamente igual.

Las partes principales de una compresora de tipo axial son: (1) los estatores, y (2) los rotores.



Compresora centrífuga de pasos múltiples.

El costo inicial de una compresora de tipo axial, es aproximadamente - el mismo que el de una compresora centrífuga diseñada para la misma carga.

Sin embargo, la compresora de tipo axial, es ligeramente más eficiente que la compresora centrífuga comparable, debido a lo cuál puede usarse una turbina o un motor más pequeño para accionarla, resultando un menor costo - inicial de estos dispositivos.

La eficiencia en términos generales la podemos definir como el trabajo efectuado sobre el fluido, dividido entre el trabajo efectuado sobre la compresora. Si se utiliza un motor eléctrico para accionar la compresora generalmente se emplea una eficiencia compresora-motor. Dicha eficiencia puede definirse como la relación del trabajo efectuado sobre el fluido y la energía eléctrica suministrada al motor.

La operación de una compresora puede considerarse fundamentalmente como isentrópica y las eficiencias se reportan relativamente a éstas bases isentrópicas.

Las pérdidas termodinámicas y la fricción del fluido, se agrupan conjuntamente como características de ineficiencia en la compresión. Las pérdidas por la fricción mecánica reciben el nombre de ineficiencia mecánica. La eficiencia total de una compresora será el producto de la compresión y las eficiencias mecánicas. La eficiencia total de la mayoría de las compresoras recíprocas varía entre 65% y 80%.

Un compresor dado puede ser analizado usando las fórmulas adiabáticas, politrópicas o isotérmicas. El método depende de cual eficiencia es realmente más necesaria.

Los fabricantes de compresoras centrífugas y axiales tienen preferencia por las fórmulas politrópicas. Estas máquinas operan esencialmente a una carga y eficiencia politrópica constante. Las fórmulas politrópicas son más convenientes cuando una máquina dada opera para un gas que puede ser usado para predecir el comportamiento para gases con diferentes densidades y distintas -

relaciones de C_p/C_v .

Una ventaja importante de las fórmulas politrópicas en este caso es la estimación de la temperatura de salida.

Usando fórmulas como las isotérmicas y las adiabáticas (con una corrección por eficiencia), la potencia al freno deberá ser primero calculada y la temperatura de salida determinada por un balance de energía.

Algunos especialistas utilizan para el compresor centrífugo y el compresor axial, el modelo politrópico de cálculo, que es básicamente menor porque consideran al compresor como un dispositivo de transferencia de calor.

El modelo isotérmico de cálculo tiene la ventaja de proporcionar la mínima potencia teórica requerida, suponiendo que el calor del compresor es completamente removido por el enfriamiento.

Las fórmulas adiabáticas, corregidas para una eficiencia, son usadas para compresoras recíprocas y compresoras rotatorias.

COMPRESION ISENTROPICA

La compresión isoentrópica, que es lo mismo que la compresión adiabática, de un gas ideal es expresada por la siguiente ecuación:

$$p v^k = \text{constante}$$

donde p , es la presión absoluta; v , es el volumen del gas y k , es la relación de calores específicos (C_p/C_v).

La potencia teórica requerida está dada por la ecuación:

$$\text{IHP} = \frac{0.0642 Q}{m} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^m - 1 \right] \left(\frac{T_s}{520} \right) (z_m)$$

Donde:

Q = Es el gasto de gas en, (pies³/min.) a 60 °F y 14.7 psia.

$$m = \frac{k - 1}{k}$$

k = C_p/C_v, es la relación de calores específicos.

P_s = Es la presión de succión en, (psia).

P_d = Es la presión de descarga en, (psia).

T_s = Es la temperatura absoluta de succión en, (°R).

z_m = Es el factor de compresibilidad medio = (z_s + z_d)/2.

z_s = Es el factor de compresibilidad del gas en la succión.

z_d = Es el factor de compresibilidad del gas en la descarga.

Aunque la compresión isoentrópica, es un caso ideal, las ecuaciones -- resultantes pueden ser aplicadas a un compresor real, usando apropiadamente una eficiencia corregida. Las siguientes definiciones de eficiencia son --- usadas en el cálculo de la potencia.

1.- Eficiencia Adiabática, E_a: Es la potencia isoentrópica --- dividida entre la potencia real que maneja el gas, GHP.

$$E_a = \frac{\text{IHP}}{\text{GHP}}$$

y por lo tanto:

$$E_a = \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^m - 1 \right] / \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{m'} - 1 \right]$$

COMPRESION POLITROPICA

Una compresión politrópica está definida por la siguiente ecuación:

$$P V^n = \text{constante}$$

El exponente ' n ' , es una constante que depende de las propiedades del gas y de la cantidad de enfriamiento (cualquiera) proporcionado para el cuerpo del compresor y de las pérdidas de energía debidas a la fricción y a las irreversibilidades.

Las ecuaciones básicas son análogas a las de una compresión adiabática reversible (isoentrópica). La ecuación de potencia para una etapa de compresión politrópica es:

$$GHP = \frac{0.0642 Q}{m'} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{m'} - 1 \right] \left(\frac{T_s}{520} \right) z_m \left(\frac{1}{E_p} \right)$$

Donde:

$$m' = \frac{n-1}{n} = \frac{1}{E_p} \left(\frac{k-1}{k} \right) = \frac{m}{E_p}$$

La eficiencia politrópica está definida por la ecuación:

$$E_p = \frac{m}{m'} = \left(\frac{k-1}{k} \right) / \left(\frac{n-1}{n} \right)$$

2.- Eficiencia Mecánica, E_m : Es la fracción de la potencia al freno manejada, BHP, que realmente se transmitió al gas. Es la relación -- entre la potencia real y la potencia al freno.

$$E_m = \frac{GHP}{BHP}$$

3.- Eficiencia Adiabática total, E_{aO} : Es la potencia isentrópica, IHP, para cada etapa del compresor dividida entre la potencia al freno manejada, BHP.

$$E_{aO} = E_t = \frac{IHP}{BHP} = (E_a) \times (E_m)$$

Es decir, la Eficiencia total, E_t , de un compresor estará dada por:

$$E_t = (E_a) \times (E_m)$$

Usando la ecuación de la eficiencia total, E_t , la ecuación básica para la potencia de entrada para una etapa de compresión es:

$$BHP = \frac{IHP}{E_t} = \frac{0.0642 Q}{m} \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^m - 1 \right] \left(\frac{T_s}{520} \right) (z_m) \left(\frac{1}{E_t} \right)$$

La Eficiencia Adiabática puede ser estimada conociendo la Eficiencia - Politrópica. La Eficiencia Politrópica, E_p , y el exponente politrópico, -- m' , son definidos por las ecuaciones siguientes:

$$m' = \frac{1}{E_p} \left(\frac{k-1}{k} \right) = \frac{m}{E_p}$$

$$E_p = \frac{m}{m'} = \left(\frac{k-1}{k} \right) \left/ \left(\frac{n-1}{n} \right) \right.$$

COMPRESION ISOTERMICA

La potencia teórica, para una compresión isotérmica reversible, THP, es:

$$THP = \frac{Q T z_m}{811} \ln \left(\frac{P_d}{P_s} \right)$$

La THP, representa el requerimiento de potencia para un caso ideal --- donde el calor de compresión es removido completamente por el enfriamiento. La suposición básica, es que la temperatura de compresión del gas nunca se incrementa arriba de la temperatura de entrada. En realidad esto nunca es --- cierto en un compresor real industrial. El calor de compresión causa que --- la temperatura del gas se incremente, incrementando los requerimientos de --- potencia sobre los valores isotérmicos calculados por la ecuación anterior.

El comportamiento de un compresor real puede ser relacionado para una compresión isotérmica reversible por la ecuación siguiente:

$$GHP = \frac{THP}{E_{ter}}$$

$$BHP = \left(\frac{THP}{E_{ter} \cdot E_m} \right) \approx \frac{THP}{E_t}$$

Donde E_{ter} , es la Eficiencia isotérmica; y la Eficiencia isotérmica total es E_t . Definiendo que;

$$E_t = \left(E_{ter} \right) \left(E_m \right)$$

III.3 CALCULO DEL TRABAJO REQUERIDO PARA COMPRIMIR EL GAS NATURAL

Existen, básicamente dos formas para calcular la potencia teórica requerida para comprimir el gas natural. Una es empleando expresiones analíticas. En el caso de compresión adiabática las relaciones son complicadas, y generalmente todas se basan en la ecuación del gas ideal. Cuando se emplean ecuaciones derivadas de las leyes de los gases ideales aplicadas a los gases reales y la desviación de la ley del gas ideal es apreciable, las primeras son modificadas empíricamente tomando en cuenta el factor de compresibilidad del gas. La segunda forma de cálculo, es el uso del diagrama de entalpía -- entropía o diagrama de Mollier para gases reales.

Estos diagramas se mencionan posteriormente, ya que nos permiten de una manera simple, directa y rigurosa un procedimiento para determinar la potencia teórica necesaria para comprimir el gas.

Cuando se comprime un gas real en una etapa de compresión, la compresión es politrópica, tendiendo a aproximarse a condiciones adiabáticas o de -- entropía constante. Los cálculos para la compresión adiabática proporcionan el máximo trabajo teórico o la potencia necesaria para comprimir un gas ---- entre dos presiones límite cualesquiera, mientras que los cálculos de compresión isotérmica dan el mínimo trabajo teórico o potencia necesaria para comprimir un gas. El trabajo de compresión adiabático e isotérmico, nos dan los límites superior e inferior respectivamente de los requerimientos de potencia necesaria para comprimir un gas. Cuando se efectúa una compresión en etapas, uno de los objetivos de instalar inter-enfriadores entre las etapas de compresión, es reducir la potencia necesaria para comprimir el gas. Mientras -- más inter-enfriadores y etapas existan, los requerimientos o necesidades ---

de potencia se aproximan a los requerimientos que se obtendrían si el proceso fuera isotérmico.

La ecuación base del desarrollo de cualquier expresión analítica para el cálculo del trabajo teórico requerido para comprimir un gas, es la ecuación (3.1), la cual incluye un término de lw , por la energía del trabajo disipada, debido a irreversibilidades tales como la fricción.

$$\int_1^2 v \, dP + \Delta \frac{v^2}{2g_c} + \Delta x \frac{g}{g_c} + lw + w = 0 \quad \dots\dots\dots (3.1)$$

Donde:

$$\Delta \frac{v^2}{2g_c} = \text{a la diferencia en la energía cinética del fluido.}$$

(v = velocidad en, pies/seg.).

g = aceleración de la gravedad en, (pies/seg²).

g_c = 32.2 , es el factor de conversión.

Las unidades del factor de conversión son:

$$g_c = 32.2 \left[\frac{\text{lb}_m - \text{pie}}{\text{lb}_f - \text{seg}^2} \right]$$

$\Delta x = x_2 - x_1$ = a la diferencia en elevación en, (pies).

w = es el trabajo realizado por el fluido durante su flujo en, (pie - lb_f) / (lb_m).

v = al volumen específico del fluido en, (pies³ / lb_m).

P = es la presión en, (lb_f / pies²),

lw = energía del trabajo perdida en vencer la fricción en, (pies - lb_f) / (lb_m).

Esta ecuación no tiene limitaciones acerca de las energías de compresión, cinética y de posición, puede ser la base de cualquier relación de flujo cuando la energía de superficie, eléctrica y química son desprecia---

bles, y por lo tanto se consideran cero. Las unidades de todos los términos son (pies - lb_f) / (lb_m). Se nota que una libra fuerza es equivalente a -- una libra masa debido a la fuerza de gravedad.

Si en la ecuación anterior los cambios en la energía cinética, en la energía potencial o de posición y las pérdidas de energía por fricción se -- considerarán igual a cero; entonces la ecuación se nos reduce a:

$$- w = \int_{P_1}^{P_2} v \, dP \quad \dots\dots\dots (3.2)$$

Cuando se trata de calcular el trabajo isotérmico requerido para comprimir un gas ideal, la ecuación (3.2), puede ser modificada a:

$$\delta \quad - w = \frac{53.241 \, T}{G} \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$$

$$w = \frac{53.241 \, T}{G} \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \quad \dots\dots\dots (3.3)$$

Donde:

- w = Es el trabajo isotérmico requerido par comprimir un gas --- ideal en, (pies - Lb_f / Lb_m).
- T = Es la temperatura en, (°R),
- G = Es la gravedad específica del gas (aire = 1.0).
- P₁ = Es la presión inicial en, (psia).
- P₂ = Es la presión final en, (psia).

El trabajo de compresión está definido como - w, y el trabajo desarrollado por el fluido como + w.

Para una compresión o expansión adiabática del gas ideal, el cambio de estado se representa por la relación siguiente:

$$P V^k = \text{constante} \quad \dots\dots\dots (3.4)$$

Donde:

k , es la relación de calores específicos C_p/C_v , para un gas ideal.

Sustituyendo en la ecuación (3.2), e integrando, se obtiene el trabajo teórico adiabático de compresión, en (pie - lb_f/lb_m), del gas.

$$-w = \frac{k}{k-1} \frac{53.241 T_1}{G} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \dots\dots (3.15)$$

Cuando la desviación del gas real respecto al comportamiento del gas -- ideal es apreciable, la ecuación (3.15), es empíricamente modificada (1), (2)*

Una de éstas modificaciones es presentada por Joffe (3), y es la siguiente relación:

$$-w = \frac{k}{k-1} \frac{53.241 T_1}{G} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{z(k-1)/k} - 1 \right] \dots\dots (3.16)$$

Donde:

$-w$, es el trabajo en (pie - lb_f/lb_m), de compresión adiabática, necesario para comprimir el gas; y donde z y k se evalúan a las condiciones de succión.

Para encontrar la potencia teórica adiabática necesaria para comprimir 1 MMpc/día a 14.7 psia y a 60 °F, la ecuación anterior, es escrita como sigue:

$$-w = 0.08531 \frac{k}{k-1} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{z(k-1)k} - 1 \right] \dots\dots (3.17)$$

* Referencias al final.

Donde:

k = A la relación de calores específicos, C_p/C_v , a las condiciones de succión.

z = Al factor de compresibilidad del gas, a las condiciones de succión.

P_1 = A la presión de succión en, (psia).

P_2 = A la presión de descarga en, (psia).

T_1 = A la temperatura del gas a la succión en, (°R).

La ecuación anterior da resultados de buena aproximación, comparados -- con los obtenidos empleando los diagramas de entalpía - entropía.

III.4 GRAFICAS DE ENTALPIA - ENTROPIA

Otra de las formas para calcular la potencia teórica requerida para comprimir el gas natural, es mediante el uso de los diagramas de Mollier o diagramas de Entalpía - Entropía para gases reales.

Tales diagramas nos permiten obtener de manera simple, directa y rigurosa un procedimiento para determinar la potencia teórica necesaria para comprimir el gas.

En el desarrollo del uso del diagrama Entalpía - Entropía para el cálculo de la potencia requerida para comprimir el gas, la ecuación (3.1), es la que mejor describe el proceso. La energía cinética y potencial debido a la diferencia en elevación, usualmente se desprecian, dejando:

$$\Delta H = q - w \quad \dots\dots\dots(3.8)$$

Para condiciones isotérmicas y sin fricción:

$$\Delta H = T \Delta S - w \quad \dots\dots\dots(3.9)$$

6

$$- w = \Delta H - T \Delta S \quad \dots\dots\dots(3.10)$$

Donde:

T, es la temperatura absoluta y ΔS , es la diferencia de entropía.

Para encontrar la potencia teórica requerida para comprimir isotérmicamente 1 MMpc/día, a 14.7 psia y 60 °F, la ecuación (3,10), se escribe: ---

$$- w = 0.0432 (\Delta H - T \Delta S) \quad \dots\dots\dots(3.11)$$

Donde:

ΔH , está en, (Btu/lb_{mol}).

ΔS , está en, (Btu/lb_{mol} °R).

Siguiendo la línea de temperatura en el diagrama entalpía - entropía -- entre las condiciones de presión final e inicial puede determinarse ΔS y - ΔH .

En el caso de compresión adiabática, q , de la ecuación(3.8) es igual a - cero; entonces:

$$- w = \Delta H \quad \dots\dots\dots(3.12)$$

Es decir, para condiciones adiabáticas o de entropía constante para una etapa de compresión simple, el trabajo necesario para comprimir el gas, es - igual a la diferencia de entalpía entre las etapas inicial y final de com-- presión.

Expresando el trabajo teórico adiabático necesario para comprimir ----- 1 MMpc/día, a 14.7 psia y 60 °F, en términos de potencia resulta que:

$$- w = 0.0432 \Delta H \quad \dots\dots\dots(3.13)$$

Donde:

ΔH , está expresada en, (Btu/lb_{mol}). Para una compresión en - multi-etapas, la ΔH , se calcula en forma individual para cada etapa y luego se suma.

Junto con la potencia, la temperatura final de compresión y el calor -- removido por los enfriadores, pueden obtenerse, rigurosamente de diagramas - entalpía - entropía.

En caso de compresión multi-etapas para un cierto número de etapas -- las relaciones de compresión por etapa para lograr un trabajo mínimo, deben ser iguales en todas las etapas; de este modo la ecuación que relaciona, -- la relación de compresión por etapa (CR), y la relación de compresión total es:

$$CR = \left(\frac{P_f}{P_1} \right)^{1/n} \dots\dots\dots (3.14)$$

Donde:

n = Es el número de etapas.

P_f = Es la presión de descarga del compresor en, (psia).

P₁ = Es la presión de succión del compresor en, (psia).

Es muy común que la CR sea mayor que 6. La ecuación (3.14), da la mínima potencia para una compresión múltiple, para un cierto número de etapas consideradas. Si la relación de compresión CR, no fuera la misma para cada-etapa, entonces los requerimientos de potencia serían mayores.

El procedimiento para calcular la potencia a partir de un diagrama entalpía - entropía, puede mostrarse mejor por medio de un diagrama. La Figura (3.1), es una representación cualitativa de un diagrama entalpía - entropía. El punto 1, es la etapa inicial, es decir , a la cuál entra el gas a la compresora. La parte 1 - 2, muestra la primera etapa de compresión --- (entrpía constante). El gas se enfría a presión constante en el inter-enfriador (parte 2 - 3); la diferencia de entropía a lo largo de ésta parte es igual al calor removido en el inter-enfriador. La parte 3 - 4, muestra - la segunda etapa de compresión. La temperatura en los punto 2 y 4, es la -- temperatura del gas al final de la primera y segunda etapa de compresión --

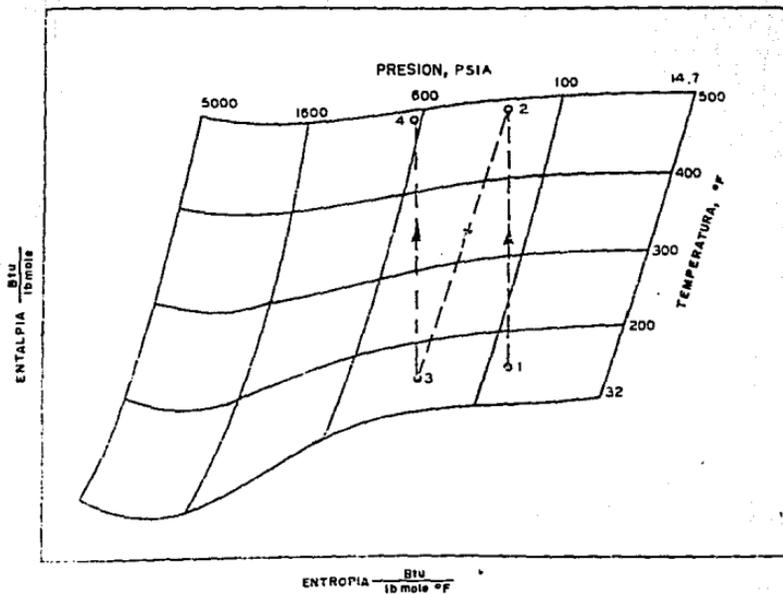


FIG. 3. 1

EJEMPLO DE USO DE UN DIAGRAMA DE ENTALPIA-ENTROPIA PARA ENCONTRAR EL TRABAJO ADIABATICO DE COMPRESION.

respectivamente, La temperatura en el punto 3, es la temperatura a la cuál el gas es enfriado en el inter-enfriador.

Un compresor real con un número infinito de etapas e inter-enfriadores puede aproximarse a condiciones isotérmicas, si en los inter-enfriadores el gas alcanzara su temperatura inicial. Cualitativamente, la Figura (3.2),- muestra los requerimientos de potencia contra el número de etapas de compresión. A medida que el número de etapas se incrementa, la potencia se aproxima a un valor de potencia isotérmica.

La potencia teórica puede convertirse a potencia al freno (potencia - de entrada al compresor), aplicando los factores apropiados. Los cuáles -- incluyen la eficiencia de compresión (pérdidas en las válvulas del compresor), y la eficiencia mecánica de la compresora. Las pérdidas varían dependiendo del diseño del equipo, la velocidad, la relación de compresión y --- otros factores. La combinación de eficiencias con la relación de compresión, se muestra en la Figura (3.3), y puede ser usada para la determinación de la potencia al freno, a partir de la potencia teórica; así como la obtenida de los diagramas entalpía-entropía o de ecuaciones analíticas.

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Potencia teórica adiabática}}{\text{Potencia al freno.}}$$

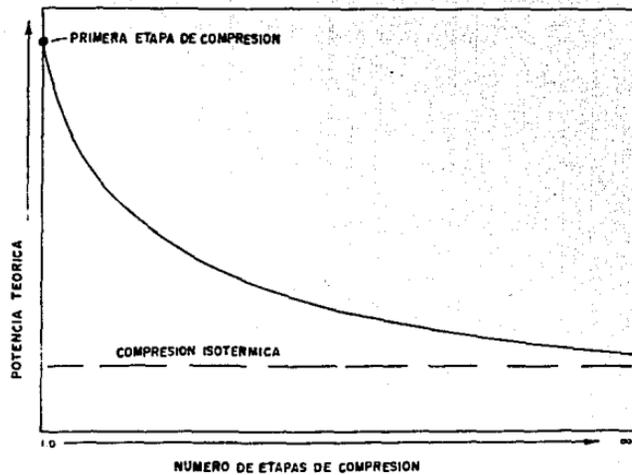


FIG. 3.2

VARIACION DE LA POTENCIA DE COMPRESION CON EL NUMERO DE ETAPAS.

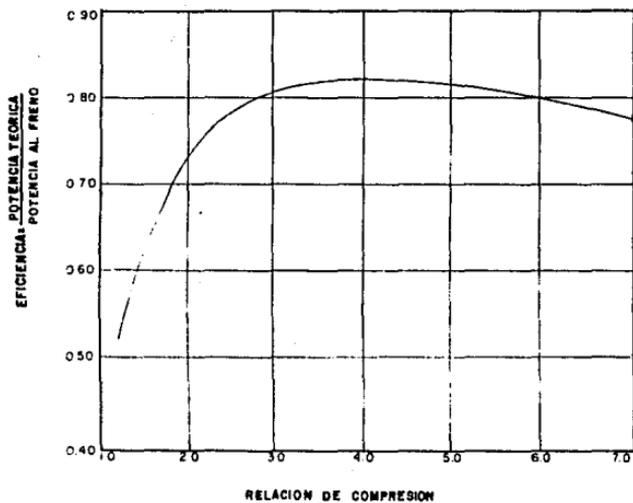


FIG. 3.3

EFICIENCIA DEL COMPRESOR

III.5 COMPRESORAS RECIPROCANTES.

Anteriormente se mencionó que las compresoras reciprocantes, son máquinas de desplazamiento positivo. Consisten de un pistón, un cilindro con válvulas apropiadas de entrada y salida y un cigüeñal accionado externamente. Comúnmente se presentan operaciones de etapas sencillas o de etapas múltiples siendo general el uso de cilindros de doble acción. El gas que va a ser comprimido entra y sale del cilindro a través de válvulas diseñadas para actuar cuando la diferencia de presiones entre el contenido del cilindro y las condiciones exteriores son las deseadas. La Figura (3.4), muestra el comportamiento básico de un cilindro en un compresor reciprocante. Este comportamiento se muestra con mayor detalle en la Figura (3.5).

De la Figura (3,4), el punto A representa el fin de la carrera de ---compresión. La línea ABC representa la carrera total de succión. La sección AB, de ésta línea representa la expansión del gas atrapado entre el pistón y el fin del cilindro a presión P_2 . El nuevo gas no puede entrar al cilindro hasta que éste se expanda a presión P_1 (punto B). El volumen V_1 (línea BC), representa el nuevo gas entrando en la carrera de succión. La capacidad del cilindro es fijada por el volumen V_1 . Este volumen en turno, -- depende de la relación de compresión (P_2/P_1), y del volumen V_c .

El volumen representado por la línea ABC es conocido como el desplazamiento del pistón, el volumen de gas que pudo ser comprimido si no hay expansión. El símbolo " V_d ", es comúnmente empleado para expresar éste volumen. Esto depende del diámetro del pistón, velocidad y longitud de carrera, y de si el pistón es de simple o doble acción.

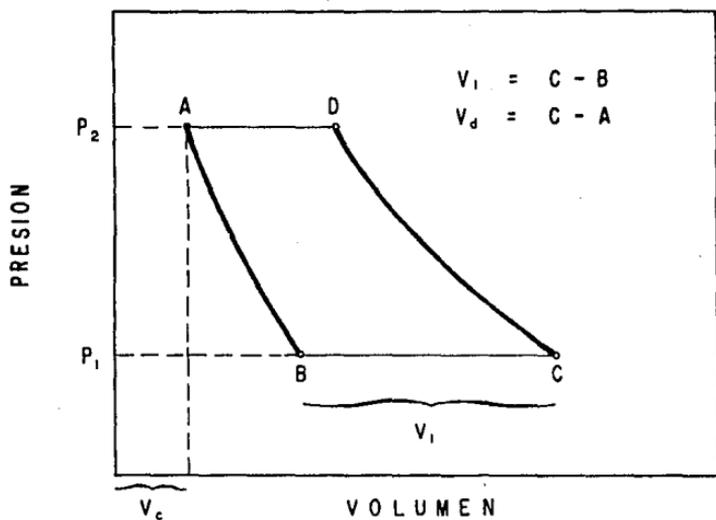
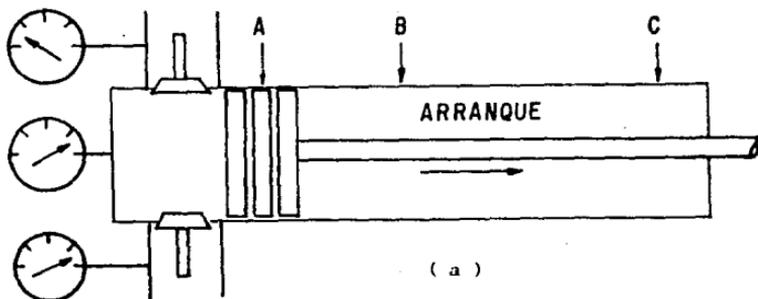


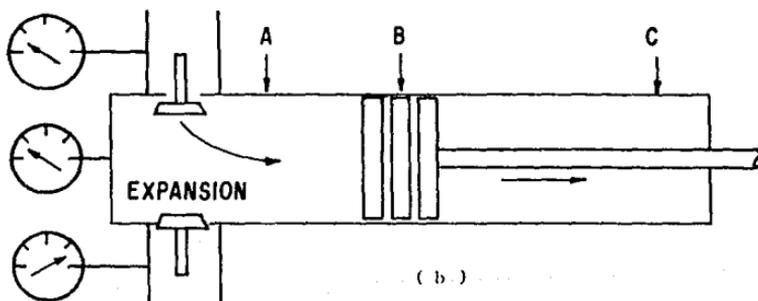
FIG. 3.4

CICLO IDEAL DE COMPRESION DE GAS.



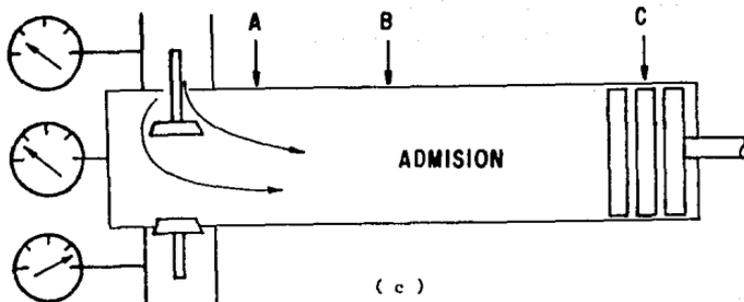
ARRANQUE

- 1.- El arranque del ciclo se inicia en el punto A. El pistón ha alcanzado el final de la carrera y se mueve hacia la derecha. -- Las válvulas de succión y descarga están cerradas. El cilindro ha sido llenado de acuerdo con una presión de descarga.



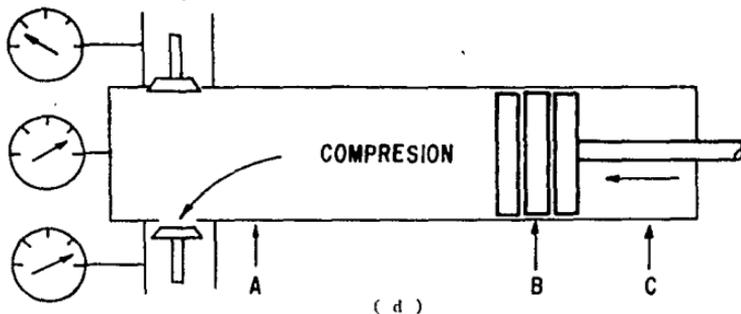
EXPANSION

- 2.-A medida que el pistón se mueve hacia la derecha, el gas dentro del cilindro comienza a expandirse y ello ocasiona caídas de presión en el punto B. La presión dentro del cilindro es igual a la presión de succión. En este momento la válvula de succión se abre.



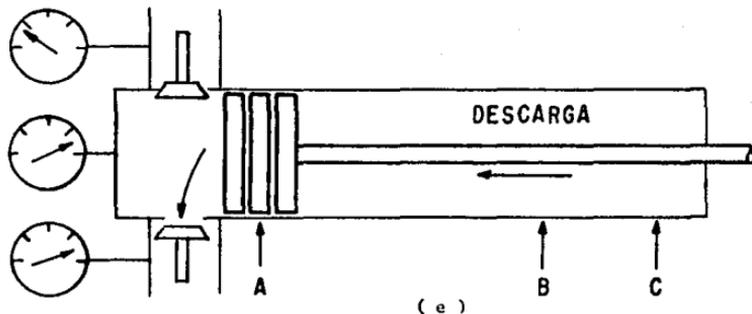
ADMISION

- 3.- A medida que el pistón se mueve del punto B hacia el punto C, el resto de la válvula de succión se abre, y fluye gas dentro del cilindro. Cuando el pistón comienza a moverse hacia la izquierda; la presión dentro del cilindro asciende y la válvula de succión se cierra.



COMPRESION

- 4.- Cuando el pistón se mueve de C a B, la presión dentro del cilindro aumenta. En el punto B la presión obtenida o alcanzada, es la presión de descarga y la válvula de descarga se abre.



DESCARGA

- 5.- Mientras que el pistón se mueve del punto B hacia el punto A, el flujo de gas "sacado" del cilindro, entra en la línea de -- descarga. En el punto A el ciclo se inicia una vez más.

FIGURA 3.5 COMPORTAMIENTO BASICO DE UN CILINDRO, EN UN COMPRESOR RECIPROCANTE, MOSTRADO A DETALLE.

El cálculo de la potencia del motor, debe ser obtenida de la energía requerida por el gas en el cilindro, y a medida que sube ésta relación, se incrementa la potencia del motor.

La relación (V_1/V_d) , es conocida como " Eficiencia volumétrica " . - Esta relación disminuye a medida que se incrementa la relación de compresión, así como el volumen V_c . De este modo, la relación de compresión se debe tomar en cuenta al efectuar un estudio económico.

III.5.1 RELACION DE COMPRESION POR ETAPA.

Teóricamente la relación de compresión por etapa, CR, rara vez excede de 6 a 1. Si ésta relación se sobrepasa, la eficiencia volumétrica puede llegar a ser menor, y los requerimientos de fuerza mecánica serán mayores conforme se incrementa la CR. Dentro de la práctica real, CR, rara vez excede de 4 a 1. Cuando el gas se comprime a partir de bajas presiones para procesamiento o venta, y la presión total es más grande que ésta (CR), se usan varias etapas de compresión.

Se puede demostrar que la potencia total requerida es mínima, cuando la relación de compresión en cada etapa es la misma. Esto puede ser expresado en forma de ecuación como sigue:

$$CR = (P_d/P_1)^{1/n} \dots\dots\dots (3.15)$$

Donde:

- P_d = Es la presión final de descarga en, (psia).
- P_1 = Es la presión de succión en, (psia).
- n = Es el número de etapas requeridas.

Quando se emplean varias etapas de compresión, es necesario tener un enfriador inter-etapa y un depurador de gas, para enfriar el gas de la primera -- etapa y éste colecte los líquidos formados por el enfriamiento. La caída de presión en la inter-etapa rara vez podría exceder de 5 psia. Dentro del --- orden para estimar está caída la relación de compresión (CR), estable-- cida en la ecuación (3.15), es usualmente correcta, un método común es asignar la mitad de la caída de presión para cada etapa. Algunas veces la - relación de compresión es reducida en la etapa de presión más alta, debidó- a las limitaciones de carga de las varillas (peso de las varillas).

La CR de la ecuación (3.15), es teórica a causa de no hacer estipula- ciones para las caídas de presión a través de las inter-etapas, en las tube- rías, en el enfriador y en el separador.

La figura (3.6), es un diagrama esquemático típico para colocar --- una planta de compresión de dos etapas. El procedimiento general para encon- trar los caballos de potencia de un motor, es el siguiente:

- 1.- Calcule la CR de la ecuación (3.15), y multiplíquela por P_1 .
- 2.- Estime la caída de presión; $P_2 - P_3$.
- 3.- P_2 real = (CR) (P_1) + 1/2 de la caída de presión del- paso 2.
- 4.- P_3 real = (P_2) - (ΔP) entre las dos etapas, usando - P_2 del paso 3.
- 5.- Estimar T_3 , que es la temperatura de succión de la segun- da etapa (termómetro seco + 15 °C para enfriamiento con - aire o termómetro húmedo, + 13 °C para enfriamiento con - agua).

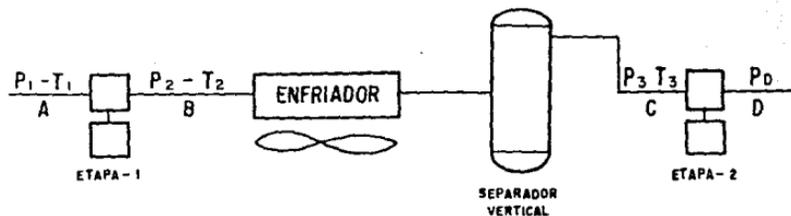


FIG. 3.6

DIAGRAMA ESQUEMATICO TIPICO PARA COLOCAR UNA PLANTA DE COMPRESION DE DOS ETAPAS.

- 6.- Calcular la CR (real) para cada etapa, calcular la potencia (HP) para cada etapa, y sumar todas las etapas - para obtener la potencia total del motor necesitada.
- 7.- La carga total del calor en el enfriador, es la suma del calor sensible del gas de T_2 a T_3 , y el calor total latente de todo el fluido condensado (agua + aceite).

Una vez que éstas presiones han sido determinadas es posible calcular el trabajo teórico. Este puede ser corregido con una apropiada eficiencia- para estimar el trabajo real.

III.5.2 EFICIENCIA TOTAL " E "

La eficiencia total es función de los detalles de diseño del compresor, de la presión de succión, de la velocidad, del incremento de carga, - de la relación de compresión y en general de las condiciones mecánicas de la unidad. Para una información detallada, se debe hacer contacto con el - vendedor. Es sin embargo, posible estimar la eficiencia para propósitos de planeación general con base en correlaciones generales.

Uno puede encontrar la ΔH isoentrópicamente de la correlación generalizada. ΔS para cualquier etapa podría ser igualada a cero para encontrar la temperatura de salida. Una vez que ésta es conocida, ΔH puede ser calculada.

Esta aproximación generalmente es equivalente a una técnica empleada en un modelo de computación. Implica un ensaye y error, suponiendo T_2 , has--

ta que $S_1 = S_2$.

La estimación de T_2 puede ser desarrollada por varios caminos:

- 1.- Encontrar T_2 de una correlación de entropía para $S = 0$
- 2.- De una gráfica de entalpía.
- 3.- De una ecuación igual a la ecuación (3.16) .

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \dots\dots\dots (3.16)$$

La ecuación (3.16), es derivada para un cambio isentrópico de la - presión - temperatura con un gas ideal, conociendo P_1 , T_1 y P_2 ; se puede calcular T_2 la cuál es la temperatura teórica del gas a la salida (descarga) de la etapa operando a una relación de compresión (P_2/P_1).

Hay que recordar que deben ser usadas presiones y temperaturas absolutas en la solución de la ecuación (3.16).

El valor " k " , es la relación de calores específicos, definida como C_p / C_v . Puede ser encontrada por la ecuación:

$$k = \frac{\sum (y_i) (M C_{pi})}{\sum (y_i) (M C_{pi}) - A} \dots\dots\dots (3.17)$$

Donde:

y_i = Es la relación molar de cada componente del gas.

M = Es el peso molucular del componente.

C_{pi} = Es el calor específico del componente.

$A = 8.33$, cuando C_{pi} está en (KJ/Kg °C).

$A = 1.99$, cuando C_{pi} está en (Btu/lb °F).

la ecuación (3.17), es un tipo de cálculo de la regla Kay. EL C_p , es el calor específico de cada componente a la temperatura promedio del gas en la etapa de compresión.

Para la mayoría de los cálculos de la relación de calores específicos, puede usarse la Figura (3.7) la temperatura que se emplea es la temperatura promedio entre las condiciones de succión y de descarga. Si se conoce únicamente la densidad relativa del gas, recuerde esto:

$$M = (\text{densidad relativa del gas} \times \text{peso molecular del aire})$$

$$\text{Peso molecular del aire} = 28.96$$

Para la mayoría de los gases naturales, $k = 1.25 - 1.27$. Esto puede ser empleado para los cálculos de planeación. Sin embargo, se observan gases donde k es tan alta como 1.40. Si se duda, se puede utilizar la ecuación (3.17).

III.5.3 TEMPERATURA REAL DE SALIDA

La temperatura T_2 realmente deberá ser más alta que la calculada anteriormente. Algunas de las ineficiencias en la compresión, son debidas al incremento de la temperatura del gas. Esta eleva la carga de calor en un enfriador posterior o en un enfriador inter-etapa, usado en la unidad. La elevación de temperatura depende del funcionamiento del compresor. Sin embargo, como regla general, la ΔT real es poco más o menos del 10 al 15% más alta que la ΔT teórica.

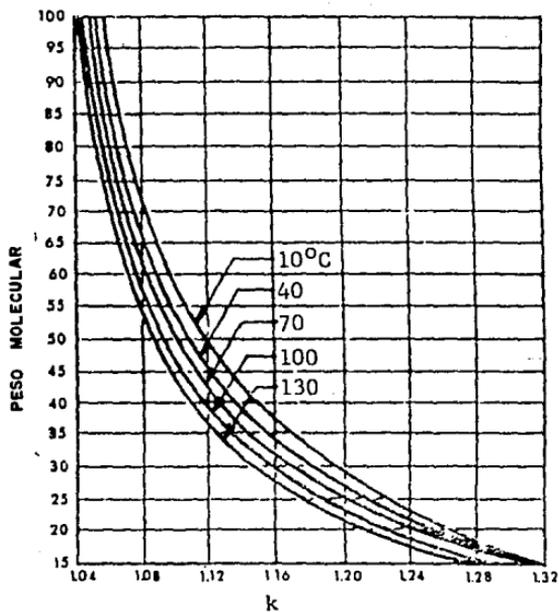


FIG. 3.7

RELACION DE CALORES ESPECIFICOS (K) VS EL PESO MOLECULAR.

GRAFICA TIPICA PARA GASES NATURALES.

La temperatura de succión para la siguiente etapa depende de la efectividad del enfriador inter-etapa, si éste es usado. Para un enfriador con -- aire ésta temperatura podría ser alrededor de 14 - 16 °C mayor que la temperatura del bulbo seco usado en el diseño. Para un enfriador de agua ésta -- temperatura podría ser alrededor de 12 - 14 °C, más grande que la temperatura del bulbo húmedo.

III.5.4 CALCULO DE LA POTENCIA A PARTIR DE LA ENTAPIA.

La ecuación general cuando se usa la Δh es:

$$KW = \frac{(\text{masa de gas por hora}) (\Delta h \text{ por unidad de masa})}{(E) (\text{Factor de conversión de energía})} \dots\dots (3.18)$$

El producto de los dos términos en el numerador será:

Δh /hora.

Las unidades comunes de las cantidades, son mostradas en seguida:

| | <u>SISTEMA INGLES</u> | |
|------------------|-----------------------|--|
| masa | lb , lbmol | |
| Δh | Btu/lb , Btu/lbmol | |

Uno puede encontrar los caballos de potencia al freno, a partir de los KW, (Kilowatts), recordando que:

$$1 \text{ BHP} = 0.746 \text{ KW}$$

Generalmente los gastos de gas son expresados en volúmenes estandar, -- por unidad de tiempo.

Dentro de las conversiones de Δh para la potencia, los siguientes --- factores de conversión son convenientes:

$$1 \text{ HP} = 0.746 \text{ KW} = 2685 \text{ KJ/hr} = 2545 \text{ Btu/hr.}$$

$$1 \text{ KW} = 1.34 \text{ HP} = 3600 \text{ KJ/hr} = 3412 \text{ Btu/hr.}$$

III.5.5 CALCULO DE LA POTENCIA A PARTIR DE LOS VALORES DE " K " .

Uno puede usar la forma integral $\int v \, dP$ de la ecuación de energía básica para encontrar los requerimientos de potencia. Las derivaciones suponen gas ideal y adicionalmente una corrección por compresibilidad.

La ecuación final es:

$$\text{KW/etapa} = \left(\frac{A}{E} \right) \left(\frac{k}{k-1} \right) \left(Q_g \right) \left(\frac{T_1}{T_s} \right) \left(CR^m - 1 \right) \left(z_a \right) \dots (3.19)$$

Donde:

SISTEMA INGLES

| | |
|---------------------------------------|---------------|
| A = Factor de conversión | 32.82 |
| Q_g = Gasto de gas | MMpc/d |
| T_1 = Temperatura de succión | °R |
| T_s = Temperatura base | °R |
| CR = Relación de compresión por etapa | Sin dimensión |
| $m = (k - 1)/k$ | " |
| $k = (C_p/C_v)$ | " |
| $z_a = (z_1 + z_2)/2$ | " |

Algunas veces el valor de z_a , se obtiene de la expresión siguiente ---
 $(z_1 + z_2) / 2 z_1$; como la mejor aproximación al dato real. Sin embargo, -
la media aritmética consistentemente nos da valores reales. El valor de z -
puede ser encontrado por diversos métodos, o bien de la Figura (3,8).

Una compresión real es alguna veces descrita como politrópica, para --
distinguirla de una compresión teórica. Una ecuación semejante a la (3.19)
puede ser escrita, en la cuál la eficiencia es eliminada. El exponente " k " --
es reemplazado por un exponente " n ". El cuál es ajustado para reflejar --
la eficiencia. Dicho de otra manera " n " , es encontrado empíricamente uti-
lizando el comportamiento de un compresor real y suponiendo que $E = 1.0$.

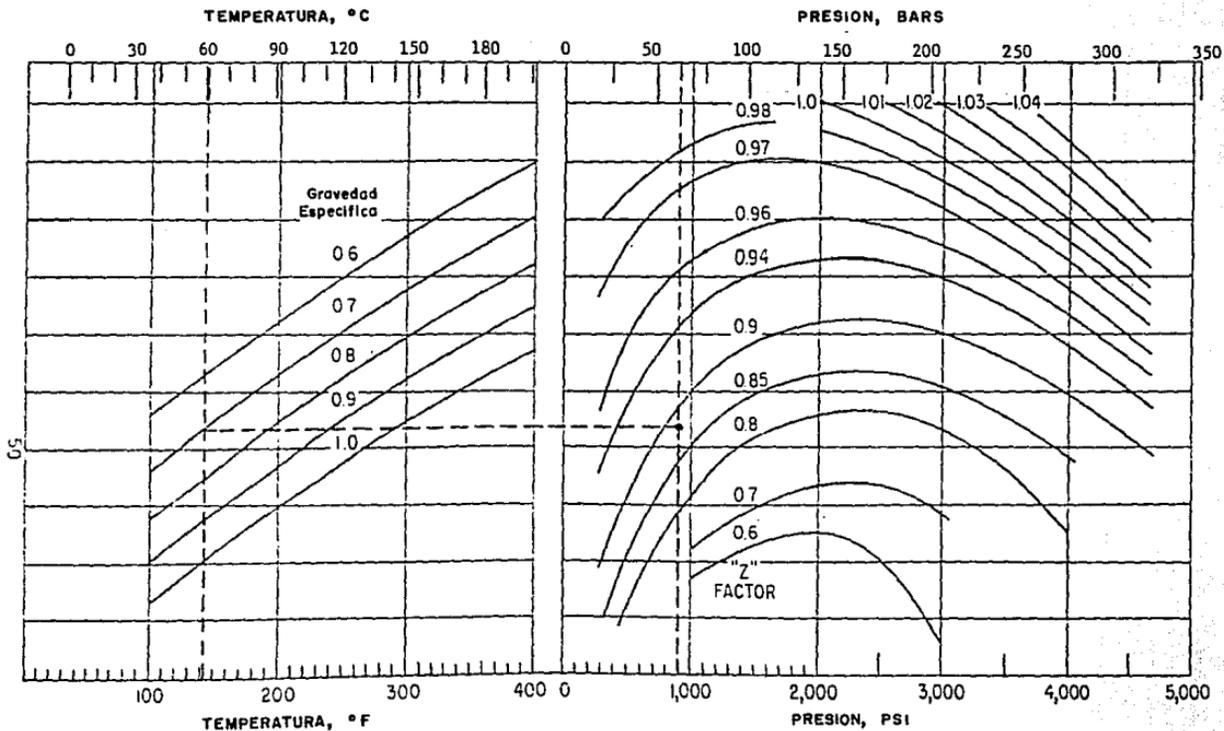


FIG. 3.8

GRAFICA PARA ESTIMAR LA COMPRESIBILIDAD DEL GAS.

III.5.6 EFICIENCIA VOLUMETRICA

En la Figura (3.4), se muestra el comportamiento general de un cilindro reciprocante. El volúmen del nuevo gas que entra al cilindro (BC), es menor que la cantidad de gas que pudo entrar (ABC), debido a la expansión del gas atrapado entre el pistón y la base del cilindro. Este volúmen ----- máximo es llamado " volúmen de desplazamiento (V_d) ". La relación del --- volúmen real que entra (V_1), sobre V_d es llamada EFICIENCIA VOLUMETRICA. .

La ecuación que relaciona a las variables que afectan la eficiencia --- volumétrica es:

$$E_{vz} = \frac{V_1}{V_d} = 0.96 + (C - L) - (C) * (CR)^{\frac{1}{k}} \left(\frac{z_1}{z_2} \right) \quad (3.20)$$

Donde:

E_{vz} = eficiencia volumétrica, en (fracción).

C = (V_c/V_d) = espacio muerto, expresado en (fracción).

CR = relación de compresión.

V_1 = volúmen de gas por unidad de tiempo a condiciones de succión.

V_d = desplazamiento del pistón por unidad de tiempo.

L = $CR/100$, donde CR = es la relación de compresión por etapa -- para velocidades de 200 a 500 rpm.

L = $CR/50$, donde CR = es la relación de compresión por etapa -- para velocidades mayores a 500 rpm.

El valor del espacio muerto (C), de la ecuación (3.20), se expresa como fracción. Como se ve en la Figura (3.4), es el volúmen de espacio --

muerto (V_c), dividido por el desplazamiento del pistón (V_d). Este número puede variarse a voluntad.

El número 0.96, en la ecuación (3.20), es un número razonable para cualquier pérdida de eficiencia debida a las válvulas y orificios, pérdidas debidas al empaque del vástago del pistón, etc. Este número representa un promedio práctico y puede ser tan bajo como 0.93 para muchas unidades que usan anillos lubricados. Si no se le da servicio de lubricación a la unidad, las pérdidas de eficiencia pueden ser del doble.

El volúmen V_1 , es el gasto en la válvula de succión de una etapa dada, a la presión P_1 y a la temperatura T_1 reales en ese punto del sistema.

$$V_1 = V_s \left(\frac{P_s}{P_1} \right) \left(\frac{T_1}{T_s} \right) (z_1) \dots\dots\dots (3.21)$$

Donde:

V_1 = es el volúmen/minuto de gas a P_1 y T_1 (condiciones de succión).

V_s = gasto de gas a P_s y T_s (condiciones standar).

z_1 = factor de compresibilidad a P_1 y T_1 .

El volúmen desplazado depende del área del pistón, de la carrera del pistón, de la velocidad de éste y de si el cilindro es de simple o de doble acción.

$$V_d = (A) (d^2) (\text{carrera}) (\text{rpm}) (\text{factor}) \dots\dots (3.22)$$

Donde:

V_d = volúmen desplazado/minuto.

A = factor de conversión.

INGLES

pie³/min

0.000454

carrera = carrera del pistón.

factor = 1.0 para cilindros de simple acción y poco menos de 2.0 para cilindros de doble acción (debido al volúmen del vástago del pistón). Un valor de 1.9, es frecuentemente usado para propósitos de planeación.

rpm = revoluciones de la flecha de propulsión por minuto.

La ecuación (3.20), es una representación muy exacta del funcionamiento del cilindro. Si V_1 (el gas disponible para compresión), cambia, --- el valor del lado derecho de la ecuación tendrá que cambiar para preservar la igualdad mostrada. Si no se usa un control para mantener balanceada la ecuación, CR cambiará como sea necesario. Puesto que, generalmente, la presión de descarga es de antemano fijada, se intenta que la presión de succión varíe automáticamente.

La ecuación (3.20), puede usarse para encontrar el diámetro del ---- cilindro. Con todas las otras variables fijas, ésta ecuación puede resolverse para V_d . Luego se resuelve la ecuación (3.22), para d^2 , y de éste modo obtener el diámetro del cilindro d . El diámetro del pistón está ---- limitado por el cilindro, el vástago, y el seguro o chaveta de carga especi ficados por el fabricante.

III.5.7 CARGAS DEL VASTAGO, DEL SEGURO Y DEL CILINDRO.

Cargas del vástago, del seguro y del cilindro; no importa el nombre --- usado, se refiere al máximo esfuerzo que puede aplicarse sobre la "conexión más debil" del mecanismo de transmisión. Este variará con la máquina. ---- Puede ser el vástago, el seguro de cruceta o el cilindro. Este esfuerzo ---

puede ser diferente en compresión o en tensión. La ecuación aplicada es la siguiente:

$$\begin{array}{ll} \text{Compresión} & L_c = (A_h)(P_2) - (A_c)(P_1) \\ \text{Tension} & L_t = (A_c)(P_2) - (A_h)(P_1) \end{array} \quad (3.23)$$

Donde:

L = es la carga (en unidades de fuerza).

A_h = área del pistón (en la cabeza).

A_c = área efectiva al final del vástago (área del pistón - área del vástago).

P_1 = presión de succión.

P_2 = presión de descarga.

En cualquier servicio es crítico que éstas cargas no sean excedidas.

III.5.8 CONTROL DE COMPRESORAS RECIPROCANTE

Un cilindro recíprocante es un dispositivo de desplazamiento positivo. Una , o más, de las variables de la ecuación (3.20), tendrá que ser --- cambiada para lograr un cambio en la capacidad de gas. Los mecanismos ---- básicos son:

- 1.- Presión de succión. (La presión de descarga, generalmente, no es disponible).
- 2.- Variación del espacio muerto.
- 3.- Cambios en las rpm.

4.- Válvulas de descarga.

5.- Desviación del gas alrededor del compresor.

Todos éstos factores han sido usados con éxito.

Presión de succión. Puede ser disminuida, siempre que los límites de carga no sean excedidos, para disminuir la capacidad.

Variación del espacio muerto. Esta variación puede ser por el ---- volúmen del empaque del propio cilindro, el empaque a los lados ---- del émbolo, o el espacio muerto externo dentro del cilindro.

Cambios en las rpm. Cambiando la velocidad varía V_d . Pero no es -- conveniente (o frecuentemente deseable), usar cambios de veloci--- dad como un dispositivo de control básico con motores de dos ciclos, particularmente turbocargados. Una ventaja del motor de cuatro ---- ciclos, es el hecho de que un regulador puede ser usado efectivamen--- te para cambiar la velocidad dentro de un amplio rango. Un motor --- eléctrico D-C ofrece buena flexibilidad en el control de la veloci--- dad. Con un motor A-C se usa un control de frecuencia.

Válvulas de descarga. Uno de los lados del cilindro de doble acci--- ón, o un cilindro completo, puede sacarse de servicio. Esto ha sido --- práctico con éxito, pero debe hacerse con toda precaución, ya que puede provocar un desgaste excesivo de la cruceta y otros proble--- mas mecánicos.

Desviación del gas. Una porción del gas a alta presión puede des--- viarse y regresar hacia dentro de la línea de succión, reduciendo -- la capacidad neta. Esto, además, provocará un incremento en la ---- temperatura de succión del gas, si éste no ha sido enfriado. Si ---- descuidamos esto, la temperatura de succión puede volverse excesi --- va.

En todos éstos conceptos mencionados, anteriormente se puede utilizar una serie de controles mecánicos. Una serie de controles más sofisticados ha sido desarrollada usando componentes electrónicos.

III.5.8.a PROTECCION DE PARO

Protección de paro. Existen una gran cantidad de fallas, las cuáles -- detendrían la unidad en cualquier momento; éstas incluyen: (1) velocidad, -- (2) vibración excesiva, (3) baja presión del aceite lubricante, (4) alta temperatura del agua de la camisa, (5) temperatura de descarga del gas anormal-- (6) presiones de descarga o de succión anormales, (7) alta temperatura de los cojinetes.

III.5.8.b MANTENIMIENTO Y VIGILANCIA DEL COMPRESOR

Muchos operadores han encontrado que la vigilancia de rutina y el monitoreo continuo o en períodos regulares dan buenos resultados, particularmente en grandes instalaciones. Analizadores electrónicos han comprobado su utilidad para este propósito; proporcionando información de: Potencia en todos-- los cilindros, rpm, eficiencia volumétrica, puntos de vibración y regulación, información sobre ignición, e información de presión - volumen. Tal información es de mucha utilidad para el mantenimiento del compresor, sobre todo -- mantenimiento de tipo preventivo.

El torque puede ser medido directamente o por un sistema electromecánico que no implique un contacto directo. Esto es deseable para minimizar el tener que desmontar, inspeccionar y limpiar los componentes del compresor. Ya que--

es costoso, y además se corre el riesgo de ensamblar mal el compresor, usar refacciones impropias, dejar polvo o lodo dentro de los cojinetes, etc., etc.

III.5.8.c VIBRACION Y PULSACION

El flujo de gas en régimen variable es muy común en las compresoras de tipo recíprocante, el cual se origina mientras los pistones se mueven hacia atrás y hacia adelante. La pulsación del flujo causa un decremento en la --. eficiencia de operación y variaciones en la capacidad de flujo hasta del 5%.

Cualquier pulsación excesiva es comúnmente resultado de la resonancia acústica o de la propagación de ondas de interferencia dentro de la tubería. Se produce vibración cuando la frecuencia de una pulsación coincide con la frecuencia resonante de la tubería. Estos efectos no han sido examinados a fondo, por lo que es recomendable continuar con los estudios en esta área. Los métodos analíticos no son muy adecuados.

III.6 COMPRESORAS CENTRIFUGAS

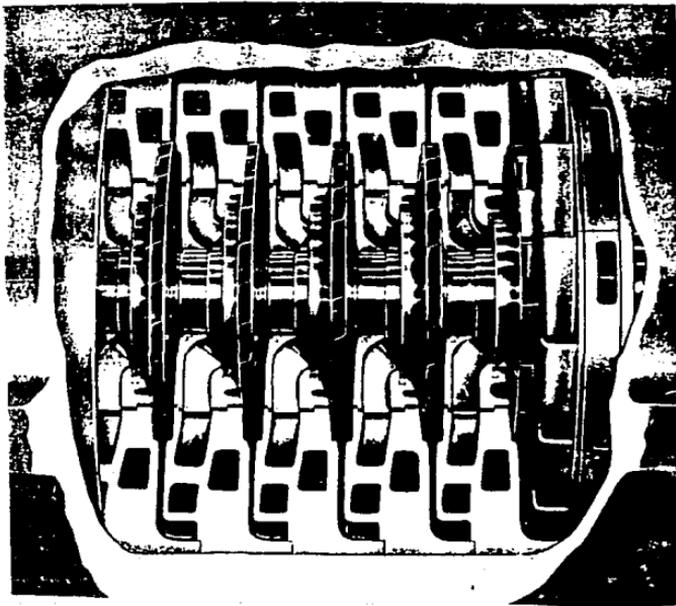
Compresoras centrífugas.- La función principal de una compresora centrífuga, es aumentar la presión del gas que fluye a través de ella. Este aumento de presión se lleva a cabo mediante la conversión de la energía en forma de velocidad a energía en forma de presión, acelerando el gas conforme éste fluye radialmente hacia afuera desde la entrada. Las compresoras centrífugas, consisten de un impulsor y una caja o carcasa. El impulsor imparte energía al fluido por la fuerza centrífuga, y debido a que su principio de operación es simple, hace que sea uno de los tipos de máquinas más sencillas para comprimir el gas. Las compresoras centrífugas generalmente presentan etapas múltiples, para permitir la obtención de altas presiones de salida. En la operación de etapas múltiples, el gas deja el difusor y entra a un diafragma que contiene álabes, los cuales dirigen el gas hacia el ojo del siguiente impulsor. La transferencia de energía al gas, conforme este se comprime, origina que se caliente, por lo cual pueden colocarse canales de enfriamiento entre una etapa y otra.

Las compresoras centrífugas, se han vuelto muy populares porque ofrecen más potencia por unidad de peso y son esencialmente de vibración libre. Esto las hace particularmente atractivas para localizaciones costa - afuera o donde la transportación aérea a localizaciones remotas es necesaria. El costo inicial normalmente es menor que para un compresor recíprocante, pero la eficiencia del compresor centrífugo es también menor, no obstante los costos de operación pueden ser más altos.

Los mismos principios termodinámicos gobiernan su comportamiento. Las mismas ecuaciones usadas para los compresores recíprocantes, también se -

aplican a todos los otros tipos, incluyendo a los compresores centrífugos; solamente la eficiencia (E), varía.

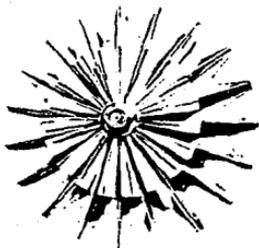
La Figura mostrada abajo es un corte de un compresor centrífugo, que utiliza rodets impulsores cerrados de álabes inclinados hacia atrás, del tipo más común que se utilizan en operaciones del transporte del gas natural.



La forma del laminado de los álabes del rodete impulsor, afecta la ---
forma de las curvas características de comportamiento, el rango de operación

y la eficiencia del compresor centrífugo. En la Figura de abajo, se muestran tres tipos de álabes del rodete impulsor.

Los rodetes impulsores cerrados se usan en casi todos los servicios, - que conciernen al transporte del gas natural.



a) Impulsor Abierto de Alabes Radiales.



b) Impulsor Cerrador con Alabes Hacia Atras.



c) Impulsor Abierto con Alabes Hacia Atras.

III.6.1 REQUERIMIENTOS DE POTENCIA

Cualquiera de las ecuaciones usadas para compresores recíprocos, -- pueden ser usadas para compresores centrífugos, siempre que la relación de - compresión por etapa sea apropiada para la máquina en cuestión y una eficiencia (E), conveniente sea usada.

La mayor parte de los vendedores usan una ecuación de la forma general a la ecuación (3.19), puesto que ésta forma fué tradicional para bajas -- presiones de descarga. Usando éstas ecuaciones se tendrá que ser cuidadoso,

cuándo se use el término de eficiencia. Algunas veces un fabricante puede usar una eficiencia politrópica (E_p), en lugar de una eficiencia isentrópica, que es la que se ha usado en todas las ecuaciones adjuntas. Esto puede causar confusión. La justificación para la eficiencia politrópica, es que es independiente del comportamiento del rodete impulsor, de como éste es afectado por la relación de compresión y de las propiedades del gas. Como se advirtió previamente, el exponente "n", es usado en casos politrópicos en lugar de "k". La definición de la eficiencia politrópica es:

$$E_p = \frac{n/(n-1)}{k/(k-1)}$$

La Figura (3.9), nos permite relacionar la eficiencia politrópica (E_p), con la eficiencia isentrópica (E). Para bajas relaciones de compresión por etapa, frecuentemente usadas para compresoras centrífugas, la corrección puede ser mínima. La corrección será más pronunciada para los casos donde la eficiencia politrópica es usada, como en compresores recíprocos. Siempre se debe de estar seguro de cuál eficiencia se está usando.

En términos de eficiencia isentrópica, se puede escribir una forma equivalente a la ecuación (3.19), que es similar a una ecuación muy frecuentemente citada por los vendedores de compresoras:

$$HP = \frac{(W_1)(z_a)(R)(T_1)}{(E)(M)(m)(\lambda)} \left[\left(P_2/P_1 \right)^m - 1 \right] \dots (3.24)$$

Donde:

INGLES

HP = Es la potencia al freno (o en la flecha)

--

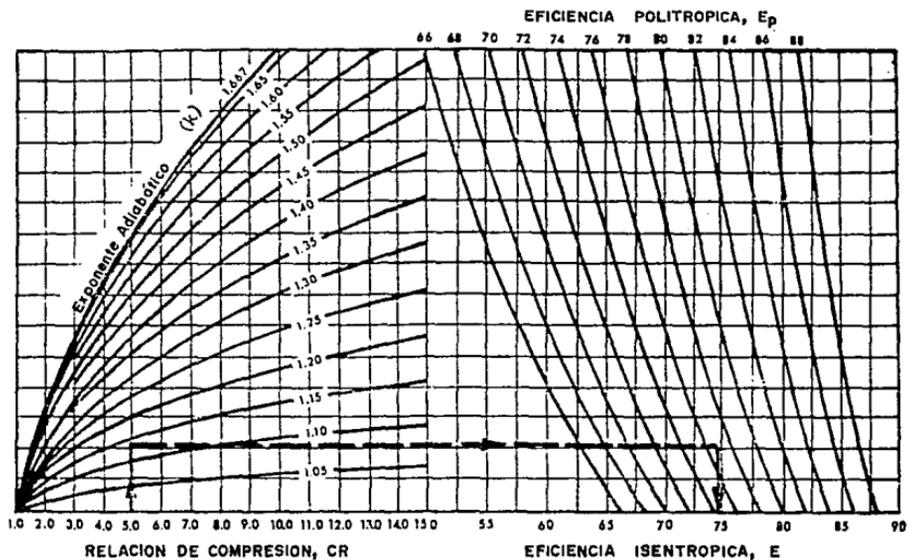


FIG. 3.9

COMPARACION DE LA EFICIENCIA ISENTROPICA Y LA EFICIENCIA POLITROPICA.

INGLES

| | |
|-------------------------------------------|----------------------|
| W_1 = gasto másico de gas. | lb _m /min |
| z_a = compresibilidad promedio del gas. | |
| R = constante de los gases. | 1544 |
| T_1 = temperatura de succión del gas. | °R |
| $m = (k-1)/k$. | ---- |
| M = peso moléculal del gas. | ---- |
| (P_2/P_1) = relación de compresión. | ---- |
| A = factor de conversión. | 44253 |

Estos cálculos deberán de ser hechos por etapa, puesto que algunos de los términos en la ecuación (3.24), varían en cada etapa. Se puede demostrar que las ecuaciones (3.19), y (3.24), son equivalentes algebraicamente.

La eficiencia (E), a usar cambia con la relación de compresión y el servicio. En servicio de ductos, en relaciones de compresión de hasta 2.0, la eficiencia isentrópica puede ser de 0.8 a 0.83 . En servicios de compresión de gas, la eficiencia puede ser de alrededor de 0.77 para una relación de compresión de 1.5 . Para una relación de compresión de 3.5 , la eficiencia puede ser de alrededor de 0.7 . Para propósito de planeación, $E = 0.73$, es un buen número, para dichos cálculos.

III.6.2 NUMERO DE ETAPAS Y VELOCIDAD

Así como con bombas centrífugas, ha sido tradicional representar la presión de descarga por etapa en términos de carga estática. Esta carga ----

puede ser convertida a presión multiplicando por la densidad del fluido. --

Las siguientes conversiones son útiles:

$$\Delta P \text{ (KPa) } = 0.0098 \text{ (H) (} \rho \text{) .}$$

$$\Delta P \text{ (psia) } = 0.00694 \text{ (H) (} \rho \text{) .}$$

Donde:

H = carga del fluido.

ρ = densidad del fluido.

INGLES

pies

lb_m / pies³

Desde luego, si la densidad varía a través de la unidad dada, se tendrá que usar una densidad promedio.

La carga máxima a través del impulsor depende de los límites mecánicos. Un compresor centrífugo no es un dispositivo de desplazamiento positivo. El gas entra por el centro u " ojo " ; entonces la rotación del impulsor imparte energía cinética a éste gas, el cual es entonces arrojado a un extremo. -- Como ésta velocidad es reducida, se incrementa la presión. Si la presión se incrementa en exceso, el gas puede fluir de regreso al espacio muerto entre el impulsor y la carcasa.

Para la mayor parte de los diseños comunes, la carga máxima es de 2,900 metros, por cada rodete impulsor. Conociendo el total de carga necesitada a través de la unidad, puede usarse este valor de 2,900 metros para encontrar el número de etapas. La siguiente ecuación es útil:

$$\text{No. de etapas} = \frac{(z_a)(R)(T_1)}{(H)(M)(m)} \left[\left(P_2/P_1 \right)^m - 1 \right] \dots\dots (3.25)$$

Donde:

INGLES

| | | |
|-------------|-------------------------------------------|-----------|
| z_a | = Es la compresibilidad promedio del gas. | --- |
| R | = Es la constante general de los gases. | 1544 |
| T_1 | = Es la temperatura de succión. | °R |
| H | = Es la carga máxima. | 9500 pies |
| M | = Es el peso molecular. | --- |
| m | = $(k - 1)/k$. | --- |
| (P_2/P_1) | = Es la relación de compresión por etapa. | --- |

La ecuación (3.25), es una aproximación, ya que T_1 y z_a , varían en cada etapa.

El aumento de temperatura en el compresor se puede estimar con las ecuaciones mostradas para compresores reciprocantes. Se puede necesitar un enfriador o una serie de enfriadores inter-etapa para reducir el incremento de la temperatura. En algunas instalaciones es factible usar inyección de rocío entre etapas, de modo que el agua o algún otro fluido puede inyectarse directamente dentro de la corriente de gas. Los problemas potenciales que acarrearía ésta técnica son obvios.

Puede circularse agua a través de los diafragmas entre etapas. El enfriamiento está limitado por el área y espesor de la pared de metal. El enfriamiento externo es la mejor forma de enfriamiento. El gas es expulsado de la carcasa (funda del impulsor), externamente enfriado y luego readmitido.

La carga máxima es fijada por la velocidad permisible de la periferia del rodete impulsor (velocidad periférica). Esta raramente excede de

240 m/s , para rodetes impulsores cerrados con álabes inclinados hacia --- atrás. La velocidad rotacional es fijada por la velocidad periférica y el diámetro del impulsor. La ecuación apropiada para encontrar ésta velocidad es:

$$N \text{ (rpm)} = \frac{A}{d} \left[\frac{H}{\mu} \right]^{0.5} \dots\dots\dots (3.26)$$

Donde:

| | |
|---------------------------------------|---------------|
| | <u>INGLES</u> |
| A = Es una constante. | 1,300 |
| d = Es el diámetro del impulsor. | pulg. |
| H = Es la carga por etapa. | pies |
| μ = Es el coeficiente de presión. | 0.55 - 0.60 |

De este modo, a mayor diámetro de impulsor, menor será la velocidad -- rotacional.

Para compresores centrífugos:

- 1.- La carga varía con el cuadrado de las rpm.
- 2.- El gasto varía directamemente con las rpm (dependiendo de la relación de compresión).
- 3.- La potencia varía con el cubo de las rpm.

III.6.3 OLEAJE Y ESTRANGULACION

El oleaje ocurre a una cierta capacidad mínima, para cada velocidad, -- dando como resultado una operación inestable. A ésta capacidad el compresor

no satisface la presión de descarga, así que ocurre una serie de cambios - en el sentido de flujo. El oleaje ocurre porque el compresor alternativa- mente entrega el gas en la descarga y el sistema lo regresa. En una etapa dada, la cantidad de oleaje es un tanto proporcional al peso molecular del gas.

La estrangulación (efecto " stonewall "), limita la capacidad del - compresor. Esta condición es causada por la limitación del gasto de gas -- a través del " ojo " del primer impulsor. Este flujo es siempre más alto - que el de diseño y usualmente no ocurre debajo del 115 - 120% , de la capa cidad nominal. La velocidad máxima es limitada por el número Mach (veloci dad del sonido), del gas. Teóricamente, el efecto de estrangulación ocu- rriría a éste valor, pero es usual en la práctica limitar la velocidad --- máxima de diseño a 0.80 - 0.90 del número Mach. El gas comprimido más lige ro, donde la estrangulación ha sido un problema significativo, es el pro- pileno. El propano, el butano y el freón tienen velocidades Mach de alrede - dor de 200 m/s a -40 °C. Cuando los gases comprimidos son más ligeros que el propano, la estrangulación no es de interés práctico.

III.6.4 CURVAS CARACTERISTICAS

La Figura (3.10), muestra la forma típica de una curva característi - ca para un compresor centrífugo de simple etapa. La línea que limita la -- estabilidad es donde ocurre el oleaje. Por lo tanto, se tendrá que operar del lado derecho de ésta línea.

Nótese que a unas rpm dadas, la carga puede no variar mucho con el -- gasto de gas. Es por esto, que un compresor centrífugo es llamado algunas -

veces " dispositivo de carga constante ". Esto afecta el control para la -
variación de gastos. Cuando el flujo decrece, esto no es un problema hasta
que se acerca a la línea de oleaje, si esto sucede, entonces se puede redu
cir la velocidad o desviar cierto volumen de gas para mantener artificial-
mente el gasto arriba de la línea de oleaje. No se puede diseñar un siste-
ma de control, sino hasta que se tenga la curva característica de la uni--
dad indicada.

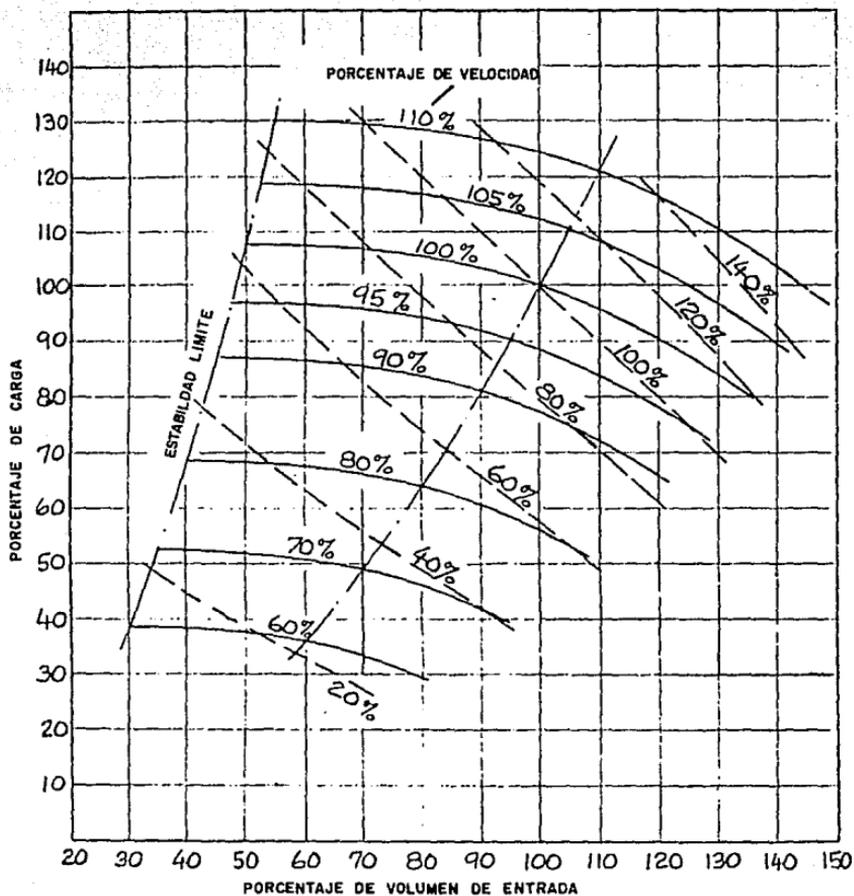


FIG. 3. 10

COMPORTAMIENTO CARACTERISTICO DE UN COMPRESOR CENTRIFUGO DE SIMPLE ETAPA.

III.7 COMPRESORAS AXIALES

Compresora axiales.- Recientemente las compresoras de tipo axial, han tenido aceptación en la industria. Son recomendables para manejar --- grandes volúmenes de gas. Presentan una eficiencia aproximadamente del 10% mayor que la eficiencia de las compresoras centrífugas equivalentes. Este tipo de compresoras, están diseñadas sobre la base de que, la mitad del -- aumento de presión ocurre en la hoja del rotor, y la otra mitad en la hoja del estator.

Un compresor axial, es similar en principios a un compresor centrífugo, tiene una serie de álabes girando (rotores), y otra serie de álabes fijos (estatores). Alrededor de la mitad de la presión levantada por el compresor es realizada por los rotores y la otra mitad de presión es levantada por los estatores.

Los rotores al girar adicionan energía cinética al gas, luego cada -- hilera de estatores convierte la energía cinética a presión y actúan como difusores para que el gas fluya a la siguiente hilera de rotores. Los estatores también sirven como tóberas o boquillas para guiar el gas dentro de la siguiente hilera de rotores. Cada etapa consiste en una hilera de rotores y una hilera de estatores. Casi siempre se necesitan alrededor de dos etapas en un compresor axial, por cada etapa necesitada en un compresor -- centrífugo.

El compresor axial es usado principalmente cuando el gasto de gas es superior a $100,000 \text{ m}^3/\text{hr.}$, a condiciones de succión, y la presión de des-- carga se encuentra entre 520 psia y 600 psia o menos.

Dentro del rango de 100,000 - 200,000 m³/hr., existe un traslape --- entre los dos tipos de compresoras (centrífugas y axiales). La elección dependerá de la presión y de otros factores.

Un compresor axial, tiende a tener una eficiencia más alta que un -- compresor centrífugo, alrededor de un 8 - 10% más alta. Además, éste es -- más compatibles con una turbina de gas que el compresor centrífugo, con -- respecto a la carga impulsada. Para grandes gastos de gas y presiones me-- dias, las compresoras axiales ofrecen una excelente alternativa en relaci-- ón a las compresoras centrífugas.

Los compresores axiales, pueden ser controlados por velocidad, desviación de gas, succión estrangulada de gas o variando el ángulo de los --- álabes. Como se observa en la Figura (3.11), el compresor de tipo axial, es un dispositivo de carga menos constante que un compresor centrífugo --- (que es un dispositivo de carga constante).

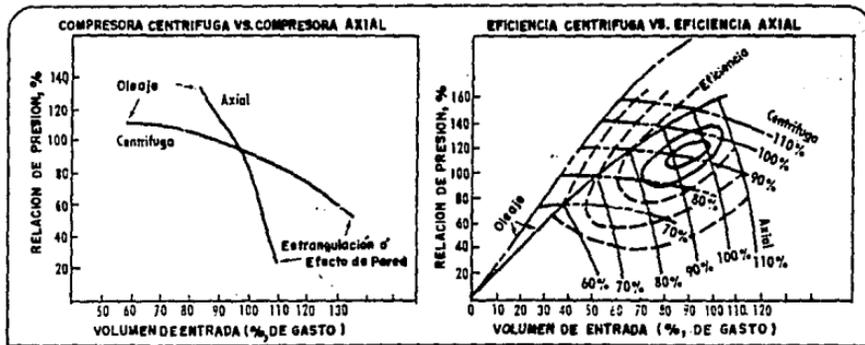


FIG. 3.11 COMPARACION DE ALGUNOS FACTORES DE LAS COMPRESORAS DE TIPO AXIAL VS. LAS COMPRESORAS CENTRIFUGAS.

III.8 COMPRESORAS ROTATORIAS

Las compresoras rotatorias, son máquinas de desplazamiento positivo.- Este tipo de compresoras son usadas en refrigeración y para pequeños volúmenes de gas. Su control es el mismo que para las compresoras reciprocantes.

Un compresor rotatorio, es similar a una bomba rotatoria. Su uso es limitado para casos especiales, así que no las discutiremos en detalle.

III.9 COMPRESORAS TIPO TORNILLO

En circunstancias propias, la compresora tipo tornillo es una excelente opción. Esta compresora está compuesta de rotores macho y hembra, los cuales engranan para comprimir el gas.

El rango de aplicación de estas compresoras, se traslapa con los rangos de aplicación de las compresoras centrífugas y reciprocantes, como se muestra en la Figura (3.12). La compresora de tornillo es compacta, no tiene los problemas de pulsación de una unidad recíprocante y tiene los requerimientos fundamentales de un compresor centrífugo. Su eficiencia es comparable a la de un compresor recíprocante, para relaciones de compresión comunes.

En la parte superior de su rango de aplicación, alrededor de los 300 m³/min., el compresor de tornillo tiene un comportamiento comparable al de un compresor centrífugo y representaría cerca de la mitad del costo de un compresor centrífugo.

Por todas éstas razones, el compresor de tipo tornillo debería de ser considerado para más aplicaciones. Este tipo de compresor ha sido usado, - por ejemplo en algunos sistemas de refrigeración mecánica costa - afuera.

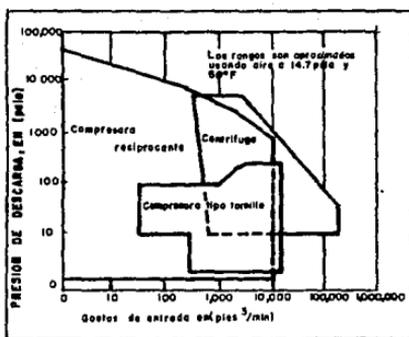


FIG. 3.12

ESTA FIGURA MUESTRA LOS RANGOS DE APLICACION DE LAS COMPRESORAS RECIPROCANTES, CENTRIFUGAS Y DE LAS COMPRESORAS TIPO TORNILLO USANDO AIRE.

En las páginas anteriores se han señalado algunas de las muchas variaciones que afectan la selección de compresoras y motores - impulsores. -- Resumiremos a continuación algunos otros factores básicos para su consideración.

La opción usual es centrífugas vs. reciprocantes. La unidad básica a consideración es una combinación de turbina de gas - compresora centrífuga o una unidad toda reciprocante. Es posible sin embargo, impulsar un compresor reciprocante con una turbina de gas usando un reductor de velocidad. - La decisión se basa en las necesidades del proceso, costos de capital y -- costos de operación. Una buena decisión final balanceará estas consideraciones. Es impráctico aquí " pesar " todas las variables involucradas. ----- Resumiremos a continuación algunas de las mayores consideraciones en esta - evaluación.

1.- Peso.

Los dispositivos rotatorios son mucho más ligeros por unidad de potencia de salida. Ellos también - poseen una menor vibración. El bajo peso disminuye los problemas de transportación, particularmente a áreas remotas. Esto también minimiza costos en plataformas marinas. Los pesos mostrados abajo ilustran un rango general para varios paquetes de compresoras completos, en el rango de 2900 - 12000 HP

Turbina Aircraft - compresor centrífugo.

6.7 - 7.5 Kq/HP

Turbina de gas industrial - compresor centrífugo. 9.7 - 22.4 Kg/HP
Compresor integral. 28.3 - 38.8 Kg/HP

2.- Costo inicial.

Los compresores centrífugos, usualmente tienen un costo capital menor en comparación con una compresora recíproca.

3.- Eficiencia.

La eficiencia total de una unidad recíproca, es más alta que la de una unidad centrífuga, --- aproximadamente en un 15 - 17%.

4.- Consumo de combustible.

Las unidades integrales para tareas pesadas seguramente tienen la eficiencia de combustibles más grande, es decir tienen el mínimo consumo de combustible. La siguiente comparación es típica:

| | |
|-----------------------------------------------|-----------------------|
| Unidades integrales a velocidad baja y media. | 8700 - 13400 KJ/KW-h |
| Unidades recíprocas a alta velocidad. | 13400 - 19000 KJ/KW-h |
| Turbinas de gas. | 14000 - 20000 KJ/KW-h |

5.- Mantenimiento.

Los problemas de mantenimiento tienden a ser más rutinarios en máquinas recíprocas. Esto es principalmente un factor de experiencia. Con cuidadosa atención, el mantenimiento puede ser satisfactorio para una unidad centrífuga.

El resumen condensado de arriba indica que el tipo de unidad deberá --- de estar hecha para cubrir las necesidades. La tendencia hacia los equipos --- centrífugos, no hace necesariamente obsoletos a los equipos recíprocas. ---

Si el espacio y el peso no son factores de interés crítico, una unidad recíproca mostrará una ventaja positiva a altas relaciones de compresión. Para una relación de compresión mayor de 1.4 - 1.5 , la unidad recíproca, mostrará una ventaja positiva, particularmente en un proyecto de larga vida.

Una unidad recíproca de alta velocidad podría ser una buena selección para una potencia cercana a 134 HP. Arriba de 248 - 302 HP , una unidad integral de baja velocidad sería, probablemente, la elección adecuada , dentro de ésta clase. Consideraciones como: Valor de salvamento, mantenimiento, costos de combustible, vida proyectada y otras semejantes deberán de regir la selección de la unidad más apropiada.

Con las turbinas de gas, la selección está entre la de tipo " Aircraft " ligera y la turbina industrial. Las primeras son baratas, ligeras y son -- más accesibles para su mantenimiento. Históricamente, su confiabilidad no - ha sido tan grande, como para turbinas de gas industriales, pero recientemente los records de funcionamiento de las turbinas de tipo " Aircraft " , - han sido satisfactorios.

Las turbinas industriales son más resistentes y podrán tener períodos más largos de operación entre reparaciones. La turbina de tipo " Aircraft " , que usa gas como combustible, puede tener una reparación cada 20,000 horas de servicio, éste número es un buen dato para considerar una planeación.

III.11 CONTROL GENERAL DE COMPRESORES Y MOTORES - IMPULSORES

El concepto más importante es el acoplamiento del control de respuesta con el proceso de respuesta de la máquina. Cuanto mejor sea esto, el -- sistema de control trabajará adecuadamente. La selección final de un sistema de control, es que sea confiable y lo más simple posible. Los cambios -- de magnitud y frecuencia de carga deberán ser considerados para esta selección.

Para un dispositivo de desplazamiento positivo, tal como un compresor recíprocante, la Figura (3.12a), representa el sistema más simple posible el cuál puede ser satisfactorio. La válvula de contrapresión en la succión protege al equipo corriente arriba, de cambios en la presión de succión -- del compresor con cambios de carga. Es permitido disminuir la presión de -- succión para un gasto reducido, siempre y cuando éste no alcance el mínimo permitido por el fabricante. La válvula desviadora comienza a operar a una presión de succión ligeramente mayor a la presión mínima de succión, para prevenir cualquier declinación posterior de la presión de succión .

Recuerde que el gas desviado, si es frío forma hidratos en expansión, y si es caliente puede incrementar la temperatura de succión.

Este control más simple puede ser conveniente para cambios casuales, -- pero alguna previsión adicional puede ser necesaria para cambios grandes, -- superiores a los límites de éste sistema simple.

Aquí es donde el control de velocidad, cambios en el espacio muerto y

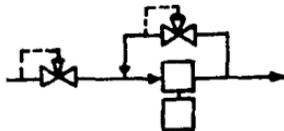
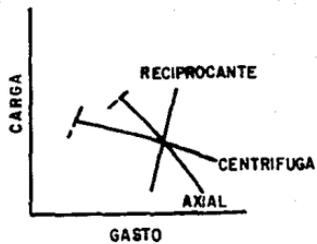


FIG-3. 12 a

SISTEMA DE CONTROL PARA UNA MAQUINA DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

descarga podrían usarse.

La Figura (3.13), muestra dos sistemas de control usados en motores reciprocantes que impulsan a los compresores reciprocantes y a los compresores centrífugos. Un control de velocidad y carga es usado en el sistema mostrado. Estos dos controles de velocidad y carga, representan dos alternativas adicionales.

**SISTEMA DE CONTROL DE CARGA Y VELOCIDAD
PARA UN MOTOR DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE**

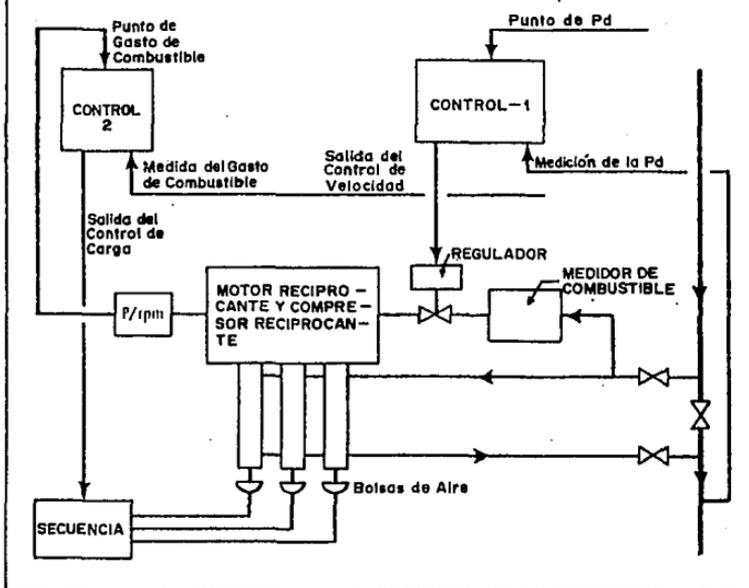


FIG. 3. 13 (a)

EJEMPLO DE SISTEMAS DE CONTROL DE CARGA Y VELOCIDAD, USADOS EN MOTORES RECIPROCANTE QUE IMPULSAN COMPRESORES RECIPROCANTE Y COMPRESORES CENTRIFUGOS.

**SISTEMA DE CONTROL DE CARGA Y VELOCIDAD
PARA UN MOTOR-IMPULSOR DE UN COMPRESOR CENTRIFUGO**

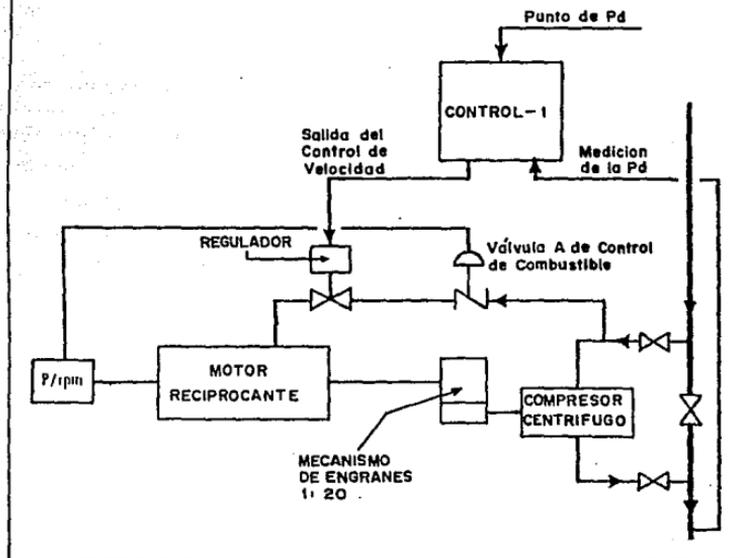


FIG. 3. 13 (b)

EJEMPLO DE SISTEMAS DE CONTROL DE CARGA Y VELOCIDAD USADOS EN MOTORES RECIPROCANTE QUE IMPULSAN COMPRESORES RECIPROCANTE Y COMPRESORES CENTRIFUGOS.

BOMBAS

Un equipo de bombeo, es un transformador de energía, recibe energía - mecánica que procede de un motor eléctrico, una turbina, etc., y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad.

El bombeo se puede definir como la adición de energía a un fluido, para moverse de un punto a otro. No es, como frecuentemente se piensa, la --- adición de presión. Porque la energía es la capacidad para realizar trabajo, adicionandola a un fluido, obliga a éste a hacer trabajo, normalmente fluyendo por una tubería o elevándose a un nivel más alto.

IV.1 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS

Las bombas se clasifican según dos consideraciones generales diferentes: (1) la que toma en consideración las características del movimiento de --- líquidos y (2) la que se basa en el tipo o aplicación específica para los cuales se ha diseñado la bomba. El uso de estos métodos de clasificación de las bombas causa una gran confusión.

Tomando en consideración las características del movimiento de líquidos, las bombas pueden ser subdivididas dentro de dos categorías generales: ----
Bombas de Desplazamiento positivo y Bombas Centrífugas.

Las bombas de desplazamiento positivo, pueden ser del tipo recíprocante o del tipo rotatorio.

Bombas recíprocantes.- Son unidades de desplazamiento positivo, las cuales descargan una cantidad definida de líquido durante el movimiento -- del pistón o émbolo a través de la distancia de la carrera del pistón. Sin embargo, no todo el líquido llega necesariamente al tubo de descarga, debido a fugas o arreglos de pasos de alivio que pueden evitarlo. Despreciando éstos, el volumen de líquido desplazado en una carrera del pistón o émbolo, es igual al producto del área del pistón por la longitud de la carrera.

Por lo tanto, la característica principal de una bomba de desplazamiento positivo, es que entrega una cantidad definida de líquido por cada carrera del pistón, o revolución de la pieza movable principal. El tamaño de la bomba, su diseño y las condiciones de succión influirán en la cantidad de líquido que entrega.

Bombas rotatorias.- Son máquinas de desplazamiento positivo, consisten de una caja fija que contiene engranes, aspas, pistones, levas, segmentos, tornillos, etc., que operan con un claro mínimo. En lugar de "aventar" -- el líquido como en una bomba centrífuga, una bomba rotatoria lo atrapa, lo empuja contra la caja fija en forma muy similar a como lo hace el pistón -- de una bomba recíprocante. Pero a diferencia de una bomba de pistón, la -- bomba rotatoria descarga un flujo continuo. Aunque generalmente se les considera como bombas para líquidos viscosos, las bombas rotatorias no se límitan a éste servicio solamente. Pueden manejar casi cualquier líquido que --

esté libre de sólidos abrasivos. Incluso pueden existir algunos sólidos -- duros en el líquido si una chaqueta de vapor alrededor de la caja de la -- bomba los puede mantener en condición fluída.

Dentro de las bombas rotatorias, existen diferentes tipos, como son:

- Bombas de leva y pistón.
- Bombas de engranes externos.
- Bombas de engranes internos.
- Bombas lobulares.
- Bombas de tornillo.
- Bombas de aspas.

Bombas centrífugas.- Por otro lado, una bomba centrífuga, es una ---- máquina que consiste de un conjunto de álabes rotatorios encerrados dentro de una cubierta o carcasa. Los álabes imparten energía al fluido por la -- fuerza centrífuga. Así una bomba centrífuga tiene dos partes principales: (1) un elemento giratorio, incluyendo un impulsor y una flecha, y (2)- un elemento estacionario, compuesto por una carcasa, estopero y chumaceras.

Una bomba de tipo axial o centrífuga, levanta la presión indirectamente por incremento en la energía cinética del líquido.

Esta energía cinética del líquido (velocidad), es entonces reducida y convertida a energía interna, la cuál se refleja en un incremento en la presión. A mayor ΔE_c a través de la bomba, el ΔP (incremento en la --- presión a través de la bomba), será mayor.

Los términos centrífuga, rotatoria y recíproca se aplican solamente a la mecánica de movimiento de líquidos y no al servicio para el que se ha diseñado una bomba.

Esto es importante porque muchas bombas se construyen y venden para un servicio específico y, en el complejo problema de elegir la que tenga mejores detalles de diseño pueden perderse de vista los problemas básicos de clase y tipo.

La selección de una bomba se encuentra en parte sujeta a los requisitos de aplicación, así, el arreglo particular de una bomba puede depender tanto de la tubería, espacio y condiciones de trabajo como de otros factores existentes.

Es importante encontrar una bomba adecuada a las condiciones hidráulicas que deben satisfacerse. Y la clave para obtener los requisitos hidráulicos es el tipo y clase adecuados de la bomba.

Cuando dos o más unidades pueden satisfacer las necesidades hidráulicas, el estudio puede avanzar un paso más para determinar cuál es la mejor bomba para la instalación. La planta puede requerir un bajo costo inicial para la unidad, larga vida, o bien, máxima economía de operación. Normalmente, estas condiciones no se encuentran simultáneamente, de manera que debe decidirse cuál es la más importante para la instalación que se está considerando.

Anteriormente se ha visto como se clasifican las bombas. Pero puede --

considerarse otro método de clasificación muy usado - la aplicación específica para la que se ha diseñado y construido la bomba.

Por ejemplo aún cuando no todas las bombas centrífugas están clasificadas por un nombre genérico que designa su aplicación final, un gran número de ellas incluyen este término relacionado con su servicio. Así, las bombas centrífugas pueden llamarse de alimentación de caldera, de propósito general, de sumidero, de pozo profundo, de refinería, de condensados, de vacío, de circulación, etc. En general, cada una tiene características específicas de diseño, así como los materiales que el fabricante recomienda para el servicio particular.

Hay aún otra subdivisión basada en las características estructurales y generales; tales como unidades horizontales y verticales, diseños de acoplamiento directo, impulsores de succión simple y doble, carcasas divididas horizontalmente, carcasas de barril, etc. La evaluación correcta de todas estas variaciones es una de las tareas principales en la selección de una bomba para una aplicación dada.

Los diseños normales para servicios específicos facilitan la selección de la bomba, porque muchos de los problemas usuales han sido ya resueltos por el fabricante. Sin embargo, esto no releva al diseñador del sistema de bombeo de la responsabilidad de comprobar un diseño dado en función de su aplicación. Tampoco elimina la necesidad de un análisis económico cuando puede usarse más de una unidad para cubrir un determinado grupo de condiciones especificadas, en un problema particular.

IV.2 EFICIENCIA DE BOMBEO

En una bomba centrífuga el impulsor genera toda la carga. El resto de - las partes no ayudan a aumentarla, sino que producen pérdidas inevitables, - tanto hidráulicas como mecánicas.

Todas las pérdidas que se originan entre los puntos donde se mide la -- presión de succión y descarga, constituyen las pérdidas hidráulicas.

Incluyen pérdidas por fricción a lo largo de la trayectoria del líquido -- desde la brida de succión hasta la descarga; pérdidas debidas a cambio brusco, tanto en área como en dirección de flujo; y todas las pérdidas debidas a --- remolinos, cualquiera que sea su causa. Todas las pérdidas anteriores, consti tuyen las pérdidas hidráulicas.

La Eficiencia Hidráulica, se define como la razón de la carga dinámica total disponible a la carga de entrada:

$$E_h = \frac{H}{H_i} = \frac{H_i - \text{pérdidas hidráulicas}}{H_i}$$

Además de las pérdidas hidráulicas existen pérdidas de capacidad, debi- do a las fuerzas que existen en los espacios entre las partes rotatorias y las partes estacionarias de la bomba.

El gasto en la descarga de la bomba, es menor que en la succión y tam- bién, es menor que el gasto que pasa por el impulsor. El cociente de los dos gastos, se llama Eficiencia Volumétrica:

$$E_v = \frac{Q}{Q_i} = \frac{Q}{Q + Q_L}$$

Donde:

Q_L = Es la suma de las fugas desde la descarga del impulsor, a través de los anillos de desgaste o claros frontales de los álabes y agujeros de balanceo de empuje, hasta la succión del impulsor.

En otras palabras, la Eficiencia Volumétrica, es el cociente del volumen de la descarga entre el volumen de la succión, expresado en porcentaje.

Las pérdidas mecánicas incluyen pérdidas de potencia en chumaceras y estóperos y la fricción en el disco. La última pérdida es de tipo hidráulico, pero se agrupa con las pérdidas mecánicas puesto que se produce fuera del flujo a través de la bomba y no ocasiona una pérdida de carga.

La Eficiencia Mecánica, es el cociente de la potencia realmente absorbida por el impulsor y convertida en carga, y la potencia aplicada a la flecha de la bomba:

$$E_m = \frac{\text{Potencia al freno} - \text{Pérdidas mecánicas}}{\text{Potencia al freno}}$$

La Eficiencia Mecánica, de una bomba reciprocante a plena carga de presión y velocidad es del 90 - 95% , dependiendo del tamaño, velocidad y construcción. La Eficiencia Mecánica es afectada por la velocidad y ligeramente por la presión desarrollada.

Entonces la Eficiencia de la bomba, es la relación entre la potencia entregada por la bomba (potencia hidráulica), y la potencia aplicada en el eje de la bomba (potencia en el eje). Esta última se llama generalmente potencia al freno (BHP). La Eficiencia puede expresarse en forma decimal

o en forma porcentual.

Es decir la Eficiencia de bombeo, es simplemente la relación de la ---- potencia hidráulica a la potencia en el eje :

$$E = \frac{\text{Potencia entregada (hidráulica)}}{\text{Potencia recibida (mecánica)}}$$

Donde:

La potencia hidráulica, es la potencia que se requeriría si la carga -- deseada a la capacidad deseada, pudiera producirse sin ninguna pérdida.

La potencia se encuentra por la relación:

$$\text{POTENCIA (HP)} = Q H \frac{\text{Sp. Gr.}}{3,960}$$

Donde:

Q = es el gasto en (galones por minuto).

H = es la carga en (pies),

La potencia en el eje, es llamada comunmente 'potencia al freno' (BHP), es la potencia o el caballaje de entrada a la máquina motriz.

Por lo tanto; la Eficiencia Total, es el producto de las tres Eficiencias:

$$E_T = E_v * E_h * E_m$$

La Eficiencia Mecánica (E_m), es válida para las pérdidas por cojinetes, estopero y todas las fricciones de disco incluyendo aquellas en los anillos

de desgaste y discos de equilibrio o tambores, si existen. La Eficiencia --- Volumétrica (E_v), es válida para las fugas a través de los anillos de desgaste, los laberintos internos, dispositivos de equilibrio y prensa-estopas. La Eficiencia Hidráulica (E_h), es válida para las pérdidas por fricción de fluidos en todos los pasajes de flujo, incluyendo el codo o boquilla de ---- succión, el impulsor, los álabes de difusión, la carcasa de la voluta y los pasajes transversales de las bombas de pasos múltiples.

La Eficiencia Total de una bomba centrífuga, varía entre 40 - 90% , -- según sea su velocidad específica.

IV.3 ECUACION DE BOMBEO

Las bombas son diseñadas, usando los principios de las leyes de la -- Termodinámica.

El procedimiento es además el mismo que para las compresoras, después de considerar las características y propiedades del fluido, así como el -- funcionamiento del equipo.

El principio es establecer la ganancia o pérdida de energía del fluido involucrado, suponiendo que el cambio de energía se realizará adiabáticamente y reversiblemente (isoentrópicamente). Esta energía teórica o reversible es corregida para una energía real por medio de un término de eficiencia a termodinámica, el cuál tiene que ser establecido por pruebas.

Esta eficiencia, abarca el error por la suposición isoentrópica, así -- como la pérdida de energía mecánica en la maquinaria.

El balance de energía alrededor del equipo puede ser reducido a la --- forma:

$$\int_{P_1}^{P_2} v \, dP = \Delta H = w_{\text{teórico}} = w_{\text{reversible}} \dots\dots (4.1)$$

Los subíndices inferiores "teórico" y "reversible", son el mismo trabajo realizado isoentrópicamente sobre el fluido.

En todo caso el trabajo, será más o menos dependiendo de que tanta -- energía es ganada o perdida por el fluido.

El trabajo real (de la flecha), debe ser proporcionado por el motor - impulsor, y es encontrado por la ecuación:

$$w_{\text{real}} = \frac{w_{\text{teórico}}}{E} \dots\dots\dots (4.2)$$

Donde E, está dada en fracción de cero a uno, aunque frecuentemente - está expresada en porcentaje.

El uso de ΔH para encontrar el trabajo teórico, esta limitado principalmente para compresoras y expansores de gas. La integral es usada en los sistemas de líquidos prácticamente incompresibles para encontrar el trabajo.

El trabajo realizado por una bomba es determinado, con la suposición de que el líquido es incompresible. Puesto que ΔH es pequeña para la mayoría de las bombas, generalmente se aplica la ecuación (4.1), como sigue:

$$v (\Delta P) = w_{\text{teórico}} \dots\dots\dots (4.3)$$

Donde " v ", puede ser expresado como un volumen específico, o como un gasto.

Las ecuaciones teóricas usan el término " trabajo ", pero a nosotros realmente nos interesa la potencia, es decir el tiempo en el que se realiza el trabajo. De esta manera w , es realmente la potencia en el caso real.

El tradicional término de trabajo para motores de combustión , ha sido la potencia al freno (BHP), ésta potencia es transmitida por la flecha del motor.

Para motores eléctricos, el kilowatt (KW), es la unidad de potencia dentro del sistema métrico internacional, SI , el watt (W), con un prefijo apropiado es la unidad de potencia standar. El término " caballos de fuerza o de potencia " gradualmente debería desaparecer. Esto es un problema trivial, puesto que:

$$1 \text{ caballo de potencia} = 0.746 \text{ KW}$$

Para el trabajo la ecuación (4.3), puede ser expresada como sigue:

$$HP = \frac{A Q (P_2 - P_1)}{0.746 E} \dots\dots\dots (4.4)$$

Donde:

INGLES

- | | |
|--------------------------------------------------|------------------------|
| A = constante. | 0.195 |
| Q = gasto de líquido. | pies ³ /seg |
| P ₂ = presión de salida de la bomba. | psia |
| P ₁ = presión de entrada de la bomba. | psia |
| E = eficiencia termodinámica (total). | -- |

Nota: En algunos casos donde el gasto es pequeño , Q , puede ser expresado en litros por segundo (lts/seg). En éste caso, A= 0.10 en la ecuación --- (4.4), cuando todos los términos estan en unidades métricas.

El valor de Q , puede ser encontrado de una de las ecuaciones siguientes:

$$Q = (m) (v). \quad \delta \quad Q = (m) (\rho).$$

Donde:

m = gasto másico/unidad de tiempo.

v = volúmen específico.

ρ = densidad.

El valor de E , dependerá del tipo de bomba y del servicio. Los --- valores varían en un amplio rango, particularmente en bombas centrífugas.

IV.4 CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA (NPSH)

De acuerdo con los ingenieros de operación, se presentan mayor número de dificultades debidas a la determinación incorrecta de la carga neta de succión positiva (NPSH), que de cualquier otra causa. Las dificultades con la NPSH pueden reducir la capacidad y la eficiencia de la bomba, llegando a producir daños por cavitación. Pueden también causar problemas severos de operación, reduciendo la efectividad de la planta.

La NPSH es un factor crítico en la selección de la bomba. Esta es la carga positiva requerida para un funcionamiento adecuado de la bomba.

La NPSH debe ser suficiente para prevenir la formación de pequeñas burbujas de gas, las cuales se colapsan, liberando energía que puede dañar a la bomba. Esto es lo que comúnmente se llama CAVITACION.

Desde el punto de vista del comportamiento de fase, las burbujas mercurio no pueden formarse cuando la presión está abajo del punto de burbujeo. -- Así la presión en la brida de succión debe ser mayor que la presión de burbujeo, para prevenir la formación de gas.

Como sabemos, los líquidos, a cualquier temperatura arriba de su punto de congelación, tienen una presión de vapor correspondiente que debe considerarse cuando se calcula un sistema de bombeo. La reducción de la presión de vapor del líquido, puede causar vaporización, es decir la formación de vapor del líquido. El método más comúnmente usado para evitar esta condición, es el dar suficiente columna a la succión de la bomba (NPSH), para que la presión en la brida de succión sea siempre mayor que la presión del líquido que se -

mameja.

La presión de vapor del líquido no puede cambiarse sin aumentar o disminuir la temperatura del líquido; y esto no es siempre factible. Por lo tanto, puede ser un obstáculo para la alteración de la NPSH.

Carga Neta de Succión Positiva Requerida (NPSHR). Esta, es una función del diseño de la bomba y varía de una marca de bomba a otra, y entre diferentes modelos de una sola marca, así como con la capacidad y velocidad de una bomba dada. Luego, aún cuando la NPSH disponible es fácil de calcular para unas condiciones conocidas, la requerida para una bomba particular puede obtenerse del fabricante.

Cada diseño de bomba tiene un requerimiento de carga de succión característico arriba de la presión de vapor del fluido expresada en pies de carga. Esta característica es llamada " Carga Neta Positiva de Succión Requerida (NPSHR), ésta es mostrada en la curva de comportamiento del fabricante para cada bomba, así como para el rango y la capacidad del impulsor. En algunas ocasiones, la curva NPSHR publicada por el fabricante puede ser disminuida para servicios de hidrocarburos ligeros. Esta corrección deberá ser hecha por el fabricante con un completo conocimiento de la aplicación de la bomba.

La NPSH, en una bomba centrífuga, es una función del diseño de la bomba y es gobernada por la velocidad de la rotación (N), del área (orificio) de la boca de entrada del impulsor, del tipo y número de álabes, y de factores semejantes.

Con bombas reciprocantes, la NPSH, depende de la velocidad y del diseño de las válvulas. Involucra la llamada " carga por aceleración ", causada por el movimiento recíprocante.

La Figura (IV.1), muestra la NPSH requerida para diferentes diámetros de impulsor, así como la carga y el gasto que se tendría para un cierto tipo de diámetro de impulsor y una NPSHR establecida.

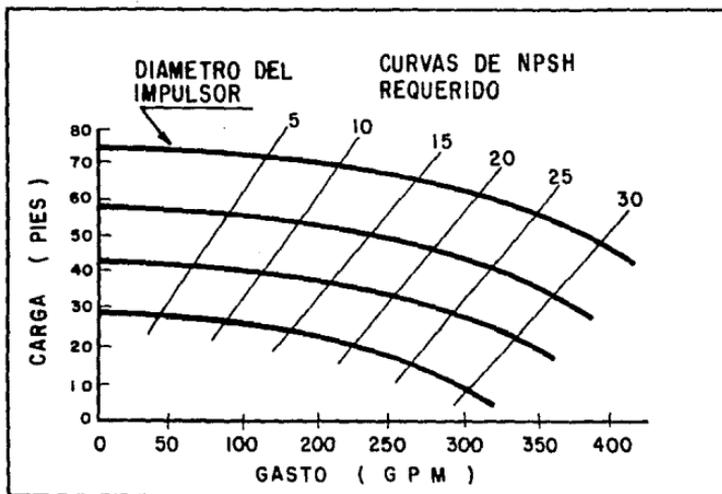


FIG. IV. 1

En la selección de la bomba, uno debe proporcionar una NPSH disponible, que es igual a la NPSH requerida por las especificaciones del fabricante. Si es posible, esto se hace elevando el recipiente de succión arriba de la bomba, como se muestra en la Figura (IV.2).

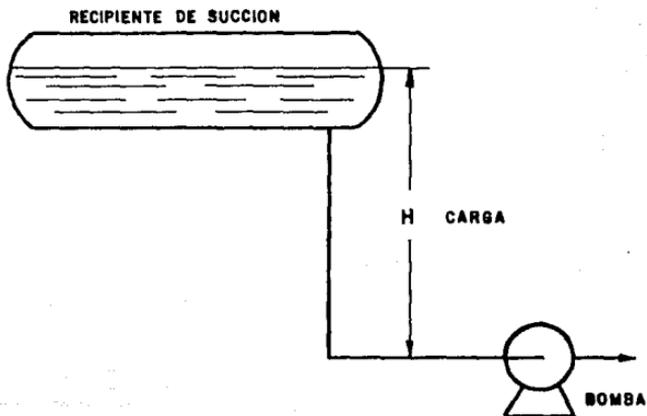


FIG. IV. 2

ELEVACION DEL RECIPIENTE DE SUCCION ARRIBA DE LA BOMBA, PARA PROPORCIONAR LA NPSH REQUERIDA POR EL FABRICANTE.

El fabricante puede suministrar gráficamente las características de la NPSH para una bomba dada sobre la curva de operación.

La Figura (IV.3), muestra cómo las características de NPSH pueden --- dibujarse sobre una curva de características típicas de una bomba centrífuga.

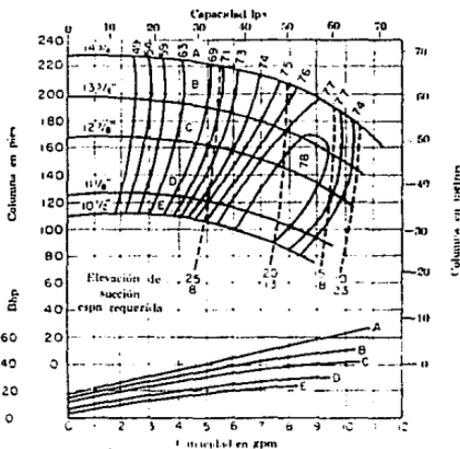


FIG. IV. 3 Curvas características para una bomba centrífuga de 12.7 por 10 en 1750 rpm.

Nótese que en ambos casos, la NPSH es la presión disponible o requerida para forzar un gasto determinado, en litros por segundo, en galones por minuto, barriles por hora, etc., a través de la tubería de succión y hacia el ojo del impulsor, cilindro o carcasa de una bomba. Para uniformidad, la NPSH puede ser dada en metros, o en pies de líquido manejado equivalentes a las presiones, en kg_f/cm^2 , o lb_f/pg^2 requeridas para forzar el líquido de la bomba.

Los valores dados por el fabricante de la bomba se basan en pruebas y - están corregidos regularmente al eje central de la bomba.

Cuando el nivel de suministro del líquido se encuentra arriba de la línea del centro de la bomba, y la superficie del líquido expuesto a la atmósfera; la NPSH es la suma de la presión atmosférica más la columna de succión estática menos las pérdidas de columna de fricción en la tubería de succión y la presión de vapor del líquido; todos expresados en metros, o pies de líquido manejado.

Cuando la alimentación de la succión se hace de un tanque o recipiente cerrado, hay que substituir la presión del tanque por la presión atmosférica (un vacío se expresa como presión negativa). La presión del tanque debe - convertirse a metros, o pies de líquido manejado antes de que pueda intervenir en la ecuación de la NPSH.

Cuando la alimentación del líquido se encuentra abajo de la bomba en un tanque abierto a la atmósfera; la NPSH es la diferencia entre la presión --- atmosférica y la suma de la elevación de succión estática más las pérdidas de columna de fricción en la tubería de succión más la presión de vapor del líquido. Todos se expresan en metros, o en pies de líquido bombeado.

Cuando el suministro de líquido viene de un tanque o recipiente cerrado - abajo de la bomba, la presión del tanque se usa en lugar de la presión atmosférica. Debe convertirse a metros, o pies equivalentes de líquido, sin embargo, antes de sustituirla en la ecuación del cálculo de la NPSH.

Dentro del orden para evitar la cavitación, el candelado de gas y daño — para la bomba, la carga neta positiva de succión disponible (NPSHA), en la brida de succión tiene que satisfacer o exceder la NPSHR para la bomba en — particular y el gasto deseado.

La NPSH disponible (NPSHA), puede ser calculada por la siguiente — ecuación:

$$NPSHA = \frac{A (P_s + P_a - P_f - P_v)}{S_p \cdot G_r} + H \quad \dots\dots (4.5)$$

Donde:

Todos los términos de presión son en presiones absolutas, y en las mismas unidades, y:

P_s = presión absoluta del recipiente de succión.

P_a = presión atmosférica.

P_f = pérdidas por fricción en la línea de succión y conexiones — entre el recipiente de succión y la brida de succión de la — bomba.

P_v = presión de vapor del líquido en el recipiente , a la temperatura de bombeo.

H = altura del nivel del líquido en el recipiente por encima de la succión de la bomba.

$S_p \cdot G_r$ = gravedad específica del líquido (agua = 1.0), a la temperatura de bombeo.

A = factor de conversión de presión a carga.

El valor de A dependerá de las unidades usadas para H y P , como se -- muestra en la siguiente tabla:

| P | H | A | NPSHA |
|-----|--------|-------|--------|
| psi | pies | 2.31 | pies |
| bar | metros | 10.22 | metros |
| KPa | metros | 0.102 | metros |

La conversión general entre la carga y la presión es:

$$\text{Presión} = (\text{CARGA}) (\text{DENSIDAD}).$$

El valor de A nos refleja ésta equivalencia.

El valor de NPSHA tiene que ser igual o mayor que la NPSHR especificada por el fabricante. Si esto no es conveniente o económico, para proporcionar la elevación necesaria para la succión del tanque, existen dos alternativas. Una es usar una bomba vertical que pueda colocarse en un recipiente-abajo de la tierra. La otra alternativa es colocar una bomba para elevar la presión antes de la bomba principal.

Hay muchos factores que influyen en el diseño del sistema de succión, aparte del NPSH. La turbulencia, la cual arrastra el vapor dentro de la línea, tenemos que evitar esto en el diseño del tanque de succión. El uso de un recodo inmediatamente antes de la brida de succión es desalentador, etc., etc., etc. Muchos de estos factores son cubiertos por normas de bombas y adoptadas por - agencias internacionales y compañías individuales.

La NPSH disponible para una bomba reciprocante es calculada de la misma manera que para una bomba centrífuga, excepto algunas disposiciones adicionales que deben ser hechas para los requerimientos de la acción reciprocante de la bomba.

El requerimiento adicional es llamado " carga de aceleración ". Esta es la carga requerida para acelerar la columna de fluidos sobre cada carrera de succión, de modo que ésta columna a un mínimo se ponga al corriente (empareje) con el retroceso de la cara del pistón durante la carrera de llenado.

Si ésta mínima condición es cumplida la bomba podría experimentar un -- golpeteo de fluidos causado cuando la columna de fluido, la cual tiene un -- espacio de vapor entre está y el pistón; alcanza la desaceleración del pistón. Este golpeteo ocurre aproximadamente a 2/3 de la carrera de succión del --- pistón. Si la suficiente carga de aceleración es proporcionada por el fluido para seguir completamente el movimiento retrocedente de la cara del pistón - éste golpeteo desaparecerá.

El ruido de la cavitación se escucha en el lado de la descarga de la -- bomba y puede causar un daño inmediato en émbolos, pistones, válvulas y empaques debido a la liberación de fuerzas que ocurren durante el colapsamiento de las burbujas de gas o vapor por la alta presión que existe durante la carrera de descarga.

Sin embargo, probablemente ocurrirá el mismo daño a largo plazo sobre - pistones o émbolos, válvulas y asientos, etc., bajo niveles de condiciones - mínimas donde no ocurre cavitación. La completa protección de la bomba requiere que se le proporcione la carga suficiente para satisfacer la condición - donde el fluido sigue el regreso de la cara del pistón a lo largo del ciclo

de bombeo. Las recomendaciones hechas por los fabricantes para una "seguridad" o carga suficiente, generalmente consideran los requerimientos de carga de aceleración mínimos y no los requerimientos ideales, y no toman en consideración la instalación de amortiguadores de pulsación en la línea de succión.

CAVITACION.- Cuando se opera una bomba centrífuga a alta capacidad, se desarrollarán bajas presiones en el ojo del impulsor o en los extremos de las aletas. Cuando esta presión disminuye hasta un valor menor a la presión de vapor del líquido, puede presentarse vaporización en estos puntos. Las burbujas de vapor formadas se mueven hacia la región de alta presión y se desbaratan. Esta formación y colapso de las burbujas de vapor, recibe el nombre de cavitación. El colapso de las burbujas es tan rápido, que el líquido golpea la aleta con una gran fuerza, suficiente para llegar a desprender pequeños pedazos del impulsor. Además de picar el impulsor, pueden desarrollarse ruidos y vibraciones. La cavitación puede reducirse o eliminarse reduciendo la velocidad de la bomba. Si la cavitación no se reduce o elimina, resultarán serios daños mecánicos en la bomba.

IV.5 BOMBAS RECIPROCANTES

Una bomba reciprocante, es una máquina de desplazamiento positivo y es aquella en la cual se incrementa la presión " comprimiendo " el líquido, - para incrementar la densidad y de este modo se incrementará la presión. No - hay espacio libre entre el elemento bombeante (los elementos de la bomba), y la camisa (carcasa de la bomba), así el líquido está contenido de una -- manera positiva.

Generalmente las bombas reciprocantes han sido remplazadas por bombas - centrífugas o rotatorias, excepto donde sus características de velocidad --- variable y carrera variable son importantes. Estas bombas manejan líquidos - viscosos o volátiles muy eficientemente. Donde existen valores grandes de -- ΔP (carga), esta clase de bombas también pueden ser seleccionadas. Estas bombas son menos satisfactorias cuando se presentan sólidos en el líquido.

Las bombas reciprocantes, son usadas normalmente cuando se maneja glicol para generar altas cargas a un modesto gasto. En grandes tamaños (de bombas) multiplex cilindros - duplex, triplex, o quintuplex - son usados para suavizar las pulsaciones del flujo. La mayoría son bombas son de émbolo, donde el ---- empaque es estacionario en la pared del cilindro.

Las bombas reciprocantes son fabricadas con émbolos que varían de uno a nueve, y existen tipos de operación vertical y tipos de operación horizontal.

El vástago del pistón es relativamente pequeño comparado con el tamaño del pistón y es fácilmente empaçado para evitar fugas.

Este tipo de bombas se opera universalmente en forma horizontal.

Las bombas recíprocantes son usadas para todas las aplicaciones que -- requieren una combinación de altas presiones diferenciales y relativamente bajos gastos.

Las bombas de simple - acción son seleccionadas para altos gastos y -- altas presiones con altas rpm. El costo inicial es bajo, y éstas bombas --- tienen relativamente una vida corta.

Las bombas de doble - acción suministran altos gastos con presiones -- moderadas y bajas rpm. El costo inicial es moderado, y éstas bombas tienen extremadamente una larga vida.

Este tipo de bombas adiciona energía al sistema fluido, por medio de un pistón que actúa contra un líquido confinado. Los principios de la dinámica de los fluidos, presentan poca importancia en este tipo de bombas, --- puesto que el flujo de fluido puede ser determinado por la geometría de la bomba. El pistón puede ser accionado ya sea por una máquina de vapor o por un motor eléctrico. Por cada carrera del pistón, la bomba descarga una cantidad fija de fluido. La cantidad de fluido dependerá solamente del volumen del cilindro y del número de veces que se mueve el pistón a través del cilindro.- La descarga real puede ser menor que el volumen de carrera del cilindro, ya sea por fugas a través del pistón o por que éste no se llene completamente. - Por consiguiente, la eficiencia volumétrica puede ser definida como la relación entre la descarga real y la descarga basada en el desplazamiento del -- pistón. La eficiencia para las bombas con un buen mantenimiento debe ser --- cuando menos de un 95% .

Otra definición de eficiencia, la cual es quizá más significativa, es el trabajo efectuado sobre el fluido, dividido entre el trabajo efectuado sobre la bomba. Si se usa un motor eléctrico para accionar una bomba, ---- generalmente se emplea una eficiencia bomba - motor. Dicha eficiencia puede definirse como la relación del trabajo efectuado sobre el fluido y la ---- energía eléctrica suministrada al motor.

En una bomba reciprocante, mientras el pistón es retirado en el cilindro (entrada del líquido), cesa la descarga de fluido. Por consiguiente, el líquido se descarga con flujo pulsatorio. Las pulsaciones pueden ser disminuidas usando una bomba de doble acción o aumentando el número de cilindros. Una bomba de doble acción, aprovecha el volumen del cilindro en ambos lados del pistón, entregando aproximadamente la misma descarga para las carreras hacia atrás y hacia adelante del pistón.

La Figura (IV.4), muestra una bomba simplex de pistón. En este tipo de bomba el pistón está conectado a un cigueñal adecuado, el cual es accionado por medio de un motor eléctrico.

Como ya se mencionó, las bombas reciprocantes son particularmente útiles para bombear fluidos viscosos, debido a que la alta proporción de esfuerzo cortante que actúa sobre las paredes del cilindro sirve como un " empaque " adicional.

Las bombas reciprocantes también resultan satisfactorias para obtener altas presiones y, debido a su característica de desplazamiento positivo, -- algunas veces se usan para medir fluidos. Los líquidos que contienen sólidos abrasivos, no deben ser bombeados con una bomba reciprocante, debido al correspondiente daño que sufren las superficies maquinadas.

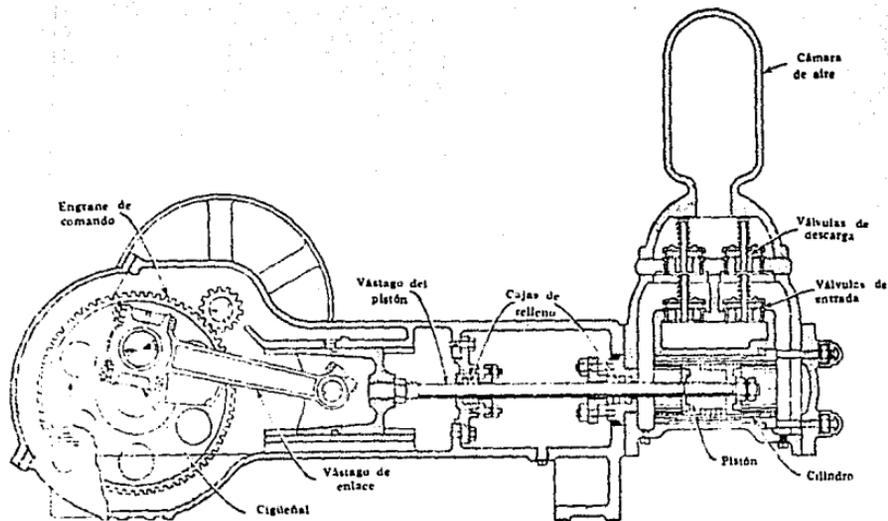


FIG. IV.4 Corte de una bomba de pistón simplex.

IV.5.1 CARACTERISTICAS DE OPERACION DE BOMBAS RECIPROCANTES

Las características de descarga de las bombas reciprocantes se indican en la Figura (IV.5). Las válvulas de descarga dejan salir fluido hasta que el pistón llega casi al final de su carrera, esto es, cuando el pistón se detiene e invierte su movimiento. Durante parte del ciclo de bombeo el flujo es cero; si embargo, puede mantenerse el flujo en la línea de descarga --- aproximadamente constante, dependiendo del diseño de la bomba. Las bombas de doble acción proporcionan un flujo constante a la línea de descarga. La ---- bomba duplex presenta la descarga de un cilindro desplazada media carrera -- con respecto a la descarga del otro. En esta forma, el flujo total proveniente de la bomba es la adición de ambos, proporcionando la línea sólida mostrada en la Figura (IV.5c). Puede obtenerse un flujo casi libre de pulsaciones, diseñando para una operación duplex, triplex, o multiplex.

La capacidad de flujo de una bomba reciprocante, varía directamente con la velocidad. Las unidades usadas incluyen diseños entre 20 y aproximadamente 200 carreras del pistón por minuto. Un maquinado y un mantenimiento cuidadoso pueden proporcionar a esta clase de bombas una buena eficiencia. Algunas ---- desventajas son su tamaño y su alto costo inicial y su mantenimiento

Este tipo de bombas se encuentra disponible en varios diseños, de tal - forma que puede hacerse una amplia selección.

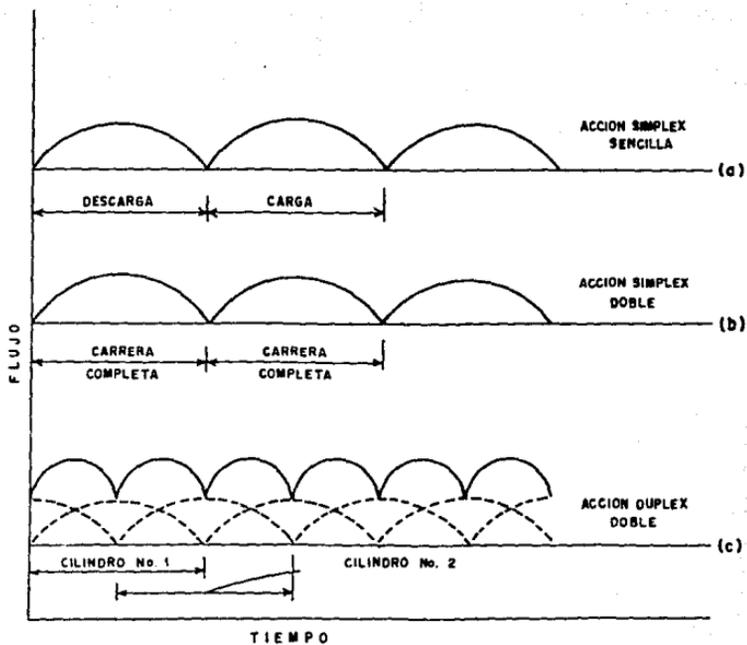


FIG. IV. 5

CURVAS DE DESCARGA PARA BOMBAS RECIPROCAS. (a) ACCION SENCILLA SIMPLEX. (b) ACCION DOBLE SIMPLEX. (c) ACCION DOBLE DUPLEX.

IV.6 BOMBAS ROTATORIAS

Bombas rotatorias. Otro grupo de bombas de desplazamiento positivo es el tipo rotatorio. Esta clase de bombas pueden ser caracterizadas por el método de toma y descarga del fluido. Al contrario de las bombas reciprocantes, que dependen de válvulas de retén para controlar la carga y la descarga, una bomba rotatoria atrapa una cantidad de líquido y lo mueve hasta el punto de descarga. Este principio se indica en la Figura (IV.6). La parte no dentada de los engranes, a la entrada de la bomba, proporciona un espacio para ser llenado por el líquido. Cuando el engrane gira, el líquido es atrapado entre el diente y el cuerpo de la bomba y posteriormente liberado en la línea de descarga. Las bombas rotatorias pueden manejar casi cualquier líquido libre de abrasivos y son especialmente indicadas para fluidos de alta viscosidad. Cierta acción lubricante del fluido disminuye el desgaste.

Existen varios tipos de bombas rotatorias, como son, las bombas de engranes, que dentro del tipo de bombas rotatorias son el tipo más simple de éstas. Estan también las bombas lobulares, las bombas de tornillo, las bombas de aleta, las bombas rotatorias de pistón, etc., etc.,etc.

La Figura (IV.7), muestra un corte de una bomba rotatoria tipo pistón, y de su ciclo de operación. El ciclo de operación mostrado indica el pistón moviendose en la dirección de la flecha. Este movimiento origina un espacio para el fluido en la cámara de bombeo, mientras que simultáneamente se descarga fluido a través de la válvula de salida. Esta bomba da excelentes resultados para bombear fluidos muy viscosos.

IV. 6.1 CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LAS BOMBAS ROTATORIAS

Las bombas rotatorias son capaces de entregar una capacidad aproximadamente constante, contra cualquier presión dentro de los límites del diseño de la bomba. El flujo de descarga proveniente de una bomba rotatoria, varía directamente con la velocidad. La descarga está casi libre de pulsaciones, particularmente para las bombas de engranes. Las características de capacidad típicas para una bomba de engranes externos se ilustran en la Figura -- (IV. 8),

Las bombas rotatorias encuentran una gama muy amplia de aplicación. Son capaces de bombear fluidos de cualquier viscosidad con la única restricción de que los fluidos estén libres de materiales abrasivos, pues esto dañaría el ajuste de las partes maquinadas.



FIG. IV. 6 El principio de las bombas de engranajes rotativos.

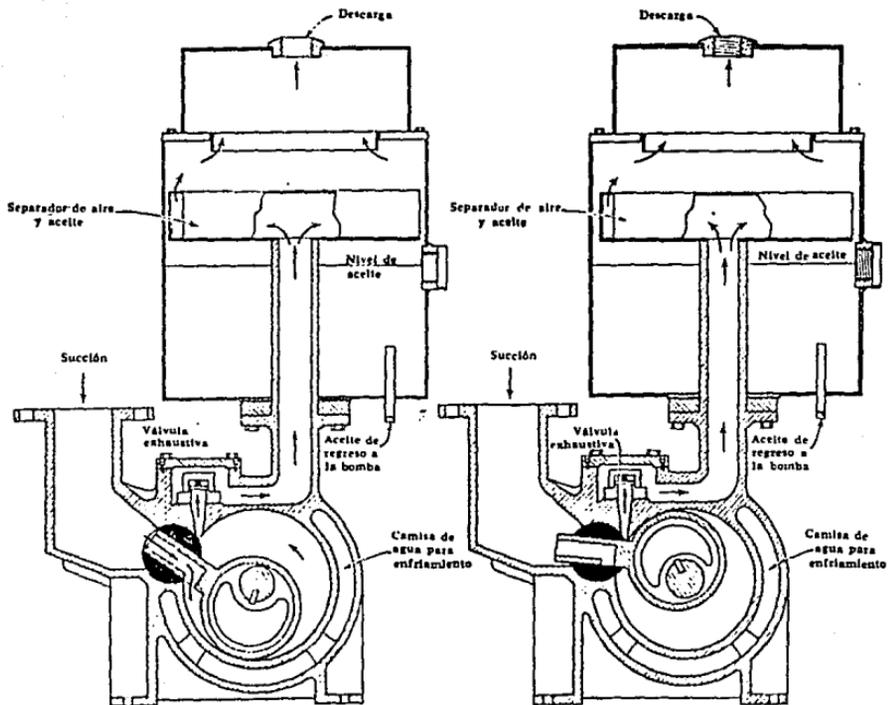


FIG. IV. 7 Corte de una bomba rotatoria de pistón y su ciclo de operación.

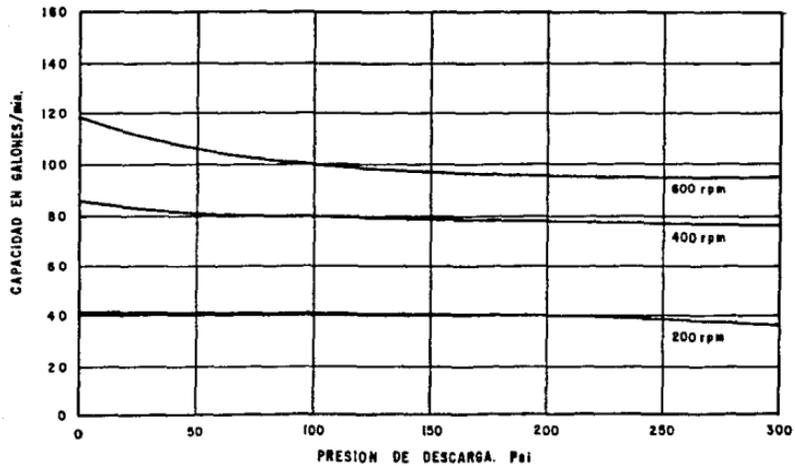


FIG. IV. 8

CARACTERISTICAS DE CAPACIDAD DE UNA BOMBA DE ENGRANE ROTATORIOS.

Anteriormente, se menciona que una bomba de tipo axial o centrífuga -- levanta la presión indirectamente por incremento en la energía cinética del líquido. Esta energía cinética (velocidad), es entonces reducida y convertida a energía interna, la cual se refleja en un incremento en la presión. A mayor incremento de energía interna a través de la bomba, el incremento - de presión es la bomba será mayor.

Las bombas centrífugas, normalmente son usadas en todos los servicios, que se caracterizan por la necesidad de altos gastos de fluidos y una baja diferencia de presión. Es decir, se utilizan cuando se requiere de un alto gasto y una baja presión en la descarga; sin embargo, con el adelanto de la tecnología, actualmente se alcanzan las presiones necesarias para el transporte por ductos.

Las bombas centrífugas son usadas ampliamente para todo tipo de procesos, porque son adecuadas para casi cualquier servicio. Las bombas para -- 25 m³/min., están disponibles para cargas hasta de 200 metros, usando velocidades de un motor eléctrico standar. Su primera desventaja, es un funcionamiento reducido en líquidos de altas viscosidades y su tendencia a las pérdidas principalmente cuando existen pequeñas cantidades de gas presentes en el --- líquido.

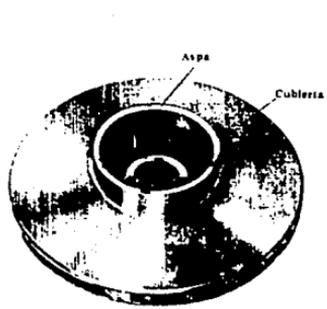
Las bombas centrífugas, se usan ampliamente en los procesos industria-- les debido a la simplicidad de su diseño, bajo costo inicial, bajo mantenimiento y flexibilidad de aplicación. Se han construido bombas centrífugas para bombear cantidades tan pequeñas como unos cuantos galones por minuto con una pequeña altura de carga y también para bombear cantidades tan considerables

como 605,000 gal/min., contra alturas de carga de 310 pies. En su forma más simple, la bomba centrífuga consiste en un impulsor que gira dentro de una caja que tiene forma circular. El fluido entra a la bomba cerca del centro del impulsor rotatorio y es llevado hacia arriba por acción centrífuga. La energía cinética del fluido aumenta desde el centro del impulsor hasta los extremos de las aletas impulsoras. Esta carga de velocidad se convierte en carga de presión cuando el fluido sale de la bomba.

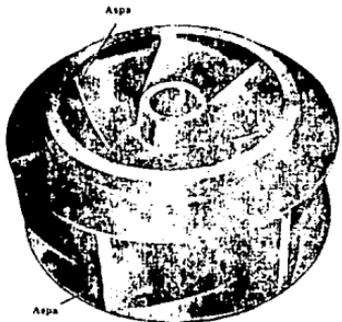
El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. Consiste de cierto número de aletas curvas u hojas con una forma tal, que proporcionan un flujo suave de fluido entre las hojas. En la Figura (IV.9), se muestran algunos impulsores comunes.

Las cajas de las bombas centrífugas pueden variar en su diseño, pero la principal función de ellas es la de convertir la energía de velocidad impartida al fluido por el impulsor, en energía de presión útil. Además la caja sirve para contener el fluido y proporcionar una entrada y salida para la bomba. Las cajas pueden ser del tipo voluta o del tipo de difusores.

Una bomba centrífuga con un impulsor, recibe el nombre de paso sencillo. Si la combinación carga - capacidad que va a desarrollarse, es mayor que la que puede obtenerse con un impulsor sencillo, puede usarse una operación de pasos múltiples. Podemos considerar las bombas de pasos múltiples como formadas por varias bombas de paso sencillo en una misma flecha, con el flujo en serie. En efecto, la descarga proveniente de una bomba de paso sencillo, se alimenta dentro del lado de succión de un segundo paso, donde se conserva la presión de descarga del primer paso. El fluido después de entrar al segundo paso, llevará la energía de presión desarrollada en el



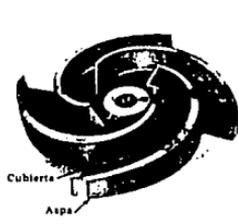
(a) Impulsor cerrado de aspas rectas para succión sencilla



(b) Impulsor para succión doble



(c) Impulsor inastacable



Parte anterior



Parte posterior

(e) Impulsor semiaabierto



(d) Impulsor abierto



(f) Impulsor para flujo mixtado

FIG. IV. 9 Impulsores de la bomba centrífuga

anterior y así sucesivamente.

En la Figura (IV.10), se muestra un corte de una bomba centrífuga - de pasos múltiples. Esta bomba particular de seis pasos, se encuentra disponible en tamaños de 2 a 4 pulgadas para una gama de capacidades de entre -- 50 y 850 gal/mín., y para presiones de descarga hasta de 1,400 pies. El --- tamaño de la conexión con el tubo de descarga, se usa frecuentemente para - caracterizar el tamaño de una bomba centrífuga.

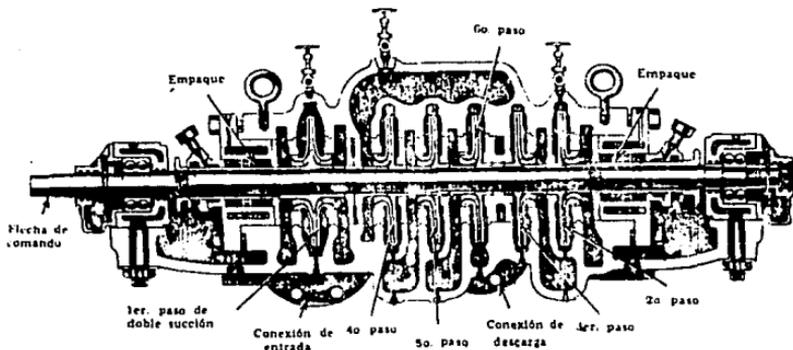


FIG. IV.10 Bomba centrífuga de seis pasos.

El fluido entra al impulsor de doble succión (primer paso) y de aquí cruza sobre el segundo paso y es descargado hacia el tercer paso. Existe otro cruce sobre el cuarto paso con el consiguiente pasaje dentro del quinto y sexto pasos y descarga. Los impulsores opuestos tienden a balancear las fuerzas

Con el fin de la apropiada selección y tamaño de una bomba centrífuga, la siguiente información es requerida por el fabricante:

A.- Características del líquido.

1.- Que tipo de líquido es.

2.- Temperatura de bombeo.

3.- Gravedad específica del líquido (agua = 1.0), a la temperatura de bombeo.

4.- Elementos corrosivos presentes en el líquido, y cuales son éstos.

5.- Presión de vapor a la temperatura de bombeo.

B.- Gasto deseado de bombeo, a la temperatura de bombeo, en ---- gal/min., bbl/hr., bbl/día, etc. Ya sea si un futuro cambio en el gasto es contemplado para la bomba.

C.- Condiciones de presión requeridas.

1.- Presión de descarga (Pd).

2.- Presión de succión (Ps).

3.- Diferencial de presión en psi o en pies de carga.

$$1 \text{ pie de carga} = 2.31 \frac{\Delta P}{\text{Sg. Gr.}}$$

4.- Si las condiciones futuras o alteraciones de carga son contempladas para la bomba.

5.- ¿ Operará la bomba en serie o en paralelo con otras unidades ?

D.- NPSH Disponible.

IV.7.1 CARACTERISTICAS DE OPERACION DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo (reciprocantes y rotatorias), una bomba centrífuga que se opera a velocidad constante, -- puede suministrar cualquier capacidad de cero a un máximo, dependiendo solamente de la presión total de descarga, el diseño y las condiciones de succión. Las curvas características, muestran la relación existente entre la columna de una bomba, con la capacidad, la potencia y la eficiencia para un diámetro de impulsor específico y para un tamaño determinado de carcasa. -- Es habitual dibujar la columna, potencia y eficiencia en función de la capacidad a velocidad constante. Pero se puede graficar cualquiera de las variables contra las tres variables restantes.

La Figura (IV.11), es típica de una bomba centrífuga. Nos muestra la relación entre: Carga, capacidad, NPSHR, diámetro del impulsor, caballos de potencia y eficiencia (E).

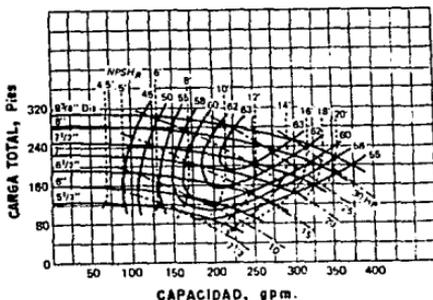


FIG. IV.11 RELACION ENTRE LA CARGA, LA CAPACIDAD, LA NPSHR, ---- EL DIAMETRO DEL IMPULSOR, LA POTENCIA Y LA EFICIENCIA DE UNA BOMBA CENTRIFUGA.

La línea oscura muestra la eficiencia. Hay curvas semejantes disponibles para cada modelo de bomba. Una vez que el servicio de carga fué establecido como adecuado, el modelo puede ser escogido.

El aumento de presión creado por una bomba centrífuga se expresa universalmente en términos de pies de fluido que levanta la bomba. La presión de descarga, cuando se reporta como pies de fluido, es independiente de la densidad del fluido.

IV.7.2 INDICE DE VELOCIDAD ESPECIFICA

La velocidad específica, es la velocidad en revoluciones por minuto a la cual deberá girar un impulsor para manejar un gasto de 1 gal/min. y levantar una columna de 1 pie. El índice de velocidad específica resulta útil ya que nos da una idea general de la forma que debe tener el impulsor para obtener el gasto y la presión deseada con la máxima eficiencia.

Los impulsores para levantar columnas altas tienen generalmente una velocidad específica baja. Los impulsores para columnas reducidas tienen generalmente una velocidad específica alta.

Todas las bombas, tanto de paso sencillo como de pasos múltiples ----
 pueden ser clasificadas usando un número llamado velocidad específica. ---
 Este es definido por la ecuación siguiente:

$$N_s = \frac{(A)(N)(Q)^{0.5}}{H^{0.75}} \dots\dots\dots (4.6)$$

Donde:

INGLES

- | | |
|------------------------------|------------------------|
| A = constante de conversión. | 1.0 |
| N = velocidad de bombeo. | rpm |
| Q = gasto de líquido. | pies ³ /seg |
| H = carga del líquido. | pies |

Notese que la velocidad específica tal como se muestra definida en la
 ecuación (4.6), es una cantidad carente de dimensión.

El número de velocidad específica, puede ser usado para establecer el
 tipo de configuración del impulsor. La Figura (IV.12), muestra que la ---
 gama normal de velocidades específicas, encontrada en bombas de succión ---
 sencilla, para varios diseños de impulsor, es entre 500 y 15,000.

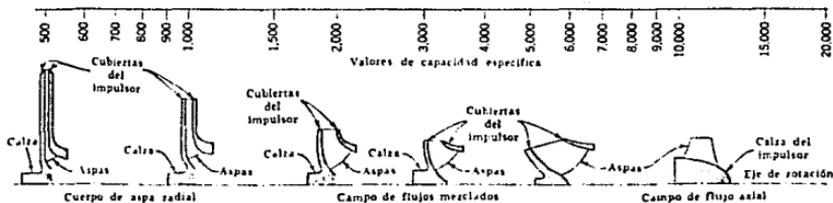


FIG. IV.12 Velocidades específicas para varios impulsores

Cada diseño de impulsor tiene una región de velocidad específica para la cual está mejor adaptado. Estas regiones son aproximadas, sin divisiones bien definidas entre ellas.

Balje⁽¹⁾, propuso un concepto, Diámetro específico, es cual puede ser usado con la velocidad específica para hacer un método general para la selección del tipo de bomba. El diámetro específico, (D_s), está definido por la ecuación siguiente:

$$D_s = \frac{(A)(D)(H)^{0.25}}{(Q)^{0.5}} \dots\dots\dots (4.7)$$

Donde:

| | |
|-----------------------------|------------------------|
| | <u>INGLES</u> |
| D = diámetro del impulsor | pies |
| Q = gasto de líquido | pies ³ /seg |
| H = carga del líquido | pies |
| A = constante de conversión | 1.0 |

La relación de Velocidad específica con el Diámetro específico, es mostrada en la Figura (IV.13), para bombas de paso sencillo o de simple etapa.

Una Figura semejante a la gráfica (IV.13), puede ser usada para la selección preliminar del tipo de bomba a ser usada.

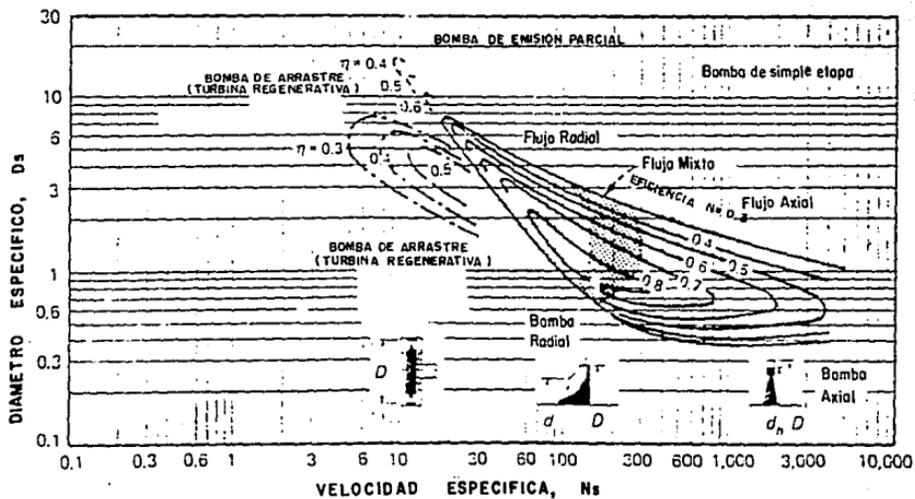
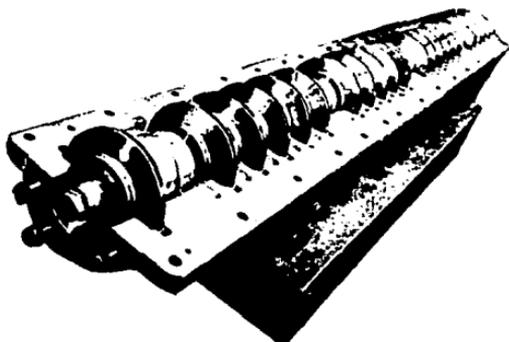


FIG. IV. 13

RELACION DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA (N_s), CON EL DIAMETRO ESPECIFICO (D_s), PARA BOMBAS CENTRIFUGAS DE SIMPLE ETAPA.

Si una bomba centrífuga es deseada, donde el total de carga está por encima o cerca , de los 200 metros, es común usar múltiples etapas de operación. Esto es frecuentemente el caso para ductos o tuberías donde una bomba triplex recíprocamente no sería adecuada para dichos ductos.

La Figura siguiente, muestra un corte de una bomba de múltiples etapas dentro de una carcasa o funda.



En algunos casos la carga podría ser obtenida de varias bombas en serie. Si se hace esto las bombas tendrán que ser iguales, así ellas operarán armoniosamente también. Esto es lo que se conoce como : LEYES DE AFINIDAD. Estas Leyes son de particular importancia.

Estas Leyes de Afinidad, son representadas por la ecuación siguiente:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{(H_1)^{0.5}}{(H_2)^{0.5}} = \frac{(HP_1)^{1/3}}{(HP_2)^{1/3}} \dots (4.8)$$

Donde :

N = es la velocidad de la bomba.

Q = es el gasto de líquido.

H = es la carga de líquido.

Los subíndices (1) y (2), se refieren a dos diferentes condiciones para una misma bomba o pueden ser aplicadas a dos diferentes bombas, para obtener igual funcionamiento.

Estas relaciones son suficientemente precisas para cambio de bombas en el campo, ya sea modificando el diámetro del impulsor, la velocidad de la bomba (rpm), o ambos. Si un incremento es contemplado, tendría que darse atención particular a los BHP (potencia al freno) entregados para que el motor impulsor no sea sobrecargado.

Estas Leyes de Afinidad se utilizan de una manera simple:

A).- Si el diámetro del impulsor permanece constante y la velocidad es cambiada, una curva para las nuevas rpm (N), puede ser preparada tomando puntos individuales de capacidad de carga y potencia de la curva existente para la bomba y:

- 1.- Multiplicar el gasto original por (rpm_2 / rpm_1) .
- 2.- Multiplicar la carga original por $(rpm_2 / rpm_1)^2$.
- 3.- Multiplicar la potencia original por $(rpm_2 / rpm_1)^3$.

B).- Si las rpm (N), permanecen constantes y el diámetro del impulsor es cambiado:

- 1.- Multiplicar el gasto original por (d_2 / d_1) .

2.- Multiplicar la carga original por $(d_2/d_1)^2$.

3.- Multiplicar la potencia original por $(d_2/d_1)^3$.

Esto puede ser usado para convertir el funcionamiento esperado para una bomba individual, de una condición conocida a una nueva condición. -- También puede ser usado como una parte del proceso de igualación de la -- bomba.

COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA CON CAMBIO DEL DIAMETRO DEL IMPULSOR Y/O - CAMBIO DE LA VELOCIDAD.

A).- CAMBIO DE DIAMETRO SOLAMENTE

$$Q_2 = Q_1 (d_2/d_1).$$

$$h_2 = h_1 (d_2/d_1)^2.$$

$$BHP_2 = BHP_1 (d_2/d_1)^3.$$

B).- CAMBIO DE VELOCIDAD SOLAMENTE

$$Q_2 = Q_1 (rpm_2/rpm_1). \quad \delta \quad Q_2 = Q_1 (N_2/N_1).$$

$$h_2 = h_1 (rpm_2/rpm_1)^2. \quad \delta \quad h_2 = h_1 (N_2/N_1)^2.$$

$$BHP_2 = BHP_1 (rpm_2/rpm_1)^3. \quad \delta \quad BHP_2 = BHP_1 (N_2/N_1)^3.$$

C).- CAMBIO DE DIAMETRO Y VELOCIDAD

$$Q_2 = Q_1 (d_2/d_1 * N_2/N_1).$$

$$h_2 = h_1 \left(\frac{d_2}{d_1} * \frac{N_2}{N_1} \right)^2$$

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{d_2}{d_1} * \frac{N_2}{N_1} \right)^3$$

Donde:

Q_1 = gasto original o inicial.

h_1 = carga original o inicial.

BHP_1 = potencia al freno original o inicial.

d_1 = diámetro del impulsor original o inicial.

N_1 = rpm₁ = velocidad original o inicial.

Q_2 = gasto nuevo.

h_2 = carga nueva.

BHP_2 = potencia al freno nueva.

d_2 = diámetro del impulsor nuevo.

N_2 = rpm₂ = velocidad nueva.

IV.7.3 CONTROL DE LA BOMBA

El método tradicional para controlar el flujo a través de cualquier -- bomba dinámica que se quiera, semejante a una bomba centrífuga ha sido usar una válvula en la salida o descarga de la bomba.

El líquido es estrangulado a través de ésta válvula, así que; ----- la carga a través de la bomba da el gasto deseado de acuerdo con las curvas características de la bomba. Esta fué una colocación satisfactoria aunque -- bien poseía unos errores mecánicos. Desde un punto de vista económico el -- error principal es la ineficiencia que se tiene en el consumo de energía. -- Por esta razón (entre otras), los sistemas de velocidad variable han sido

empleados. Como se muestra en la Figura (IV.14), esto puede resultar en un ahorro significativo de potencia.

Además se tienen otras ventajas de los sistemas de velocidad variable. Es posible un arranque sin necesidad de grandes cantidades de corriente, puesto que no está la válvula de descarga cerrada. También el desgaste de la bomba es menor.

A una velocidad constante la desviación de la flecha (eje), generalmente se incrementa con el decremento del flujo. Con una bomba de velocidad variable la desviación mencionada es menor. El ruido hidráulico también es disminuido. Por último, pero necesariamente no el menor en importancia, el mantenimiento en la válvula de estrangulamiento es eliminado.

Así al manejar, el impulsor a velocidad variable debe de considerarse como una alternativa más. La referencia (2), es un ejemplo de tal sistema.

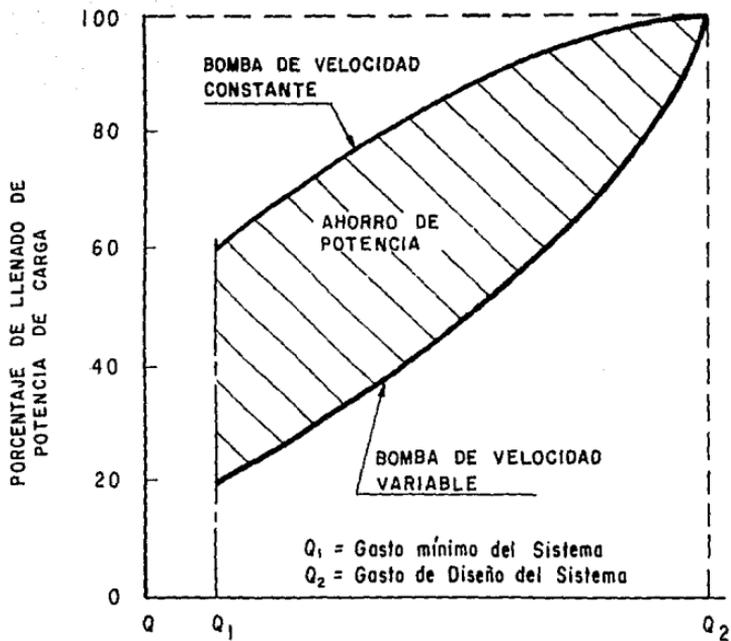


FIG. 1V. 14

AHORRO DE POTENCIA EN BOMBAS DE VELOCIDAD VARIABLE VS.
 BOMBAS DE VELOCIDAD CONSTANTE.

IV.7.4 FALLAS MAS COMUNES EN LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

A continuación se presentan, algunas de las fallas más comunes en las bombas centrífugas, asimismo se mencionan cuales pueden ser las causas --- posibles, de dichas fallas.

PROBLEMA

CAUSA POSIBLE

1.- El líquido no es entregado o enviado.

- a) Bomba no preparada.
- b) Bolsa de aire o vapor en la -- línea de succión.
- c) La bomba no está arriba de la velocidad del gasto (capacidad).
- d) Rotación equivocada.
- e) Impulsores o conductos bloqueados.

2.- Problema para entregar la capacidad nominal y presión.

- a) La NPSH no es suficiente.
- b) La bomba no esta arriba de la capacidad.
- c) Rotación equivocada.
- d) Impulsores o conductos parcialmente bloqueados.
- e) Timbres usados o averiados, o impulsores dañados.
- e) Aire o gas dentro del líquido.
- g) La viscosidad o la gravedad -- específica no es la especificada.

h) Bolsas de aire o gas en la línea de succión.

i) Escape de aire en la caja ----- estopera.

j) La carga total es más grande que la carga para la cual la bomba - fué diseñada.

k) Problemas con la lubricación de aceite en el sistema interno de la bomba.

3.- Pérdidas de potencia en el motor principal de la bomba.

a) Escape de aire en la línea de -- succión.

b) Escape de aire en la caja ----- estopera.

c) Aire o gas en el líquido.

4.- Motor de la bomba sobrecar gado.

a) Velocidad demasiado alta.

b) Gravedad específica o viscosidad demasiado altas.

c) Embalaje demasiado cerrado.

d) El total de carga más bajo que - la capacidad de carga.

e) Bajo voltaje u otro problema --- eléctrico.

f) Problemas con el motor, turbina, engrane (transmisión) u otro - equipo aliado.

5.- Vibración de la bomba.

- a) La NPSH disponible no es suficiente.
- b) Aire o gas en el líquido.
- c) Elementos de rotación dañados.
- d) Cimientos no rígidos.
- e) La bomba opera abajo de la capaidad mínima recomendable.
- f) Impulsor bloqueado.

6.- Caja estopera sobrecalentada.

- a) Embalaje demasiado cerrado o ---
apretado.
- b) Embalaje no lubricado.
- c) Tipo incorrecto de embalaje.

7.- Cojinete sobrecalentado o
gastados rápidamente.

- a) Incorrecto nivel de aceite.
- b) Insuficiente agua de enfriamiento.
- c) Cojinetes demasiado cerrados.
- d) El timbre de aceite no funciona.
- e) La presión de succión es apreciablemente diferente a la especificada.
- f) Lubricación impropia.
- g) Vibración.
- h) Basura o agua dentro de los ----
cojinetes.

CAPITULO V

APLICACIONES

A continuación se presentan algunas aplicaciones de las ecuaciones y Figuras mencionadas anteriormente, utilizadas para calcular algunas de las características de las unidades de bombeo y de las unidades de compresión.

Problema No. 1

En la estación de compresión Jiliapa, se cuenta con tres compresoras -reciprocantes. Cada una tiene 500 HP nominales. Las compresoras operan en -paralelo bajo las siguientes condiciones:

$$P_s = 60 \text{ psia.}$$

$$Q_g = 12.0 \text{ MMpcsd/a.}$$

$$P_d = 500 \text{ psia.}$$

$$\gamma_g = 0.70$$

$$T_s = 80 \text{ }^\circ\text{F} = 540 \text{ }^\circ\text{R}$$

Cada compresora tiene dos etapas de compresión.

Considerando un proceso isoentrópico - adiabático y un gas real. ---
Determinar, la Temperatura de descarga de cada etapa, la Potencia real, y -
la Eficiencia de la estación de compresión, mediante:

- A) El empleo de ecuaciones.
- B) El uso de las gráficas de entalpía - entropía.

SOLUCION:

A) Empleando ecuaciones.

1.- Cálculo de la Temperatura de descarga en la 1ª etapa de compresión.

$$T_d = \left[T_s (CR)^{\frac{(k_m - 1)}{k_m}} \right] (1.1)$$

Donde:

1.1 = Es un factor empírico de corrección.

La relación de compresión es: $CR = \frac{P_d}{P_s} = \frac{500}{60} = 8.33$

La relación de compresión por etapa es: $\sqrt{8.33} = 2.88$

Calculando el Peso Molecular del gas:

$$\begin{aligned} P.M._g &= (PM)_{\text{aire}} (\gamma_g) \\ &= (28.97)(0.70) \\ &= 20.279 \end{aligned}$$

k_m , se calcula a la temperatura media, entre la temperatura de ----
succión y una temperatura supuesta.

El cálculo de T_d , se realiza por ensaye y error.

Suponemos una $T_{d1} = 250$ °F

$$\text{Temperatura media} = \frac{80 + 250}{2} = 165 \text{ °F}$$

Con el PM_{gas} , y la T_m , se calcula el valor de k_m de la Figura (3.7)

$$k_m = 1.235$$

Por lo tanto:

$$T_d = \left[540 \quad (2.88) \quad 0.1903 \right] (1.1) = 726 \text{ } ^\circ\text{R} = 266 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Estableciendo una tolerancia de: $\left| T_{d_s} - T_{d_c} \right| \leq 5 \text{ } ^\circ\text{F}$

Y como: $\left| 250 - 266 \right| = 16 > 5 \text{ } ^\circ\text{F}$, no se cumple la tolerancia establecida por lo que se realiza un segundo ensayo.

$$T_{d_2} = 266 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_m = 173 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$k_m = 1.233$$

$$T_d = \left[540 \quad (2.88) \quad 0.1889 \right] (1.1) = 725 \text{ } ^\circ\text{R} = 265 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Por lo tanto: $\left| 266 - 265 \right| = 1 < 5 \text{ } ^\circ\text{F}$

Como se cumple la tolerancia establecida, entonces la temperatura de descarga en la primera etapa de compresión será:

$$\underline{T_{d_1} = 265 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

2.- Cálculo de la Temperatura de descarga en la 2ª etapa de compresión.

De acuerdo a Jonh M. Campbell, la temperatura de succión en la segunda etapa de compresión, cuando se utiliza un inter-enfriador de aire, colocado entre las dos etapas de compresión es:

Temperatura de bulbo seco (ambiente) + 15°C

$$T_{S_2} = 25^\circ\text{C} + 15^\circ\text{C} = 40^\circ\text{C} = \underline{104^\circ\text{F}}$$

Por lo tanto, la temperatura de succión en la segunda etapa de compresión es:

$$T_{B_2} = 104 \text{ }^\circ\text{F} = 564 \text{ }^\circ\text{R}$$

Suponiendo una $T_{d_2} = 250 \text{ }^\circ\text{F}$

$$T_m = \frac{104 + 250}{2} = 177 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$k_m = 1.228$$

$$T_d = \left[564 (2.88)^{0.1856} \right] (1.1) = 755 \text{ }^\circ\text{R} = 295 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{Checando la tolerancia: } \left| 250 - 295 \right| = 45 > 5 \text{ }^\circ\text{F}$$

Como no se cumple la tolerancia establecida, se realiza un segundo intento.

$$T_{d_2} = 295 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_m = 199.5 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$k_m = 1.225 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_d = 753 \text{ } ^\circ\text{R} = 293 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Como: } \left| 295 - 293 \right| = 2 < 5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Se cumple la tolerancia establecida, por lo tanto la temperatura de -
descarga en la segunda etapa de compresión será:

$$\underline{T_{d_2} = 293 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

2.- Cálculo de la Potencia real de la unidad de compresión.

a) Potencia real en la primera etapa de compresión:

$$\text{HP} = 0.086 \left(T_s \right) \left(\frac{k_s}{k_s - 1} \right) \left(Q_g \right) \left[\left(CR \right)^{\frac{z_s (k_s - 1)}{k_s - 1}} \right]$$

Encontrando la P_{pc} , y la T_{pc} del gas con la densidad relativa= 0.70

$$P_{pc} = 665.5 \text{ psia.}$$

$$T_{pc} = 390.0 \text{ } ^\circ\text{R}$$

Determinando la P_{pr} , y la T_{pr} del gas

$$P_{pr} = \frac{P}{P_{pc}} = \frac{60}{665} = 0.090$$

$$T_{pr} = \frac{T}{T_{pc}} = \frac{540}{390} = 1.385$$

Calculando el valor de z_s , de la Figura (3.8) y k_s , de la Figura (3.7).

$$z_s = 0.098$$

$$k_s = 1.258$$

Sustituyendo valores en la ecuación empírica para el cálculo de la --
Potencia real:

$$HP_{netos} = 0.086 (540) (4.876) (4.0) \left[\frac{(0.98) (0.2050)}{(2.88)} - 1 \right]$$

$$\underline{HP_{netos} = 214}$$

Esta es la potencia real en la primera etapa de compresión.

b) Potencia real en la segunda etapa de compresión:

Las condiciones de succión en la 2ª etapa de compresión son:

$$P_{s_2} = P_{d_1} = \frac{P_d}{CR} = \frac{500}{2.88} = 174 \text{ psia.}$$

$$T_{s_2} = 104 \text{ } ^\circ\text{F} = 564 \text{ } ^\circ\text{R}$$

Y por lo tanto:

$$P_{pr} = \frac{P}{P_{pc}} = \frac{174}{665} = 0.2617$$

$$T_{pr} = \frac{T}{T_{pc}} = \frac{564}{390} = 1.446$$

Calculando el valor de z_s , de la Figura (3.8), así como k_s :

$$z_s = 0.97$$

$$k_s = 1.250$$

Sustituyendo valores en la ecuación empírica para el cálculo de la --- potencia real; se obtiene que:

$$\frac{HP}{netos} = 220$$

Esta es la potencia real en la segunda etapa de compresión.

3.- Cálculo de la Eficiencia de la estación de compresión.

Sumando los HP_{netos} de las dos etapas de compresión tenemos que:

$$HP_1 + HP_2 = 214 + 220 = 434 \text{ } HP_{\text{netos totales.}}$$

Por lo tanto:

$$\text{Eficiencia} = \frac{HP_{\text{netos tot.}}}{HP_{\text{nominales}}} = \frac{434}{500} = 0.868 = 86.8 \%$$

Esta es la eficiencia de una compresora recíproca con dos etapas de compresión. Como la estación de compresión tiene dos compresoras más --- bajo las mismas condiciones de operación, por lo tanto ésta eficiencia, --- será la eficiencia de la estación de compresión.

B) Empleando gráficas de entalpía - entropía.

La siguiente ecuación nos relaciona la potencia con la entalpía y la -- entropía.

$$HP_{\text{netos}} = 0.0432 (\Delta H - T \Delta S) Q_g$$

Donde:

$$HP = \left[\frac{HP}{\text{MMPCD}} \right]$$

$$S = \left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb mol } ^\circ R} \right]$$

$$Q = \left[\text{MMPCD a c.s.} \right]$$

$$H = \left[\frac{\text{Btu}}{\text{lb mol}} \right]$$

$$T = \left[^\circ R \right]$$

Como es un proceso adiabático - isentrópico:

$$dQ = 0 ; \quad dS = 0$$

Por lo que nos queda:

$$HP_{\text{netos}} = 0.0432 (\Delta H) Q$$

Calculando H_1 a las condiciones de succión en la primera etapa de compresión. De una Figura similar a la (3.1).

$$P_S = 60 \text{ psia.} \quad H_1 = 440 \text{ (Btu/lb mol)}$$

$$T_S = 80 \text{ }^\circ\text{F}$$

Siguiendo una línea vertical (entropía constante), entre 60 y 174 --- psia., usando una Figura similar a la (3.1), para un gas con gravedad ---- específica de 0.70, tenemos que:

$$H_2 = 1680 \text{ (Btu/lb mol)}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior.

Por lo tanto:

$$HP_{\text{netos}} = 0.0432 (1680 - 440) (4.0) = 214$$

Con las condiciones en la succión de la segunda etapa de compresión, --

tenemos que:

$$P_{s_2} = 174 \text{ psia.}$$

$$H_{s_2} = 620 \text{ (Btu/lb mol)}$$

$$T_{s_2} = 104 \text{ }^\circ\text{F}$$

Trazando una línea de entropía constante de 174 psia a 500 psia, ----
obtenemos:

$$H_{d_2} = 1840 \text{ (Btu/lb mol)}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación, obtenemos:

$$HP_{netos} = 0.0432 (1840 - 620) (4.0) = 211$$

Sumando los HP de las dos etapas de compresión, se tiene que:

$$HP_1 + HP_2 = 214 + 211 = 425 \text{ HP}_{netos \text{ totales.}}$$

3.- Cálculo de la Eficiencia de la unidad de compresión.

$$\text{Eficiencia} = \frac{HP_{netos \text{ totales}}}{HP_{nominales}} = \frac{425}{500} = 0.850 = 85.0 \%$$

Por lo tanto, se observa que los cálculos realizados con las ecuaciones son muy parecidos a los obtenidos por las gráficas, siendo este último un -- procedimiento rápido y sencillo.

Problema No. 2

La estación de bombeo Poza Rica IV, cuenta con dos bombas centrifugas, las cuales manejan 60,000 BPD; bajo las siguientes condiciones:

$$P_s = 30 \text{ psia.}$$

Cada bomba tiene 250 HP nominales.

$$P_d = 400 \text{ psia.}$$

Determinar la Potencia y la Eficiencia de la estación de bombeo.

SOLUCION:

$$HP_{\text{netos}} = 1.7 \cdot 10^{-5} \cdot Q \left[\frac{\text{bbl}}{\text{día}} \right] \Delta P \left[\frac{\text{lb}_f}{\text{pg}^2} \right]$$

$$HP_{\text{netos}} = 5.83 \cdot 10^{-4} \cdot Q \left[\frac{\text{gal}}{\text{min.}} \right] \Delta P \left[\frac{\text{lb}_f}{\text{pg}^2} \right]$$

Donde:

$$\Delta P \left[\frac{\text{lb}_f}{\text{pg}^2} \right] = P_d - P_s$$

Por lo tanto, sustituyendo valores en cualquiera de las dos ecuaciones anteriores:

$$HP_{\text{netos}} = 1.7 \cdot 10^{-5} \cdot (60,000) (370) = 377$$

$$\text{Eficiencia} = \frac{HP_{\text{netos}}}{HP_{\text{nominales}}} = \frac{377}{500} = 0.754 = 75.4 \%$$

Problema No. 3

Determinar el gasto que puede manejar una bomba centrífuga con 250 HP nominales, y con un fluido de gravedad específica de 0.85, con una presión de descarga de 400.0 psia.

El tanque donde se encuentra el fluido está cerrado y el manómetro --- marca 40 psia. El líquido forma una columna de 15 pies sobre el nivel de la bomba. Las pérdidas en la tubería de succión son de 10 psia.

SOLUCION:

$$HP_{\text{netos}} = 1.7 \cdot 10^{-5} \cdot (Q) (\Delta P)$$

$$\Delta P = P_d - P_s$$

Como:

$$P_s = P_t - P_f + \frac{\gamma r}{2.307} (h)$$

Sustituyendo valores:

$$P_s = (40 - 10) + \frac{0.85}{2.307} (15) = 35.5 \text{ psia.}$$

Por lo tanto:

$$\Delta P = P_d - P_s = 400 - 35.5 = 364.5 \text{ psia.}$$

Calculando el gasto que puede manejar la bomba, en bbl/día.

$$Q \frac{\text{bbl}}{\text{día}} = \frac{HP_{\text{nominales}} (E)}{1.7 \cdot 10^{-5} (\Delta P)}$$

Como son $HP_{\text{nominales}}$, se tiene que utilizar un factor de eficiencia y así poder obtener los HP_{netos} con los cuales esta trabajando la bomba.

Del problema anterior; $E = 0.754 = 75.4 \%$

Por lo tanto:

$$Q = \frac{250 (0.754)}{1.7 \cdot 10^{-5} (364.5)} = 30,420 \text{ bbl/día.}$$

Se puede observar que la bomba de este problema, forma parte de la --- estación de bombeo Poza Rica IV, ya que las condiciones de operación son --- las mismas, y por lo tanto la eficiencia calculada anteriormente es ----- correcta.

C A P I T U L O VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 1.- La capacidad de una bomba o de una compresora, varía con el número de álabes, émbolos o pistones. En general, mientras mayor es el --- número, menor es la variación en el gasto, a un número dado de rpm.
- 2.- Las bombas y las compresoras se diseñan para una velocidad, presión, gasto y potencia específicas. Estos equipos pueden aplicarse a condi ciones de potencia menores que los del punto específico de diseño, - pero con sacrificio de condiciones económicas en la operación.
- 3.- Se pueden arreglar dos o más bombas o compresoras, para la operación en paralelo o en serie, logrando una amplia gama de requerimientos - de la manera más económica.
- 4.- La magnitud de las pulsaciones en la descarga de la bomba o de la -- compresora, queda afectada principalmente por el número de émbolos o pistones en el cigueñal.
- 5.- Es conveniente tener la NPSH, de 3 a 5 psia., mayor que la NPSHR. -- Esto evitará el paso de vapor y gases dentro del sistema de succión.
- 6.- El desprendimiento de vapores y gases bajo compresión y expansión -- repetidas, originará daños por Cavitación en los pasajes internos de la bomba.

- 7.- La incorrecta determinación de la NPSH, puede reducir el gasto y la eficiencia de la bomba, llegando a producir daños por Cavitación.
- 8.- Si se utiliza una compresión de etapas múltiples, se deberá enfriar el gas entre una etapa y otra mediante el uso de inter-enfriadores, con el objeto de reducir la potencia necesaria para comprimir el gas.
- 9.- Mientras más inter-enfriadores y etapas existan, los requerimientos de potencia se aproximan a los requerimientos que se obtendrían si el proceso fuera isotérmico.
- 10.- La selección del equipo de bombeo o compresión, dependerá esencialmente de las necesidades del proceso, costos de operación y costo inicial, mantenimiento y vida proyectada. Dichos factores rigen la selección de la unidad más apropiada.
- 11.- La selección de un sistema de control para compresores, bombas y -- motores-impulsores, dependerá de que tan confiable sea y lo más --- simple posible, así como el acoplamiento al sistema.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Daniels F., Alberty A.
" Fisicoquímica "
C.E.C.S.A. , 1970.

- 2.- Mark Melvin.
" Termodinámica "
Argentina, 1973.

- 3.- Kern, D. Q.
" Process Heat Transfer "
McGraw-Hill Book Company, New York, 1970.

- 4.- Natural Gas Processors Suppliers Association (NGPSA).
" Engineering Data Book "
Ninth Edition, Tulsa, Oklahoma, 1972.

- 5.- Katz, Donald L.
" Handbook of Natural Gas Engineering "
McGraw-Hill Book Company., 1960.

- 6.- Campbell, John M.
" Gas Conditioning and Processing "
Campbell Petroleum Series. (CPS), 1976.

- 7.- Foust, Alan S.
" Principles of Unit Operaciones "
C.E.C.S.A. , 1969.
- 8.- Hicks, T. G.
" Pump Selection and Aplication "
McGraw-Hill Book Company. , New York, 1960.
- 9.- Karassik, I. J. , R. Carter.
" Centrifugal Pumps Selection, Operation and Maintenace "
McGraw-Hill Book Company. , New York, 1960.
- 10.- Sánchez, Arredondo F.
" Apuntes de la cátedra de Bombeo y Compresión "
Facultad de Ingeniería, UNAM.
- 11.- Rojas, Pacheco.
" Compresores Centrifugos para Aire "
Facultad de Ingeniería, UNAM. , 1971.
- 12.- Fuchslocher. , Schulz.
" Bombas: Funcionamiento, Cálculo y Construcción "
México, 1970.

REFERENCIAS

Capítulo III COMPRESORAS

- 1.- Ridgeway, R.S.: Paper presented before CNGA in Los Angeles, Mar. 1, 1945., reprint, Clark Brothers Company, Olean, N.Y.
- 2.- Edmister, W.C., and R.J. Mc Garry: Gas Compressor Design, Chem. Eng. Prog., 45., (1949), p.421.
- 3.- Joffe, J.: Gas Compressors, Chem. Eng. Progr., 47., (1951), p.80.

Capítulo IV BOMBAS

- 1.- Balje, O.E.: J. Engr. Power, Jan. (1962).
- 2.- Matson, R.C.: Oil Gas J., July 9 (1973), p.74.

Apéndice A MOTORES - IMPULSORES

- 1.- Horton, J.L.: Oil Gas J., Jan 15 (1968), p.102.
- 2.- Batey, E.H.: Series in Oil Gas J., Dic. 18 (1961), p.65.

3.- Engineering Data Book, GPSA, Tulsa, (1972).

4.- Nailen, R. I.: Hydr. Proc., Feb. (1975), p.101.

5.- Mapes, W.H.: Chem. Engr., July 21 (1975), p.107.

A P E N D I C E S

MOTORES - IMPULSORES

Probablemente se han usado en las bombas y compresoras de la industria petrolera, toda clase de motores - impulsores y fuentes de potencia, con -- algún tipo de transmisión de potencia, cuando es necesario. Actualmente las bombas y compresoras están movidas por motores - impulsores eléctricos - ya sean centrífugas, rotatorias o reciprocantes. Pero también se usan turbinas de vapor, de gas e hidráulicas y motores - impulsores de gasolina, diesel y gas. Hay otras fuentes de potencia con popularidad relativamente limitada - como motores de aire, turbinas de expansión de aire, paletas de viento, etc.; pero su utilización está confiada generalmente a ciertas aplicaciones ----- especializadas. Los medios para la transmisión de potencia del motor - impulsor a las bombas y compresoras incluyen coples flexibles, engranes, bandas - planas o V, cadenas, así como acoplamientos hidráulicos y magnéticos o ---- engranes.

Una vez que la potencia necesitada por el compresor o la bomba es establecida, es necesario escoger el motor-impulsor que va a proporcionar esa cantidad de potencia. Este motor-impulsor puede ser alguna clase de motor de turbina de gas o una turbina de expansión. la elección depende de la compatibilidad del compresor o de la bomba y del motor-impulsor, de la disponibilidad del combustible, y de las limitaciones de peso y de volúmen, etc. Si otros factores no son tan críticos, la compatibilidad es el factor más importante; parecidos rangos de velocidad, por ejemplo, es una consideración. Se pueden - usar decrementadores o incrementadores de velocidad satisfactoriamente, pero -

en general deberán ser evitados, a menos que su uso sea la mejor alternativa.

Todos los motores-impulsores, tienen una capacidad nominal, pero esta podría no ser la cantidad de potencia que puede entregar confiable y continuamente bajo las condiciones de operación. Algún ajuste reduccional a su capacidad nominal deberá ser necesario. Todos los motores de combustión, por ejemplo, tienen una potencia de salida la cuál depende en algún grado de la densidad del aire de combustión. La altitud y la temperatura afectan el rendimiento del motor-impulsor en algún grado. Una parte de la potencia disponible del motor-impulsor puede ser usada para el manejo de accesorios, tales como bombas y enfriadores. Esta cantidad de potencia secundaria, si es que la hay, tendrá que ser tomada en cuenta para el dimensionamiento del motor-impulsor.

Desde luego, estos motores-impulsores pueden ser usados para impulsar bombas, generadores y otros equipos de potencia.

1 MOTORES RECIPROCANTES

Este tipo de motores-impulsores vienen en muchos tamaños y velocidades. En tamaños grandes, arriba de 600 rpm, el motor y el compresor pueden ser unidades integradas. Estas comparten la misma flecha o cigueñal. Arriba de alrededor de 150 KW se pueden emplear V - bandas para conectar las dos unidades. Un tipo intermedio puede conectar el extremo final del cigueñal del motor al compresor, directamente o mediante un controlador de velocidad.

1.2 POTENCIA NOMINAL

El motor suministrará la potencia de acuerdo a un sistema un tanto arbitrario. Un motor-impulsor proporcionará la potencia debido a la combustión - del combustible dentro de los cilindros reciprocantes. La capacidad del ---- motor-impulsor recíprocante dependerá de los siguientes factores:

- 1.- Un ajuste de capacidad de una prueba de banco, para altas --- velocidades, y baja potencia motriz.
- 2.- Correcciones por altitud.
- 3.- Uso de una parte de la potencia del motor para manejar accesorios tales como bombas de agua y aceite lubricante, ventiladores para refrigeración por aire, etc.

1.- Ajuste de la eficiencia del motor.

Pequeñas unidades de compresión frecuentemente usan motores de alta --- velocidad que tienen una capacidad basada en condiciones que no pueden ser - mantenidas confiablemente en servicios reales. Esta capacidad es llamada --- algunas veces capacidad de prueba de banco, es decir, una máxima capacidad de potencia bajo condiciones ideales, para periodos cortos de tiempo.

Muchas aproximaciones se usan para el ajuste reduccional de ésta potencia ideal a fin de obtener una operación confiable y de bajo mantenimiento. Estas aproximaciones incluyen:

- a).- Ajuste de la potencia de prueba de banco, entre un 35% y un 45%.
- b).- Limitación de la BMEP (presión media efectiva al freno).
- c).- Limitación de las rpm.

d).- Limitación de la velocidad del pistón. (Es común limitar la velocidad del pistón del cilindro del compresor a alrededor de 275 m/min., y en el cilindro de potencia, que es el ---- cilindro del motor-impulsor, la velocidad del pistón es --- 300 m/min.)

En muchas compañías, todos estos factores son aplicados para observar - cuáles de estos factores limitan la potencia (BHP) de salida deseada para el motor-impulsor.

En unidades tipo integradas, donde el cilindro de potencia (cilindro - del motor-impulsor), y el cilindro del compresor están montados en la misma carcasa o funda, normalmente no son ajustados en su capacidad por cualquier factor, excepto por el BHEP (presión media efectiva al freno).

Cualquier ajuste reduccional hecho es un compromiso desde el punto de - vista económico. Usted comprará más capacidad potencial, la cuál redituará el costo extra mediante la reducción de costos por mantenimiento y menores ---- pérdidas de ingresos debido a pérdidas de tiempo de máquina. Este es un con- cepto en el que es necesario hacer un juicio basado en la experiencia.

2.- Corrección por altitud.

La altitud afecta la densidad del aire disponible para combustión. ---- Cualquier ajuste tendrá que basarse, en algún grado, en esta densidad.

El efecto de la densidad depende del motor. Estos motores son de dos -- tipos básicos:

- a).- Motores no super cargados o no turbo cargados (de aspiración natural), donde el aire es quemado a presión natural.
- b).- Motores super cargados o turbo cargados, donde el aire es comprimido antes de la combustión.

El ajuste por altitud real, varía con el fabricante y el tipo de motor.

El siguiente resumen es común:

Alta velocidad

No turbo cargados- 10% por cada 1000 metros arriba del nivel del mar.

Turbo cargados - 6.5% por cada 1000 metros arriba del nivel del mar.

Unidades integradas grandes

No hay corrección hasta 500 - 800 metros arriba del nivel del mar. 10% por cada 1000 metros para motores de aspiración natural y 6.5% por cada 1000 metros para motores turbo cargados. (Algunos motores grandes -- están diseñados para no hacerles correcciones -- hasta los 2000 metros arriba del nivel del mar).

El ajuste por altitud real será especificado por el fabricante.

3.- Corrección por accesorios.

Si el motor-impulsor del compresor o de la bomba, proporciona energía a todos los accesorios, entonces no todos los hp de salida están disponibles para comprimir el gas o bombear el líquido. La cantidad de caballos de fuerza que emplean los accesorios depende del motor. Para motores con aspiración natural, los accesorios consumirán alrededor del 3% al 5% de la potencia

del motor-impulsor. La siguiente fórmula se usa para corregir por altitud y accesorios:

$$KW \text{ corr.} = \frac{KW}{(1 - \text{corr. acc.}) (\text{corr. alt.})} \quad 1$$

Donde:

corr. acc. = Es la fracción de la potencia motriz empleada por los accesorios.

corr. alt. = Es la relación de rendimiento a una altitud dada -- con respecto al rendimiento al nivel del mar.

KW = Es la potencia requerida por el compresor.

Nota: Además de éstas correcciones se tendrá aún que considerar el BMEP y , también, cualquier limitación de velocidad.

1.3 ESPECIFICACIONES DE MOTORES RECIPROCANES

La elección de un motor es función del mismo motor, de las rpm, del -- peso del motor, de la velocidad e igualmente todos estos factores afectan -- los costos y el comportamiento. Los siguientes conceptos deben de conside-- rarse:

- 1.- Presión media efectiva al freno (BMEP). La presión media -- teórica necesaria en los cilindros de potencia (cilindros del motor-impulsor), a lo largo de toda la carrera para desarro -- llar la potencia nominal.

Estos límites dependen, en algún grado, de la capacidad calorífica del combustible.

2.- La velocidad del pistón para cilindros de compresoras generalmente debe estar limitada a 275 m/min. La velocidad límite - para pistones de potencia (pistones del motor-impulsor), es de 300 m/min. Ambos límites son los más comúnmente usados.

3.- Establecer un criterio para un ajuste reduccional de la capacidad es conveniente para los tipos de motores que aquí son considerados. Algunos usan una especificación que limita la potencia de salida por unidad de peso del motor.

4.- Enfriamiento. Si inter-enfriadores y/o post-enfriadores, son necesitados, especificar la proximidad deseada.

5.- Controles. Estos deben ser especificados, aún cuándo el paquete de control es más o menos standar.

6.- Carga del pistón. Esta normalmente es especificada por el -- vendedor, pero debe ser considerada por todas las partes. -- Operar cerca de la máxima carga permitida puede ser una futura fuente de fallas.

7.- Combustible. Especificar la calidad disponible (a menor valor de capacidad calorífica, es mejor). El gas con un valor de - capacidad calorífica arriba de $54,000 \text{ KJ/m}^3$ std. , es indeseable, aunque algunas veces es necesario. Evite el uso de gas -

con un alto valor de capacidad calorífica, si es posible.

Cada uno de estos factores mencionados, están abiertos para la interpretación individual. No obstante, estos factores siempre reciben algún grado de consideración formal

La elección entre un motor super-cargado vs un motor de aspiración natural, es similarmente un tanto arbitraria. Los primeros tienen un bajo consumo de combustible, son mejores a altas velocidades, tienen un bajo costo por hp y pueden requerir menos enfriamiento. Los motores de aspiración natural son, generalmente, menos susceptibles a problemas asociados con altas temperaturas ambientales, son cómodos para operar sin ser atendidos y pueden operar mejor con un combustible de alto Btu. Estos motores inherentemente tienen menor capacidad de sobrecarga que los motores super-cargados.

En las referencias (1), (2), se discuten varios aspectos del diseño de compresores recíprocos para servicios de compresión de gas y de ductos.

2 MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

Aun cuando las máquinas de combustión interna rara vez pueden mejorar a un motor eléctrico desde el punto de vista puramente económico, son sumamente importantes para numerosos tipos de instalaciones diferentes. Probablemente el uso más común se encuentra en áreas aisladas en que no se tiene electricidad. Pero las máquinas de combustión interna también son muy importantes para unidades pequeñas de compresión y bombeo, grupos de emergencia, algunos tipos de estaciones de compresión y bombeo, sobre todo de tipo portátil

tiles, muy comunes dentro de la industria petrolera.

Tipos de Motores de Combustión Interna. Para el movimiento de compresoras y bombas, se usan los motores de diesel, gasolina, doble combustible, - gas y aceite de baja compresión. El tipo de motor que se fija depende de la cantidad de potencia requerida, del tipo de combustible más fácil de obtener y del menor costo, así como del tipo y número de operadores que pueden emplearse y clase de instalación que habrá de proporcionar potencia los motores; permanente o temporal. Muchas instalaciones permanentes se encuentran en la industria del petróleo para el transporte de aceite crudo o refinado a través de ductos.

En muchas estaciones de bombeo y compresión, los motores de combustión interna que mueven a las bombas y compresoras usan el propio combustible -- que manejan como tal, reduciendo los gastos de transporte para éste y eliminando mucha de la capacidad de almacenamiento que sería necesaria de otra manera. El ahorro en almacenamiento reduce el costo inicial de la estación de bombeo y compresión. Un buen ejemplo de esto lo constituyen los oleoductos y los gasoductos.

La mayor aplicación de los motores de combustión interna, se encuentra en el servicio marino, como en los barcos de perforación y las plataformas. Algunos barcos y sobre todo las plataformas, combinan los tres servicios -- auxiliares - bombeo, generación de potencia y compresión de aire -.

Normas de Capacidad. La capacidad de un motor de combustión interna -- está afectada por la temperatura y la presión atmosférica del aire de entrada y por lo tanto por la altura a la que opera el motor. Para que las correcciones no sean necesarias en las instalaciones más comunes, las normas de

capacidad especificadas para nivel del mar por la Asociación de Fabricantes de Máquinas Diesel (DEMA), se conserva hasta 450 metros de altura y a --- temperaturas atmosféricas de 32 °C y presiones atmosféricas no menores de - 717.5 mm de Hg. Los motores que operan a alturas superiores a 450 metros, - deben considerarse reducidos en su capacidad. La DEMA publica una curva de reducción de capacidad para alturas hasta de 4,500 metros. A 1,500 metros un motor diesel solamente operará con el 85% de su capacidad al nivel del - mar, a 3,000 alrededor del 67%. Cuando el motor debe operar a temperaturas de entrada superiores a 32 °C, el fabricante deberá extender su garantía -- sobre la base de la temperatura real.

Para estimar el consumo de combustible para una planta de bombeo y/o - compresión proyectada, el mejor procedimiento es el de calcular el número - de caballos-horas de operación que se espera a varias cargas y multiplicar- los ya sea por la garantía real dada por el fabricante del motor o con --- datos típicos de consumo de combustible. Los motores diesel pequeños usan - alrededor de 22.7 litros de combustible por cada 100 caballos-hora, los moto- res grandes alrededor de 18.9 litros por cada 100 caballos-horas.

Motores de Gasolina. Puesto que el precio del combustible para un motor de gasolina es generalmente mucho mayor que para un motor diesel, los moto- res de gasolina no encuentran mucha aplicación en capacidades de más de 150 hp, para mover bombas. A la fecha, los motores de gasolina son populares pa- ra aplicaciones portátiles en que el costo del combustible es secundario al menor peso, facilidad de operación y cierta independencia de los problemas - de suministro de combustible en áreas en donde la gasolina se obtiene gene-- ralmente con mayor facilidad que el combustible diesel.

$$BMEP = \frac{(A)(KW)}{(No. de cilind.)(B^2)(L)(N)} \quad 2$$

Donde:

| | SISTEMA | |
|-----------------------------------------------------------------------------|---------|---------|
| | METRICO | INGLES |
| BMEP está en unidades de | MPa | psia |
| L = longitud de la carrera | cm | pulg |
| B = diámetro del cilindro de potencia (cilindro del motor-impulsor) | cm | pulg |
| A = factor de conversión | 77 780 | 677 200 |
| N = rpm para motores de dos ciclos. rpm/2 para motores de cuatro ciclos. | | |
| KW = requerimiento de potencia de salida del motor | | |

Los motores de cuatro ciclos tendrán que desarrollar un BMEP más alto a la misma velocidad, para una carga dada, debido a la revolución adicional del cigueñal dada por la carrera del pistón. Por unidad de peso, un motor de cuatro ciclos tendrá que operar a un BMEP más alto, o más rpm, o ambas cosas, para producir la misma cantidad de potencia.

El mantenimiento depende, en algún grado del BMEP. Las experiencias individuales varían, pero los límites son razonables para lograr un mínimo de gastos de mantenimiento:

BMEP menor a 50 psia, para altas cargas de compresión.

BMEP menor a 65 psia, para cargas de compresión bajas y medias.

BMEP menor a 125 psia, para motores sobre-cargados.

Cuando hay peligro de ignición asociado con el almacenamiento de combustible, los motores de diesel o tractolina se prefieren sobre los motores de gasolina y de gas natural.

Los motores de gasolina que sirven cargas continuas tienen un costo -- de combustible de tres a cuatro veces el correspondiente de un diesel que -- mueva la misma bomba.

La capacidad de las bombas movidas por motores de gasolina disminuye -- alrededor de 1% por cada 200 metros arriba del nivel del mar y la columna -- se abate alrededor de 1.6% también por cada 200 metros arriba del nivel --- del mar.

Para aplicaciones estacionarias, el medio más común para mover a las bombas y compresoras son los motores de corriente alterna (ca), cuando existe alguna razón para no usar motores de ca, se usan de corriente continua (cd). El motor de cd es muy popular en servicio marino en toda clase de embarcaciones.

Hay dos características importantes de la bomba y compresora por lo que respecta a la elección de motor: el par de arranque requerido en operación normal y los requisitos de velocidad. La mayor parte de las bombas centrífugas y rotatorias se mueven a velocidad constante, excepto bombas de gran tamaño en las que se puede variar la velocidad. Muchas bombas recíprocas operan a velocidad constante, pero en algunas aplicaciones la variación de velocidad permite un ajuste fácil de la capacidad de la bomba.

Los motores eléctricos han sido usados más extensamente como impulsores para compresoras, bombas y todos los servicios de potencia. Su costo inicial tiende a ser alto, pero seguramente ofrecerán buena eficiencia, confiabilidad y una capacidad variable de velocidad. Además se hacen más atractivos a medida que el costo del gas combustible se eleva y porque más fuentes confiables de generación de potencia interna están disponibles. Muchas instalaciones, particularmente costa - afuera, requieren, de cualquier forma, de un paquete de potencia.

La mayoría de los vendedores de motores tienen, además, pequeños conocimientos de sistemas de operación, así que la comunicación con estos es un problema crítico. Nos corresponde a nosotros, quienes no somos expertos en electricidad, comunicar nuestras necesidades más efectivamente a estos vendedores.

La discusión siguiente es sumamente breve. Las referencias (3), (4) y (5), proporcionan la información complementaria.

Estos son tres tipos básicos de motores disponibles como impulsores -- para compresoras: Inducción, Sincrónico, u de rotor devanado. El motor de - inducción, usualmente es el primero en ser escogido para 375 - 3,750 KW. El motor de 1,800 rpm es el menos caro, aunque motores de 1,200 rpm y 3,600 rpm están disponibles. Algunas clases de sistemas como aceleradores de --- velocidad pueden ser empleados por esta razón.

El motor Sincrónico puede ser el primero en ser seleccionado para ---- grandes rangos. Tiene el mismo rango de velocidad que el motor de inducción, pero el modelo de 1,200 rpm es usado en muchas más aplicaciones. Una vez -- más, la velocidad es aumentada o disminuída por medio de engranes para hacer la coincidir con la velocidad necesitada por el compresor. Los motores ---- sincrónicos de gran tamaño son bajos en sus costos iniciales, y son más --- eficientes.

Los motores de rotor devanado, han sido más extensamente usados ahora que en el pasado, aunque sus costos iniciales sean altos y tiene altas pérdidas cuando se usan resistencias para controlar la velocidad. Sin embargo, nuevos modelos han hecho que este motor sea más atractivo. Los motores de rotor devanado se usan frecuentemente cuando se requiere la operación períodica para velocidad reducida.

Un motor cd es fácilmente controlado con un ajustador de voltaje o -- usando un control de campo ajustable. Sin embargo, los motores cd de gran -

potencia son grandes, voluminosos y caros. Un control de frecuencia ajustable con un motor de rotor devanado ca con doble alimentación puede ofrecer altas eficiencias y dar paso a un control de velocidad.

En un motor con doble alimentación la velocidad es función de las diferencias de frecuencia entre el rotor y el estator. Se puede ajustar estas frecuencias usando un ciclo convertidor para operar a diferentes velocidades con respecto a la velocidad del motor sincrónico.

Un ciclo convertidor tiene la capacidad de transferir la potencia en cualquier dirección. De esta manera, un 15% de la capacidad de potencia del motor puede proveer un 30% del rango de velocidad a torque constante.

Cuando se va a seleccionar un motor, los siguientes factores deben ser considerados: Un motor usualmente gira 4 - 7 tiempos, estando a plena carga normal, cuando está arrancando. Esto puede disminuir el voltaje y el torque de encendido en proporción al cuadrado de la caída de voltaje. Esto no representará ningún problema si el torque reducido es aún suficiente para hacer girar el compresor.

El motor de cd se usa cuando un motor de ca no es satisfactorio. Los motores de cd son productos de precio alto, especialmente en los tamaños grandes. Pero presentan la ventaja de fácil ajuste en su velocidad y control efectivo y simple de par, así como la de su aceleración y su desaceleración.

3.1 MOTORES ENCERRADOS

Los siguientes son tipos diferentes de motores encerrados:

- 1.- Abierto a prueba de goteo. Para uso interior en localizaciones no peligrosas.
- 2.- Protegido a la interperie II. Para uso costa - afuera en localizaciones no peligrosas.
- 3.- Totalmente encerrados, enfriamiento aire-agua. Para uso en interiores y exteriores, en localizaciones; limpias o sucias, no peligrosas.
- 4.- Totalmente encerrados, enfriamiento ventilador. Una alternativa para localizaciones no peligrosas.
- 5.- Localizaciones peligrosas. Donde vapores inflamables están presentes.

Los mínimos requerimientos de aire, cuando es enfriamiento por aire, - son de $0.3 \text{ m}^3/\text{min.}/\text{m}^2$, del área del suelo. Puede ser necesario contar con - un valor más grande que éste, para cuando hay aire que escapa del área encerrada.

Una alternativa para la purga de aire, es usar un motor encerrado ---- totalmente lleno con un gas inerte. Esta es una operación complicada, molesta y raramente usada.

Las normas aplicadas son diferentes en USA y en Europa, debido a diferentes filosofías acerca de como lograr la máxima seguridad. Se tendrá, que comparar estas diferencias en la planeación.

Uno tendrá que familiarizarse con muchas normas, incluyendo la temperatura que levanta el motor. Por ejemplo un motor a prueba de explosión, --- grupo I clase D tendrá que mantener su temperatura abajo de 215 °C, durante cualquier condición de carga. Esta y otras normas parecidas tendrán que ser manejadas por el especialista, pero se tendrá que familiarizar con las implicaciones de estas normas, así también como éstas afectan la planeación, --- especificación y diseño de plantas de bombeo y compresión.

El motor, turbina o máquina de combustión interna puede acoplarse directamente a la bomba o compresora por medio de un cople flexible, cople del tipo espaciador, engranes, bandas, transmisión hidráulica o una combinación de éstas. Los acoplamientos flexible son los más comúnmente usados con --- motores eléctricos.

La turbina de gas, esta siendo utilizada donde altas cantidades de hp - de salida por unidad de peso son necesitadas. Su costo de capital es favorable, aunque consumen más combustible que un motor reciprocante. Son muy compatibles, en características de comportamiento, con compresoras centrífugas, axiales; y son frecuentemente usadas para proporcionar impulso a éstos ---- compresores.

Para bombas centrífugas de alta velocidad, las turbinas de gas presentan un futuro promisorio en los casos en que un motor reciprocante podría -- ser adecuado. Las turbinas de gas quizás puedan desplazar a los motores de - combustión interna y reciprocantes para mover bombas portátiles de muchos --- tipos. Mucho depende del desarrollo presente en los talleres y laboratorios de diversos fabricantes.

V.4.1 COMPORTAMIENTO BASICO

La mecánica y el ciclo termodinámico se muestran en la Figura (5.1).- La parte (a) de esta figura muestra un ciclo abierto simple. El gas y el - exceso de aire se queman en la cámara de combustión. Una de porción de la -- energía producida se utiliza para el trabajo neto. La energía restante se -- utiliza para la admisión de aire al compresor.

El ciclo ideal se muestra en la Figura (5.1 b), este es el ciclo de - Brayton. Los puntos 1, 2, 3, 4 es esta figura muestran el ciclo real. Este - ciclo ideal puede usarse para las características pertinentes al contorno del

ciclo de una turbina. La Figura (5.2), será usada para este propósito. ---
 El aire entra en el punto 1 y es comprimido isentrópicamente hasta la -----
 temperatura T_2 y presión P_2 . El paso 2 - 3 (combustión), ocurre prácticamen-
 te a presión constante. El paso 3 - 4 es una expansión isentrópica median-
 te la fuerza de la turbina. En una turbina real los pasos 1 - 2 y 3 - 4 no -
 son isentrópicos.

Una turbina de gas es un dispositivo de capacidad térmica. La eficiencia
 térmica usada deberá ser función de la relación de presiones, acorde a la --
 figura (5.2). Para el ciclo ideal se tiene que:

$$E_{th} = 1 - (T_1/T_2) = 1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^m}$$

Donde:

E_{th} = a la eficiencia térmica

$m = (k - 1)/k$

Notése que esta eficiencia térmica no debe ser confundida con la efici-
 encia total (isentrópica), usada previamente para los compresores.

La eficiencia térmica de una turbina se reduce alrededor de 1.1% por ---
 cada 10% de la potencia de salida, abajo de la potencia de salida nominal. --
 Por ejemplo, cuándo se esta operando al 60% de la capacidad nominal, la efici-
 encia térmica será alrededor de:

$$25 - (40/10) (1.1) = 20.6\%$$

para una máquina de gas simple sin regenerador.

Si hay un incremento en la relación de presión, el ciclo será:

1 - 2' - 3' - 4 en lugar de 1 - 2 - 3 - 4. En una turbina real, la máxima ---

temperatura T_3 es fijada por las limitaciones metalúrgicas. Si T_3 es la máxima temperatura permitible, el ciclo teórico será: 1 - 2' - 3'' - 4'' . La eficiencia térmica, por lo tanto, está limitada por la relación de presiones y por la temperatura. Mientras más se incrementa la relación de presiones para el paso 1 - 2, más potencia se necesitará para la compresión del aire.

Avances metalúrgicos, los cuales permitirán elevar la temperatura, tendrán efectos drámaticos sobre la eficiencia. Relaciones aire-combustible de 90-100 : 1.0 son comúnmente usadas para mantener la temperatura dentro de los límites permisibles. El "trabajo regresado", necesario para impulsar el compresor de aire es, por consiguiente, grande. Requeriría del 40% al 80% de la potencia de salida de la turbina. La turbina Saturn, por ejemplo, produce alrededor de 3,000 hp en la turbina de potencia para producir alrededor de 1,100 hp netos al eje de trabajo disponible para uso productivo.

La Figura (5.3), es un croquis de una turbina impulsando un compresor para servicio de un gasoducto. Esta es una unidad de modelo anticuado, pero ilustra los componentes claves del sistema. Los modelos actuales pueden operar a temperaturas más altas que las mostradas. Esta Figura (5.3), tiende a simplificar mucho la complejidad del sistema de la turbina. Este croquis es un corte de una turbina [industrial]. Aunque es simple en principio, la turbina involucra el mantenimiento propio de muchos componentes, algunos trabajando bajo severas condiciones de servicio.

Las turbinas de gas se denominan como de simple eje o de doble eje. La turbina de simple eje operará a la misma velocidad que el compresor de aire axial e impulsor de potencia (impulsores del motor-impulsor). A medida que su velocidad se reduce, se reducen los hp de rendimiento. Por lo tanto, con

QUE PASA EN UNA TURBINA DE GAS

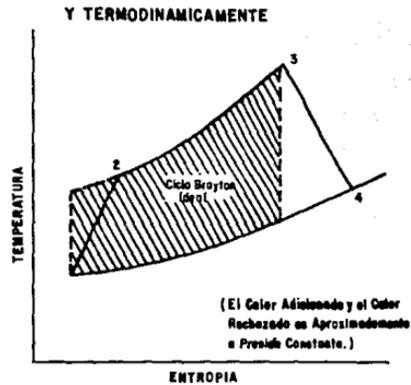
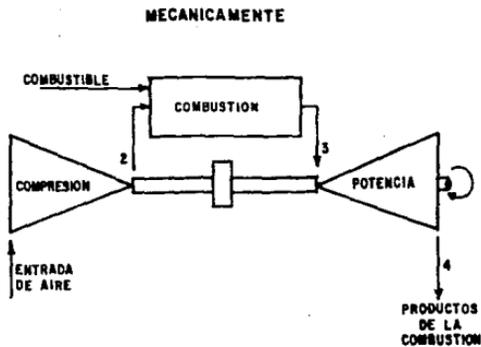


FIG. 5. 1

MECANISMO DE OPERACION DE UNA TURBINA DE GAS SIMPLE

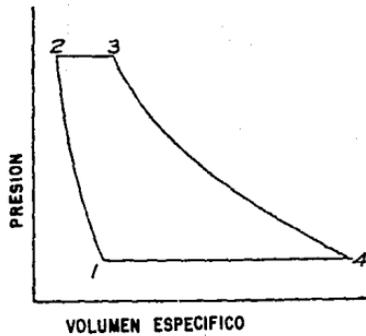
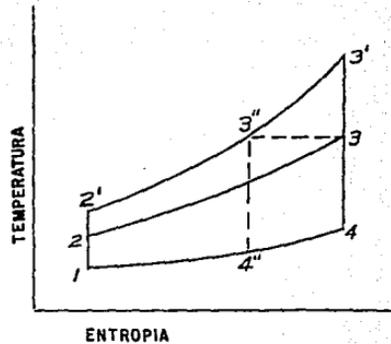
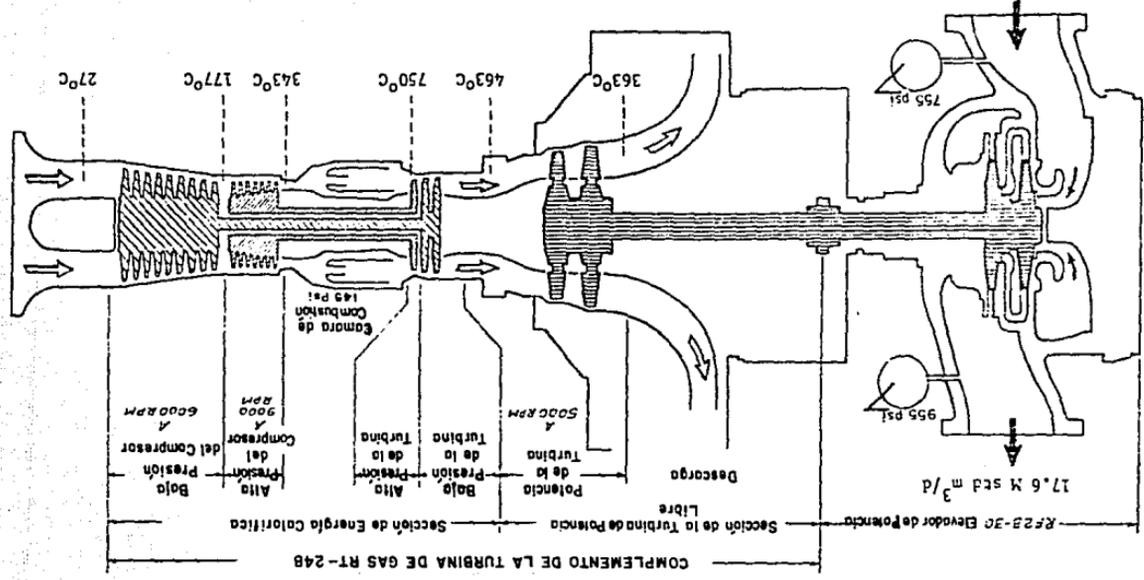


FIG. 5. 2

DIAGRAMA TERMODINAMICO PARA UN CICLO BRAYTON IDEAL.



TURBINA DE GAS COOPER-BESSEMER RT-248 MANEJADA CON UN ELEVADOR DE POTENCIA RFB-30 EN UN GASODUCTO 10,500 B. H. R.



COORTE DE UNA TURBINA DE GAS.

FIG. 9.3

una turbina de simple flecha o eje, la velocidad del dispositivo que va a ser impulsado tendrá que ser igual a la velocidad de la turbina, a menos que un equipo reductor de velocidad sea usado. Se han experimentado más fallas con equipo reductor de velocidad que con las turbinas mismas. Para altas -- velocidades, la precisión en la instalación de este equipo es crítica.

La turbina de dos flechas, es una turbina donde el compresor axial es impulsado por una flecha o eje independiente de la admisión de aire del -- compresor. Por lo tanto, con la turbina de doble eje, es posible operar el motor-impulsor a unas rpm diferentes a las rpm del compresor de gas.

Cuando tengamos que elegir entre turbinas de simple y doble flecha, se tendrán que comparar sus características de operación con las del sistema involucrado. Setendrá que recordar que la flexibilidad es un requisito muy - importante. Algunos piensan que muchos sistemas principalmente usan el paquete turbina-compresor para las cargas base y máquinas recíprocantes para las cargas pico, en sistemas de transporte de gas. Cualquier conclusión --- final no puede ser realista, debido a que las eficiencias de ambas unidades continuamente se someten a mejoramientos.

V.4.2 REGENERADORES

La eficiencia térmica total de un sistema es mejorada mediante el uso de regeneradores, como se muestra en la Figura (5.4). Las condiciones mos tradas son para un ciclo abierto, una máquina de doble flecha con 10 etapas en el compresor axial y dos etapas de turbina. El regenerador esta diseñado para un 75% de la eficiencia. Este regenerador pre-calienta el aire. El aire

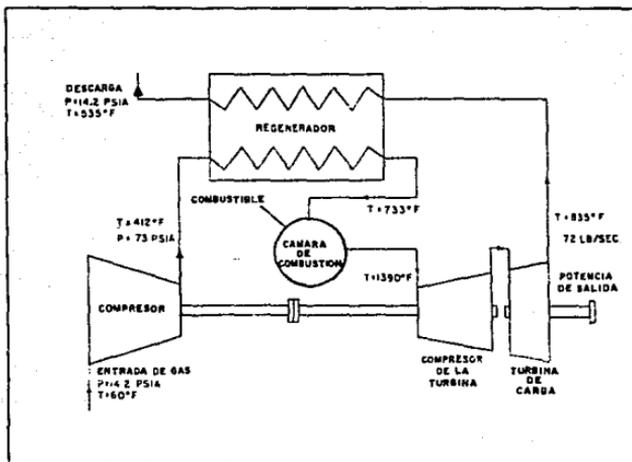


FIG. 5.4

CORTE QUE MUESTRA LA FLECHA DE UNA TURBINA DE GAS CON REGENERADOR.

expulsado, esta todavía considerablemente caliente y puede ser usado para subsecuentes calentamientos por simple desalojo a una presión ligeramente mayor.

La eficiencia térmica para una turbina de gas simple varía del 20% al 25% sin regenerador, y del 25% al 28% con un regenerador. El regenerador -- desaloja gases que generalmente contienen de 17 - 18% de oxígeno. El regenerador puede soportar hasta una contrapresión de 30 psia.

4.3 CICLOS COMPLEJOS

Una ventaja de la turbina de gas, es que es compatible con otros componentes de energía. Por ejemplo, una turbina de gas y una turbina de expansión pueden ser directamente acopladas con un sistema gobernador controlando la unidad tandem. Cuando una planta requiere de potencia y calor, una -- turbina de gas usada con una caldera que expulse aire caliente daría una -- eficiencia total del ciclo de 55 - 80%, dependiendo parcialmente, de si -- la caldera esta apagada o completamente encendida. El combustible que se -- necesita para obtener un KW - hora varía entre 4,000 y 10,000 KJ. El uso de turbinas de expansión será omitido.

4.4 CARACTERISTICAS GENERALES

El rendimiento de cualquier turbina también es regulado por la altitud y la temperatura. La International Standard Organization (ISO), esta estableciendo criterios para la reclasificación de éstos factores, a una velocidad dada. Si la potencia nominal es establecida al nivel del mar, reducir -

alrededor de 6.15% por cada 500 metros arriba del nivel del mar. Este factor de ajuste de altitud es una línea recta y puede ser aplicado a cualquier altitud de referencia.

La temperatura de entrada es un factor crítico que afecta el rendimiento. La línea de ajuste por temperatura, es también lineal. La presión de salida deberá ser disminuída en 1.54% por cada °C que la temperatura se eleve por arriba de la temperatura nominal, que generalmente es 15 °C. Si la temperatura es menor a ésta, la capacidad nominal se aumenta en la misma proporción. En condiciones árticas donde muy bajas temperaturas son encontradas, la capacidad de potencia excede a la potencia nominal. Sin embargo, éstos son problemas especiales que se dan a extremadamente bajas temperaturas. La referencia (3), proporciona un resumen de estos problemas.

Los factores que afectan la velocidad de la turbina son los mismos que para compresores centrífugos y axiales. El frente externo de una turbina es un compresor axial.

4.5 OPERACION DE LA UNIDAD TURBINA-COMPRESOR

Los compresores centrífugos y las turbinas ofrecen pocos problemas de operación. Por todas sus fallas, el compresor recíprocante integral es más resistente y emplean desplazamientos positivos en la potencia y en la presión final de la unidad. Todos los dispositivos de tipo centrífugo son menos resistentes y sensibles, algunas veces, a cambios tenues en el proceso y variables de operación. De este modo tienden a requerir más atención para realizar las operaciones con la confianza deseada.

Las fuerzas impulsoras siendo menos positivas ocasionan cosas tales -- como: impulsores diseñados un tanto empíricamente. Pequeñas desviaciones en los ángulos de los álabes, por ejemplo, pueden ocasionar cambios significativos en el comportamiento del compresor. Pruebas de comportamiento vs. -- predicciones de comportamiento frecuentemente variarán significativamente. Esto puede causar dificultades para mantener el proceso balanceado, para -- mantener la estabilidad del producto, etc., en algunos tipos de plantas. -- Por esta razón, algunos están proponiendo ahora que cada unidad este sometida a procedimientos de prueba antes de su instalación. Tales pruebas seguramente mostrarán que las tolerancias de fabricación normales pueden alterar el comportamiento predicho.

Estas variaciones no son tan críticas, si se reconocen como norma y el sistema total diseñado involucra suficiente flexibilidad para ajustarse a -- éstas variaciones. Las ventajas de bajo peso por hp, bajocosto inicial, etc., son para algunos un gran compromiso por el costo de suministrar más flexibilidad para componentes secundarios en el sistema.

Una protección positiva tendrá que emplearse contra la ingestión de líquidos, sólidos y contra errores del operador. La instrumentación protectora es más crítica que en máquinas recíprocas. Los dispositivos centrífugos pueden 'embalsarse' con ellos mismos y establecer destructivas condiciones de oleaje, las cuales causan rayamiento en la flecha y/o fallas en los cojinetes de empuje. Un desbalanceo entre secciones puede ocasionar o permitir el contacto de elementos en rotación con la carcasa y causar sustanciales daños.

La alineación es crítica. Las tolerancias son mucho más pequeñas para -- equipos de alta velocidad. La vibración es crítica. Cualquier detección de --

vibración anormal es causa de un futuro chequeo.

La lubricación ha sido un problema histórico. Pero, semejantemente --- todos estos problemas han sido solucionados con lubricantes especiales y -- con la experiencia en el uso de estos.

Además de lo normal, controles multicanales de vibración y equipo de - monitoreo de empuje pueden ser instalados. El equipo de vibración puede ser ajustado para dar alarma a 0.06 mm y parar a 0.11 mm. El empuje puede ser - monitoreado en ambas direcciones. Cuando el movimiento axial excede al ---- normal por 0.05 mm, una alarma comienza a funcionar. Si este movimiento --- excede de 0.25 mm o más, la unidad se detiene.

El uso de turbinas de gas de alta velocidad para mover bombas y compre- soras centrífugas, se está haciendo cada vez más interesante para los dise- ñadores de plantas de fuerza. Las turbinas de gas ofrecen varias posibilida- des de mejora del balance del calor de la planta.

Aun cuando unas turbinas pequeñas se encuentran ya en línea de produc- ción, las unidades mayores se construyen específicamente para trabajos --- determinados de antemano.

APENDICE B

FACTORES DE CONVERSION Y FORMULAS

Aquí se presentan los factores de conversión más comunes y las fórmulas usadas en el bombeo y la compresión de fluidos, dentro de la industria ----- petrolera.

CARGA

$$1 \text{ lb}_f/\text{pg}^2 = \begin{array}{l} 2.31 \text{ pies de agua} \\ 2.04 \text{ pulgadas de mercurio} \\ 0.0703 \text{ Kg}_f/\text{cm}^2 \end{array}$$

$$\begin{array}{l} 1 \text{ pie de agua} = 0.433 \text{ lb}_f/\text{pg}^2 \\ 1 \text{ pulgada de mercurio} = 1.132 \text{ pies de agua} \\ 1 \text{ Kg}_f/\text{cm}^2 = 14.22 \text{ lb}_f/\text{pg}^2 \end{array}$$

PRESION

$$1 \text{ atmósfera} = \begin{array}{l} 14.696 \text{ lb}_f/\text{pg}^2 \\ 33.9 \text{ pies de agua} \\ 10.33 \text{ metros de agua} \\ 760 \text{ mm de mercurio} \end{array}$$

$$\text{gpm} = 449 * \text{cfs}$$

$$\text{gpm} = 0.0292 * \text{bbl/día}$$

$$\text{gpm} = 0.7 * \text{bbl/hr}$$

$$\text{gpm} = 4.40 * \text{m}^3/\text{hr}$$

$$\text{gpm} = \frac{\text{lb/hr}}{500 * \text{Sp. Gr.}}$$

$$h = \frac{P * 2.31}{\text{Sp. Gr.}}$$

$$V = \frac{Q * 0.321}{A}$$

$$\underline{V} = \frac{\text{Diámetro (pg)} * N}{229}$$

$$h_v = v^2/2g$$

$$\text{whp} = \frac{Q * h * \text{Sp. Gr.}}{3,960}$$

$$\text{bhp} = \frac{Q * h * \text{Sp. Gr.}}{3,960 * E}$$

$$\text{bhp} = \frac{Q * P}{1,715 * E}$$

$$T = \frac{\text{bhp} * 5,250}{N}$$

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{(h_1)^{3/4}} = \frac{N \sqrt{h_1} * \sqrt{Q}}{h_1}$$

$$S = \frac{N \sqrt{Q}}{(\text{NPSH})^{3/4}} = \frac{N \sqrt{Q}}{\text{NPSH} * \sqrt{Q}}$$

$$t_r = \frac{h (1/E - 1)}{780 * C}$$

NOMENCLATURA

- N = velocidad en rpm (revoluciones por minuto)
- Ns = velocidad específica en rpm.
- S = velocidad específica de succión, en rpm
- Q = capacidad (gasto), en gpm.
- P = presión diferencial, en psi.
- h = carga total, en pies
- h_t = carga por etapa, en pies.
- NPSH = carga neta positiva de succión, en pies.
- h_v = velocidad de carga, en pies
- whp = potencia del agua
- bhp = caballos de potencia al freno
- v = velocidad periférica, en pies/seg.
- g = 32.16 pies/seg² (aceleración de la gravedad)
- mgd = millón de galones por día.
- cfs = pies cúbicos por segundo.
- bbl = barriles (42 galones americanos)
- C = calor específico del fluido.

Sp. Gr. = gravedad específica del fluido.

psi = libras sobre pulgada cuadrada.

gpm = galones por minuto.

E = eficiencia de la bomba, en fracción decimal.

d = diámetro del impulsor, en pulgadas.

V = velocidad del fluido, en pies/seg.

T = torque, en libra-pie (lb_f -ft).

t = temperatura del fluido, en °F.

t_r = temperatura de salida, en °F.

A = área, en pulgadas cuadradas (pg^2).