



27
20j

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
A R A G O N

"DISEÑO DE UNA PLACA DE ORIFICIOS MULTIPLES
PARA RECIRCULACION AUTOMATICA EN
BOMBAS CENTRIFUGAS"

TESIS CON
EXAMEN ORAL

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :

MARIO ANTONIO VILLAGRANA RIZO

Jorge Casiano Matías



ENEP
ARAGON



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis 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.

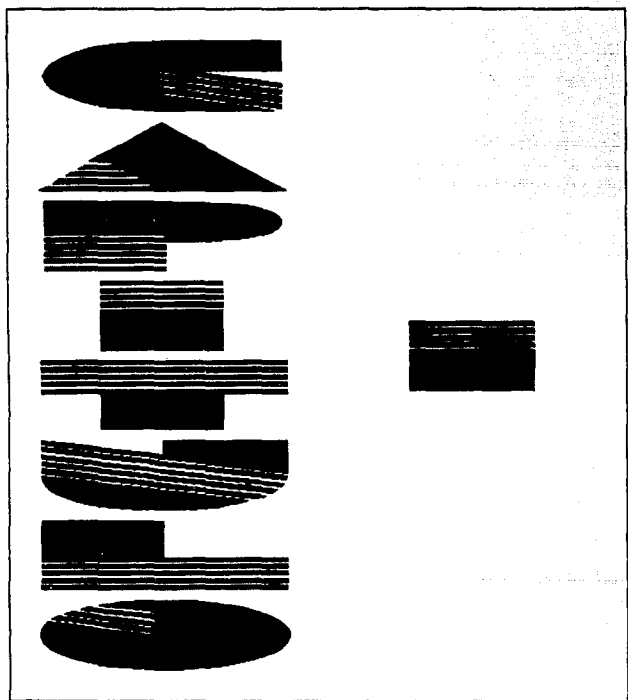
**DISEÑO DE UNA PLACA DE ORIFICIOS MÚLTIPLES PARA RECIRCULACION
AUTOMÁTICA EN BOMBAS CENTRÍFUGAS.**

I N D I C E .

| | PAGINA. |
|---|-----------|
| CAPITULO I.- INTRODUCCION. | 1 |
| CAPITULO II.- GENERALIDADES DE SISTEMAS DE BOMBEO. | 2 |
| II.1.- Consideraciones generales. | 4 |
| II.2.- Presión. | 5 |
| II.2.1.- Conversión de presiones a alturas. | 7 |
| II.2.2.- Presión de vapor. | 9 |
| II.3.- Descripción y funcionamiento de una bomba centrífuga. | 11 |
| II.4.- Carga del sistema. | 14 |
| II.5.- Carga de succión y altura de aspiración. | 18 |
| II.6.- Carga neta positiva de succión. | 21 |
| II.7.- Relación matemática entre carga manométrica y presión de columna. | 23 |
| II.8.- Curvas de fricción y de carga del sistema. | 29 |
| II.9.- Tipos de sistemas de bombeo. | 35 |
| II.9.1.- Sistemas regulados. | 35 |
| CAPITULO III.- VALVULAS DE CONTROL. | 40 |
| III.1.- Introducción. | 40 |
| III.2.- Tipos de válvulas de control. | 42 |
| III.2.1.- Válvulas de control tipo globo. | 42 |
| III.2.2.- Válvulas de control tipo rotatorio. | 46 |

| | |
|--|----|
| III.3.- Partes internas de una válvula de control. | 49 |
| III.3.1.- Materiales de construcción. | 50 |
| III.4.- Características de flujo en válvulas de control. | 51 |
| III.4.1.- Caracterización. | 51 |
| III.4.2.- Tipos de características de flujo en válvulas de control. | 52 |
| III.5.- Condiciones de funcionamiento. | 56 |
| III.6.- Presiones durante el paso de un líquido en una válvula de control. | 59 |
| III.7.- Problemas en válvulas de control. | 61 |
| CAPITULO IV.- PROBLEMAS EN BOMBAS CENTRIFUGAS Y SOLUCIONES. | 67 |
| IV.1.- Cavitación. | 67 |
| IV.1.1.- Signos de existencia de cavitación. | 69 |
| IV.1.2.- Resistencia de materiales a la cavitación. | 72 |
| IV.1.3.- Medios para evitar o reducir la cavitación. | 72 |
| IV.2.- Golpe de ariete. | 73 |
| IV.2.1.- Explicación del fenómeno. | 73 |
| IV.2.2.- Medidas preventivas del golpe de ariete | 79 |
| IV.3.- Calentamiento en bombas centrifugas. | 82 |
| CAPITULO V.- SISTEMAS DE RECIRCULACION AUTOMATICA. | 87 |
| V.1.- Protección por flujo mínimo. | 87 |
| V.2.- Control de recirculación modulante. | 90 |
| V.3.- Control de recirculación abierto-cerrado. | 92 |

| | |
|---|------------|
| CAPITULO VI.- DISEÑO Y APLICACION DE UNA PLACA DE ORIFICIOS MÚLTIPLES. | 94 |
| VI.1.- Función y características de operación de una placa de orificios múltiples. | 94 |
| VI.2.- Diseño de la placa de orificios múltiples. | 95 |
| VI.3.- Aplicación de una placa de orificios múltiples. | 102 |
| VI.4.- Aumento de temperatura del líquido al cruzar la placa. | 110 |
| VI.5.- Análisis técnico económico de la instalación de la placa de orificios múltiples. | 112 |
| CAPITULO VII.- CONCLUSIONES. | 115 |
| BIBLIOGRAFIA. | 118 |



INTRODUCCION.

I.- INTRODUCCION

En plantas termoelectricas, las cuales emplean para su operacion el ciclo Rankine y cuya finalidad es la de transformar la energia termica en energia electrica, son tres los sistemas de bombeo más importantes:

- a) Sistema de agua de alimentacion al generador de vapor.
- b) Sistema de agua condensada proveniente de la condensacion del vapor de escape de la turbina.
- c) Sistema de agua de circulacion para producir la condensacion del vapor de escape en el condensador.

Ademas de los anteriores sistemas, se encuentran otros tales como servicios generales, sistemas contra incendio, transporte de sustancias quimicas, transporte e inyeccion de combustibles, sistemas de lubricacion, enfriamiento de auxiliares y drenajes.

Respecto al sistema de bombeo de agua de alimentacion es este un servicio delicado y de vital importancia para la correcta y confiable operacion de la planta, desde luego, es este sistema el más importante de los sistemas de bombeo, el que se encuentra sujeto a las condiciones de servicio más severas, donde con frecuencia se localizan fallas; las cuales son causa de que la planta quede fuera de servicio.

El sistema de agua de alimentacion utiliza una recirculacion para asegurar la circulacion de un "flujo minimo" necesario para evitar el calentamiento excesivo de la bomba, dicha recirculacion es de dos tipos:

- a) Modulante
- b) Abierto-Cerrado (On-Off)

En ambos sistemas de control, la válvula de control sufre graves daños por las condiciones de presión bajo las cuales opera, lo anterior trae como consecuencia un control deficiente e inseguro dentro del circuito de bombas de agua de alimentación a calderas.

Es objetivo fundamental del presente trabajo solucionar de manera analítica el problema atrás mencionado, mediante el correcto diseño de una placa de orificios múltiples, ya que después de un cuidadoso análisis de las condiciones de operación del sistema, concluimos que realmente es muy factible y sobre todo operable la instalación adecuada de la placa.

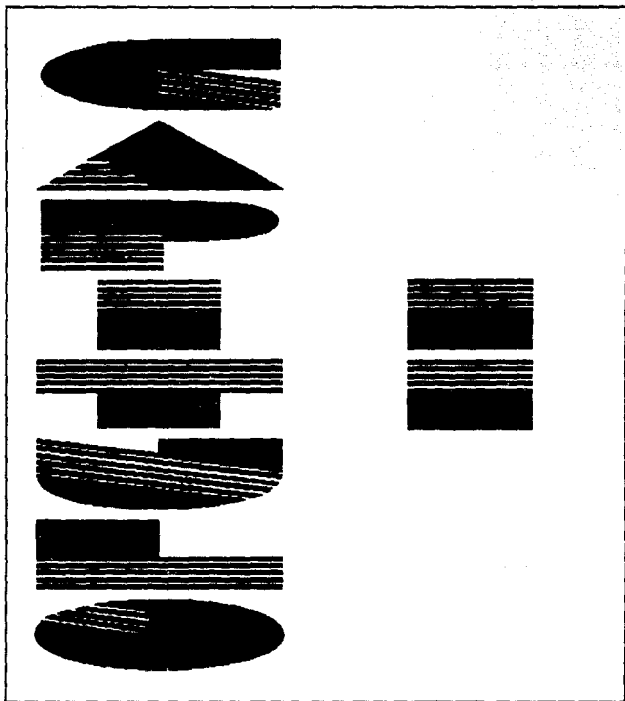
En el desarrollo de este trabajo, se definen y mencionan una serie de términos los cuales consideramos necesarios para la clara comprensión del problema. Se presenta un ejemplo práctico con valores reales que de alguna manera nos permita mostrar de manera analítica la operación de la placa.

Si bien este trabajo se centraliza en el sistema de bombas de alimentación a calderas, dada la similitud que existe con otros sistemas donde el vapor se emplea para otros fines, creemos que las conclusiones y recomendaciones aquí obtenidas pueden hacerse extensivas a otros sistemas si se procede con el suficiente cuidado y se estudia con detenimiento la interpretación correcta de los fenómenos que tienen lugar.

Cabe señalar que en este trabajo utilizamos indistintamente el sistema internacional ó inglés de unidades.

Finalmente consideramos pertinente mencionar que el correcto funcionamiento de la placa de orificios que aquí proponemos, se logra en un sistema Abierto-Cerrado debido a las características

de apertura o cierre total de la válvula de control y por tal motivo, el diseño y aplicación del dispositivo mencionado se hará para un sistema Abierto- Cerrado.



**GENERALIDADES
DE
SISTEMAS
DE
BOMBEO.**

II.- GENERALIDADES DE SISTEMAS DE BOMBEO.

II.1.- CONSIDERACIONES GENERALES.

Un grán número de procesos industriales emplean en su desarrollo la conducción de líquidos de un punto a otro punto, de un nivel a otro nivel; ó transferencia de un valor de presión o de energía estática a otro.

De manera general es mediante el bombeo como se efectúa la conducción de líquidos, ya que de una forma sencilla podemos definir a la acción de bombeo como la adición de energía cinética y potencial a un líquido para moverlo de un punto a otro. Está adición de energía será la causa de que el líquido realice trabajo como fluir por una tubería o elevarse a un nivel más alto.

Hay que señalar que el bombeo se logra utilizando un elemento llamado bomba, el cual por su importancia, constituye el componente primordial dentro de un sistema de bombeo. Al hablar aquí de sistema, hacemos referencia a un conjunto de elementos y condiciones los cuales interactúan entre sí para lograr un fin específico. De tal suerte, debemos de entender por sistema de bombeo a aquel conjunto de elementos, bajo ciertas condiciones; los cuales nos permitirán lograr nuestro objetivo previamente establecido (adición de presión a un fluido, elevación de un nivel a otro, etc.). Por la razón anterior, en el presente trabajo analizaremos a la bomba (de tipo centrífugo en nuestro caso) como un elemento componente de un sistema, y no como un sistema en sí misma.

Finalmente, aunque el agua constituye la mayor proporción del total de líquidos que se manejan en procesos industriales mediante

sistemas de bombeo, podemos afirmar que los principios y formulas que se establezcan en el presente trabajo serán aplicables a cualquier liquido. En este capitulo se describirán un conjunto de conceptos cuyo objetivo principal es el de sentar las bases necesarias para la buena comprensión de términos que se emplearán con cierta frecuencia en este trabajo.

II.2.- PRESION.

A continuación mencionaremos tres conceptos de presión, los cuales tienen una estrecha relación con sistemas de bombeo, estos conceptos son los de presión absoluta, presión manométrica y presión atmosférica. Un cuarto término, presión de vacío, es usado cuando las instalaciones operan por debajo de la presión atmosférica; pero este no es un término de presión en el mismo sentido que los tres primeros.

- Presión absoluta.

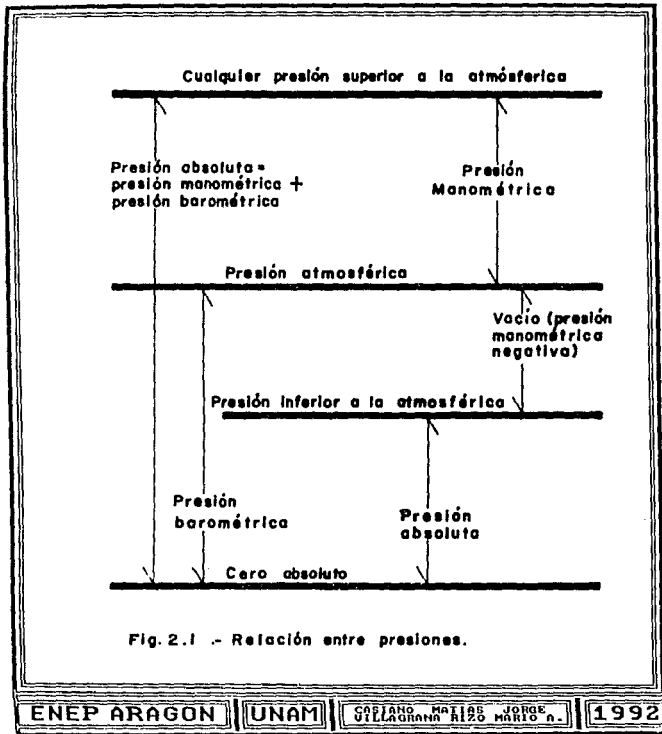
Es una presión arriba del cero absoluto, puede ser superior o inferior a la presión atmosférica de un lugar determinado.

- Presión manométrica.

Es una presión superior a la atmosférica del lugar en cuestión. Un vacío es por así decirlo, una presión manométrica negativa.

- Presión atmosférica.

Es la presión de la atmósfera en un lugar determinado y varía en función de la altitud del lugar sobre el nivel del mar. La figura 2.1 nos muestra las relaciones existentes entre presiones atmosférica, manométrica y absoluta.



II.2.1.- CONVERSION DE PRESIONES (CARGAS) A ALTURAS.

Una columna de líquido ejerce cierta presión sobre la superficie horizontal del fondo de la columna del recipiente que lo contenga. Esta presión puede ser expresada en kgf/cm^2 , lb/ptg^2 , ó como el número de metros o pies de columna líquida que ejercen tal presión sobre la misma superficie. La altura de la columna del líquido que ejerce tal presión es conocida como la "carga" sobre la superficie. Notése que es el peso del líquido actuando sobre la superficie del fondo de la columna, el mismo que produce la presión.

Para todo sistema de bombeo debemos de considerar:

- La carga se puede medir en diversas unidades, como ft del líquido, pulgadas de mercurio etc.

- Las lecturas de presión o de carga pueden ser manométricas ó absolutas (la diferencia entre ambas varia de acuerdo con la presión atmosférica, la cual es función de la altitud sobre el nivel del mar).

- Nunca se debe permitir que la presión en cualquier punto de un sistema que maneje líquidos caiga por debajo de la presión de vapor del líquido (más adelante se dará una explicación detallada del porqué de esta afirmación).

Ahora bien, una columna de agua fría de 2.31 ft de altura producirá una presión de 1 psi (1 lb/ptg^2) en su base. Por ello, para el agua a temperatura ambiente, cualquier presión calculada en libras por pulgadas cuadradas (psi), se puede convertir a una carga equivalente en pies de agua al multiplicarla por 2.31.

Para líquidos que no sean agua fría, la columna del líquido equivalente a una presión de 1psi será obtenida al dividir 2.31

| PRESION MANOMETRICA + PRESION ATMOSFERICA = PRESION ABSOLUTA | |
|--|--|
| UNIDADES INGLESAS (U.S.) | UNIDADES METRICAS |
| 1 Atmosfera = 14.7 psi | 1 Atmosfera = 1.023 bar |
| 1 atm = Columna de 34 pies de agua fria. | 1 atm. = 1013 mbar |
| | 1 atm. = Columna 10.33m de agua fria |
| $\frac{34 \text{ ft}}{14.7 \text{ psi}} = 2.31 \text{ ft/psi}$ | $\frac{10.33\text{m}}{1.013 \text{ bar}} = 10.2 \text{ m/bar}$ |
| $\text{psi} = \frac{\text{Carga ft}}{2.31} \times \text{Dens. Rel.}$ | $\text{Presion (en bar)} = \frac{\text{Carga en m}}{10.2} \times \text{Densidad Relativa}$ |
| Carga en ft = $\frac{\text{psi} \times 2.31}{\text{Densidad}}$ | Carga en m = $\frac{\text{bar} \times 10.2}{\text{densidad}}$ |

Tabla 2.1

ENEP ARAGON

UNAM

CASIANO MATEOS JORGE
VILLAGRANA RIZO MARIO A.

1992

entre la densidad relativa del líquido. El efecto de la densidad relativa en la altura de una columna de diversos líquidos a presiones iguales se ilustra en la figura 2.2. En dicha figura podemos observar que una bomba que deba manejar mercurio de 13.6 de densidad relativa contra una presión neta de 1000 psi, estaría diseñada para una carga hidráulica de 170 ft (51.8 m). Si la bomba tuviera que manejar agua fría contra la misma presión neta, la altura de elevación tendría que ser de 2310 ft (704 m); mientras que una bomba que manejara líquido de 0.75 de densidad relativa contra la misma presión neta de 1000 psi requeriría una altura de elevación de 3080 ft (938.7 m).

En la tabla 2.1 aparecen las fórmulas necesarias para la conversión de los datos de presión y carga. Como podemos observar, carga y presión son términos intercambiables siempre y cuando se expresen en sus unidades correctas.

II.2.2.- PRESION DE VAPOR.

En todo líquido a cualquier temperatura superior a su punto de congelación se ejerce sobre su superficie libre una presión debida al desprendimiento de vapor. Esta presión conocida como presión de vapor del líquido, es una función de la temperatura del líquido; a temperaturas más elevadas corresponden mayores presiones de vapor.

La presión del vapor es un factor muy importante en las condiciones de succión de bombas manejando líquidos de todos tipos. En cualquier sistema de bombeo nunca debe de reducirse la presión en ningún punto del sistema por debajo de la presión de vapor correspondiente a la temperatura del líquido; porqué de otro

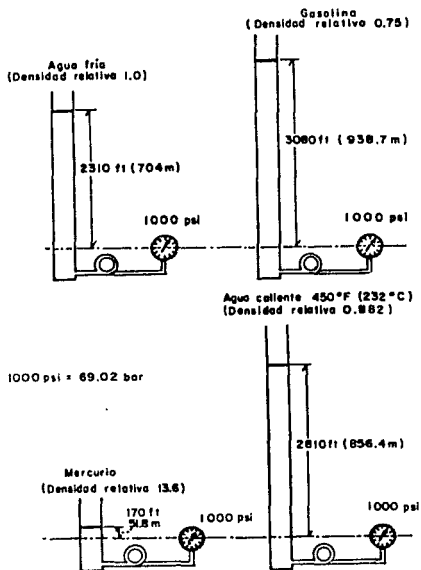


Fig. 2.2.- Cargas estáticas equivalentes.

modo, habrá desprendimiento de vapor el cual podrá en un momento dado detener parcial o totalmente el flujo de líquido hacia adentro de la bomba.

Ahora imaginemos un depósito bastante alto "A" (figura 2.3), conectado por medio de un tubo a otro bastante grande "B" correspondiendo el nivel del líquido en este último al fondo del primero. Esta operación la supondremos al nivel del mar en las condiciones 0 grados centígrados y 760 mm de mercurio, o sea 1.033 kg/cm^2 . Si efectuamos un vacío en el depósito "A", el líquido subirá por efecto de la presión atmosférica hasta una altura "HL" = 10.33 metros, los cuales corresponden al máximo teórico suponiendo que no se tienen pérdidas.

Así, debemos siempre de tener presente que cuando un líquido penetra en un tubo en el cual se ha hecho el vacío, el espacio arriba de la superficie del líquido se llena con vapor, lo cual nos creará una presión función de la temperatura del líquido. A una determinada temperatura, la presión del vapor será igual a la presión atmosférica y el líquido a tal temperatura no penetrará al tubo. De lo anterior se desprende que cualquier fluido se elevará dentro de un tubo al cual se le ha hecho el vacío únicamente hasta el nivel donde el peso de la columna más la presión de vapor del líquido contrarresten la presión atmosférica.

II.3.- DESCRIPCION Y FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA.

Una bomba centrífuga (ver figura 2.4), funciona de manera general de la manera siguiente:

En el interior de la bomba gira un rodete ó impulsor a gran velocidad. El líquido que se encuentra entre los álabes de tal

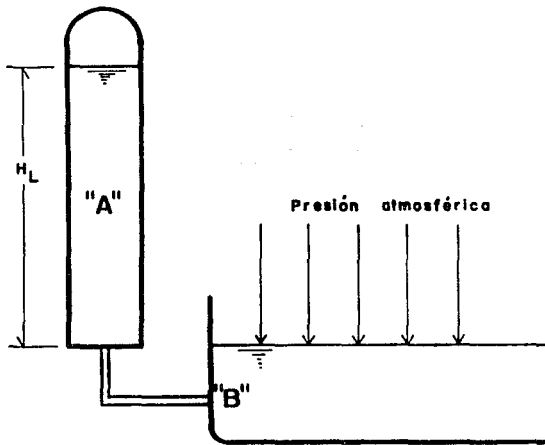
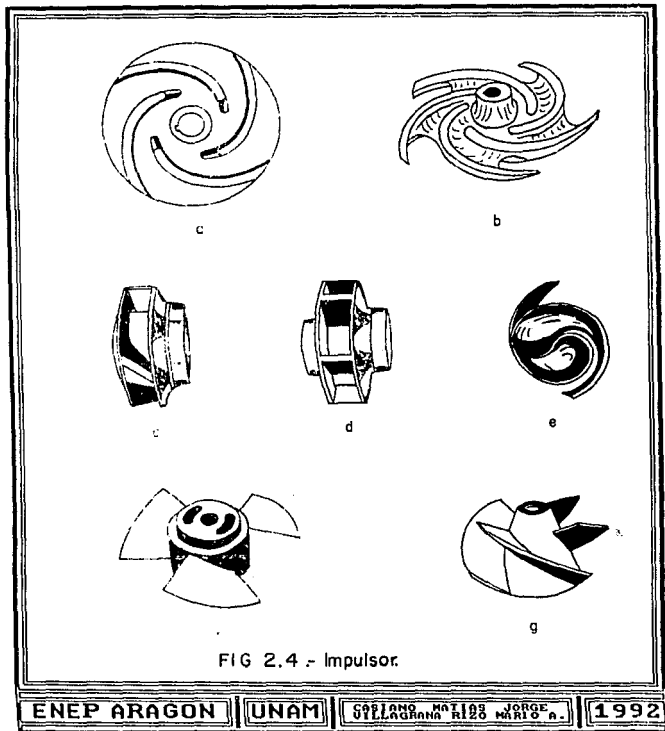


Fig. 2.3.- Altura debida a la presión atmosférica.



impulsor es arrastrado por éstos en su rotación, transmitiéndole una fuerza centrífuga, la cual le proporciona un movimiento continuo; impulsándolo contra las paredes de la carcasa hacia la tubería de descarga, mientras que una nueva cantidad de líquido es aspirada por la tubería de succión; estableciendo de este modo una elevación constante. Aquí, la succión se efectúa por empuje de la presión atmosférica que obra sobre la superficie del líquido mandándolo por la tubería de succión.

Como la presión atmosférica equivale a una columna de agua de 10.33 metros a nivel del mar, esta cifra representará la altura máxima teórica de elevación, por tanto, la altura práctica de succión tendrá que ser menor debido a las resistencias hidráulicas que se desarrollan en la tubería de aspiración y a la entrada del rodete (sólo en caso de que la succión se encuentre sujeta únicamente a la presión atmosférica).

Así pues, una bomba centrífuga transformará la energía mecánica de un impulsor rotatorio en la energía cinética y potencial requeridas. Aunque la fuerza centrífuga producida depende tanto de la velocidad en la punta de los álabes o periferia del impulsor y de la densidad del líquido; la cantidad de energía que se aplica es independiente de la densidad del líquido. Por lo tanto, en una bomba determinada que funcione a cierta velocidad y que maneje un volumen definido de líquido, la energía que se aplica y transfiere al líquido es la misma para cualquier líquido sin que importe su densidad.

II.4.- CARGA DEL SISTEMA.

Hablando en términos estrictos, una bomba sólo puede

funcionar dentro de un sistema. Para entregar un volumen dado de líquido en ese sistema, la bomba debe de transmitir al líquido una energía integrada por los siguientes elementos.

- Carga estática.
- Diferencia de presiones en las superficies de los líquidos.
- Carga de fricción.
- Pérdida en la entrada y en la salida.
- Elevación correspondiente a la velocidad.

A continuación se describirá cada uno de los términos atrás mencionados.

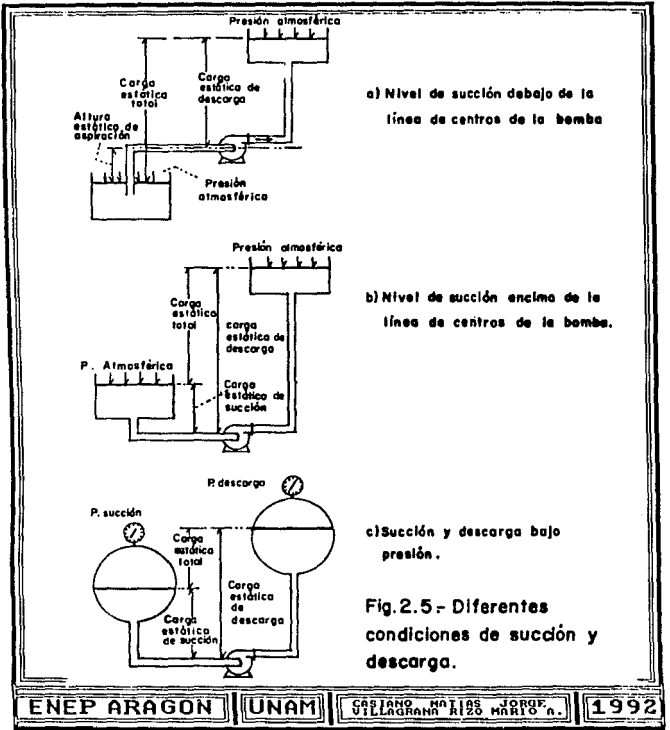
- Carga estática.

La carga estática significa una diferencia en elevación. Por lo tanto, la "Carga estática total" de un sistema es la diferencia entre los niveles del líquido en los puntos de descarga y succión de la bomba (figura 2.5).

La "Carga estática de descarga" es la diferencia en elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centros de la bomba. Si la carga estática de succión tiene un valor negativo porque el nivel del líquido para succión se encuentra debajo de la línea de centros de la bomba, se le suele llamar "altura estática de aspiración". Si el nivel del líquido de succión o de descarga se encuentra sometido a una presión que no sea la atmosférica, está se puede considerar como parte de la carga estática ó como una adición por separado de la carga estática.

- Carga de fricción.

La carga de fricción (expresada en ft o metros del líquido



que se bombea), es la necesaria para vencer las pérdidas por fricción ocasionadas por el flujo del líquido en la tubería, válvulas, accesorios y otros componentes. Estas pérdidas varían aproximadamente al cuadrado del flujo en el sistema, también varían de acuerdo con el tamaño, tipo y condiciones de las superficies de tubos y accesorios y características del líquido bombeado.

• Pérdidas en la entrada y en la salida.

Si la toma de la bomba se encuentra en un depósito, tanque ó cámara de entrada, las pérdidas ocurren en el punto de conexión de la tubería de succión con el suministro. La magnitud de las pérdidas dependen del diseño de la entrada al tubo, asimismo, en el lado de la descarga del sistema cuando el tubo de descarga termina en algún cuerpo del líquido; se pierde por completo la carga de velocidad del líquido y se debe considerar como parte de las pérdidas totales por fricción del sistema.

• Elevación correspondiente a la velocidad.

La elevación correspondiente a la velocidad es la energía cinética de un líquido en cualquier punto expresada en altura (metros ó ft) del líquido en cuestión. Si el líquido se está moviendo a cierta velocidad, la elevación correspondiente a la velocidad equivalente con la distancia que la masa de agua tendría que caer para adquirir esa velocidad. Por lo tanto, la elevación correspondiente a la velocidad puede calcularse con la ecuación:

$$h_v = v^2 / 2g \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Donde:

h_v = Elevación correspondiente a la velocidad en metros ó pies

V = Velocidad en m/seg ó ft/seg.

g = Aceleración de la gravedad 9.81 m/seg² ó 32.2 ft/seg².

Para determinar la carga que existe en una tubería en cualquier punto, es necesario agregar la elevación correspondiente a la velocidad a la presión manométrica leída, porque esta última puede indicar sólo energía de presión; mientras que la carga real es la suma de las energías cinética (velocidad) y potencial (presión). Así, para determinar la carga real de succión ó de descarga, es necesario agregar la elevación correspondiente a la velocidad a la lectura manométrica.

11.5.- CARGA DE SUCCION Y ALTURA DE ASPIRACION.

La carga de succión h_s , es la carga estática en el tubo de succión de la bomba por encima de la línea de centros de la misma, menos todas las pérdidas por carga de fricción para la capacidad que se estudia (incluso pérdidas en la entrada en el tubo de succión), más cualquier presión (un vacío es una presión negativa) que haya en el suministro de succión.

En vez de que expresemos la carga de succión como un valor negativo, se suele utilizar el término "Altura de aspiración" cuando la bomba tiene la succión en un tanque abierto a la presión atmosférica. Dado que la altura de aspiración es una carga negativa de succión medida por debajo de la presión atmosférica, la altura total de aspiración (la cual también tiene el signo h_s), es la suma de la altura estática de aspiración medida hasta la

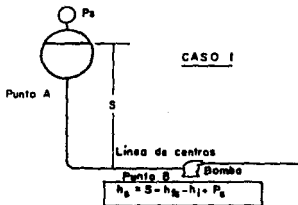
línea de centros de la bomba y las pérdidas por carga de fricción ya definidas.

Un manómetro en el tubo de succión de una bomba, con la lectura hasta la línea de centros de la bomba, mide la carga total de succión por encima de la presión atmosférica, menos la carga de velocidad en el punto de colocación. Como la altura de aspiración es una carga negativa de succión, un vacuómetro indicará la suma de la altura total de aspiración y la carga de velocidad en donde se encuentre conectado. La figura 2.6 las 3 condiciones más comunes de suministro para succión.

El caso I incluye un suministro de succión a una presión que no es la atmosférica y que se encuentra más arriba de la línea de centros de la bomba. Incluye todas las componentes de la carga de succión h_s , y si ésta se puede expresar como una lectura del manómetro y P_s es un vacío parcial, el vacío expresado en pies de líquido sería una carga de presión negativa y llevaría el signo negativo. Si la presión P_s se expresa en valores de presión absoluta, h_s también estará en esos mismos valores.

El caso II incluye un suministro de succión a presión atmosférica y colocado más arriba de la línea de centros de la bomba. Dado que la carga de succión (expresada como valor manométrico) tiene un valor P_s igual a cero, entonces el valor de P_s se puede eliminar de la fórmula de la figura 2.6.

El caso III incluye un suministro de succión a presión atmosférica colocado más abajo de la línea de centros de la bomba. Es opcional que la carga de succión se exprese como una carga negativa de succión ó con un valor positivo como altura de aspiración. Debido a que la fuente de suministro se encuentra por



h_s = Carga de succión
 h_1 = Pérdida en la entrada "A"
 h_{fs} = Pérdida por fricción entre A y B.
 P_s = Presión manométrica
 S = Carga estática

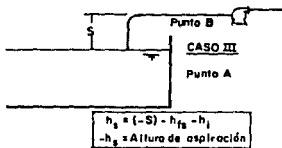
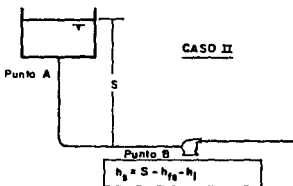


Fig. 2.6 - Carga de succión.

debajo de la línea de centros de la bomba (La que consideramos como línea de referencia) "S" es un valor negativo. La fórmula para la altura de aspiración es la misma que para la carga de succión excepto que ambos lados se han multiplicado por (-1). Un vacuómetro conectado a la brida de succión de la bomba y corregido para la línea de centros de la bomba registrará un vacío parcial, o sea, presión negativa.

Para que determinemos la carga de succión, es necesario sumar la carga de velocidad a está presión negativa en forma algebraica, ó si deseamos trabajar en términos de un vacío, la carga de velocidad se deberá restar del vacío para obtener la altura de aspiración.

Por ejemplo, si el manómetro conectado en el lado de succión de una bomba con un tubo de 6 in y con capacidad de 1000 gpm de agua fría tuviera una indicación de 6 in de Hg (equivalente a 6.8 ft de agua), la carga de velocidad en el punto de conexión del manómetro sería 2.0 ft de agua y la carga de succión sería de -6.8 ft más 2.0 ft ó sea -4.8 ft de agua; ó la altura de aspiración sería de 6.8 ft - 2.0 ft = 4.8 ft de agua.

II.6.- CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION.

El empleo de los términos "altura de aspiración permisible" ó "carga de succión requerida", tiene muy serios inconvenientes. Sólo se pueden aplicar al agua porque indican la energía de la presión barométrica expresada en ft de agua. Los cambios en la presión barométrica, sean por la diferencia de altitud ó por el clima, modifican los valores de éstos términos; los cambios en la temperatura de bombeo también influyen porque alteran la presión del vapor del líquido. Por tal motivo, todas las referencias a las

condiciones de succión se hacen con la carga neta positiva de succión (NPSH) por arriba de la presión de vapor del líquido.

La carga de succión y la presión de vapor se deben expresar en ft del líquido que se maneja y ambos en unidades de presión manométricas ó absolutas. Una bomba que maneje agua a 62 grados F (presión del vapor de 0.6 ft) al nivel del mar con una altura total de aspiración de 0 ft tiene una NPSH de $33.9 - 0.6 = 33.3$ ft, mientras que una que funcione con una altura total de aspiración de 15 ft tiene una NPSH de $33.9 - 0.6 - 15 = 18.3$ ft.

Una bomba que funcione con una altura de aspiración manejará cierta capacidad máxima de agua fría sin que haya cavitación. La (NPSH)_A ó cantidad de energía disponible en la boquilla de succión, es la presión atmosférica menos la suma de la altura de aspiración y la presión de vapor del agua correspondiente a la temperatura de operación del líquido. Para manejar la misma capacidad con otro líquido, se debe de tener la misma cantidad de energía en la boquilla de succión. Por tanto, para un líquido en ebullición o sea una presión equivalente a la presión de vapor correspondiente a su temperatura, ésta energía debe de ser siempre carga positiva. Si el líquido se encuentra por debajo de su punto de ebullición, se reduce la carga de succión requerida en razón de la diferencia entre la presión que hay en el líquido y la presión de vapor correspondiente a la temperatura.

Es necesario que distinguir la diferencia entre carga neta positiva de succión disponible (NPSH)_A y la carga neta positiva de succión requerida (NPSH)_R. La primera, que es una característica del sistema en el que se emplea la bomba centrífuga, representa la diferencia entre la carga absoluta de succión existente y la

presión de vapor a la temperatura prevaleciente. La carga neta positiva de succión requerida (NPSH)_A, que es función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión del vapor.

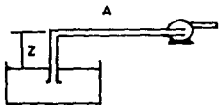
La forma en que debemos calcular la (NPSH)_A a una capacidad dada para:

- Una instalación típica con altura de aspiración.
- Una bomba que tiene la succión en un tanque, y
- Una bomba que maneja líquido en su punto de ebullición, se demuestra en la figura 2.7.

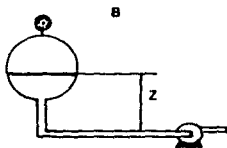
Hay que señalar que tanto la (NPSH)_A como la (NPSH)_R varían según la capacidad (figura 2.8). Con una presión estática ó diferencia en elevación dadas en el lado de succión de una bomba centrífuga, la (NPSH)_A se reduce cuando hay caudales grandes, debido a las pérdidas por fricción en el tubo de succión. Por otra parte, ya que la (NPSH)_R es función de las velocidades en los conductos de succión de la bomba y en la entrada del impulsor, aumenta en razón directa con el cuadrado de su capacidad.

II.7.- RELACION MATEMATICA ENTRE CARGA MANOMETRICA Y PRESION DE COLUMNA.

Quando tenemos una columna de líquido de una altura "H" ésta ejercerá una presión "P" sobre la superficie horizontal de la columna. En la figura 2.9 se muestra una columna de líquido cuya altura es "H" (metros ó pies); "Wl" es el peso del líquido "cargando" ó presionando sobre la superficie horizontal del fondo de la columna; "A" es el área del fondo en m² ó ft² y "P" es la presión indicada en el manómetro de Bourdón, presión que la columna del líquido ejerce sobre su base; la cual, como podemos



$$(NPSH)_A = \frac{P_s - P_v}{\text{sp. gr}} + Z - h_f$$



P_s = Presión en superficie

P_v = Presión de vapor

Z = Carga estática

h_f = Pérdidas por fricción

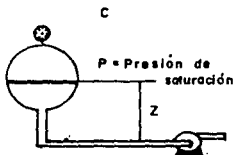
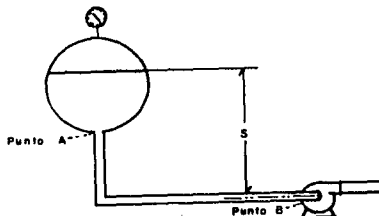


FIG. 2.7.- $(NPSH)_A$



$$(NPSH) = S + (P_s - P_{vp}) - (h_{fs} - h_i)$$

P_{vp} = Presión de vapor de líquido a temperatura de bombeo

h_{fs} = Pérdidas por fricción entre A y B

h_i = Pérdida en entrada A

NPSH en pies o metros.

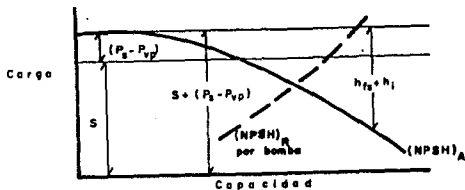


Fig. 2.8.- La NPSH disponible y requerida varían con la capacidad.

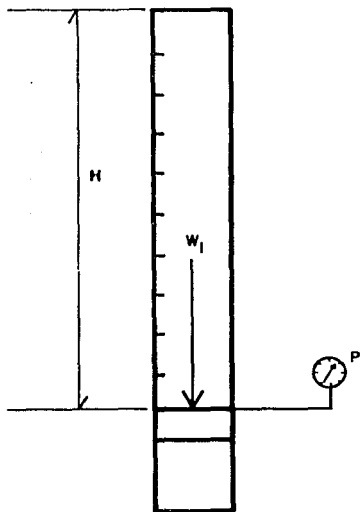


Fig.2.9.-Presión ejercida por una columna de líquido.

observar, será función de la altura de la columna del líquido y del líquido contenido en la misma. Así tenemos:

$$P = W_L/A = P_e V/A = P_e H A/A = P_e H$$

Es decir : $P = P_e H$ (kgf/m^2) ó (libr/ft^2).

Donde:

P_e = Peso específico del líquido en (kgf/m^3) ó (libr/ft^3).

V = Volúmen del líquido en (m^3) ó (ft^3) contenido en la columna.

A = Area de la sección transversal de la columna (m^2) ó (ft^2).

Si el líquido de que se trata es agua, se tendrá entonces que para determinar esta presión en (kgf/cm^2), en el sistema métrico de unidades:

$$P_e = 1000 \text{ kgf}/\text{m}^3$$

H = Carga dada en metros

entonces:

$$P = P_e H = 1000H / 10000 = H / 10 \text{ (kgf}/\text{cm}^2) \quad (1)$$

y de igual forma:

$$H = P/P_e = 1000P/1000 = 10P \text{ (metros)} \quad (2)$$

en la última expresión "P" está en (kgf/cm^2)

Si determinamos esta última expresión en unidades inglesas (libr/plg^2), se tiene que $P_e = 62.4 \text{ libr}/\text{ft}^3$ y estando H en ft:

$$P = P_e H = 62.4 H/144 = H/2.31 \text{ (libr}/\text{plg}^2) \quad (3)$$

y

$$H = P/P_o = 144 P/62.4 = 2.31 P \quad (\text{ft}) \quad (4)$$

dando P en lb/plg^2 .

Quando se trata de líquidos diferentes del agua, se deberá sustituir en las expresiones anteriores el peso específico del agua, por el del líquido en cuestión.

Para determinar el peso específico del líquido, tenemos que recurrir al concepto de densidad relativa, el cual queda representado por un valor numérico que indica la relación que existe entre el peso específico de un cuerpo y el de una sustancia la cual hemos tomado como base.

Para los sólidos y los líquidos la sustancia base es el agua a 4 grados Centígrados (39.2°F). De acuerdo con esto, podemos afirmar que la densidad relativa ó gravedad específica indica cuantas veces es mayor ó menor que el peso del agua un volumen idéntico de un cuerpo sólido ó de otro líquido.

$$\begin{aligned} SG &= \text{Densidad del líquido} / \text{Densidad del agua} \\ &= (P_o \text{ LIQUIDO} / g) / (P_o \text{ agua} / g) \\ &= P_o \text{ LIQUIDO} / P_o \text{ AGUA} \end{aligned}$$

Donde SG = Densidad relativa ó gravedad específica.

La importancia de este concepto radica en el criterio científico único adoptado universalmente para expresar los pesos específicos de cuerpos sólidos ó líquidos en relación al peso específico del agua, con un mismo valor numérico, tanto en el sistema métrico de unidades como en el sistema inglés.

Por ejemplo:

Densidad relativa de un crudo $SG_L = 0.865$ y de acuerdo a lo visto anteriormente:

$$SGL = P_e \text{ LIQUIDO} / P_e \text{ AGUA} ;$$

$$P_e \text{ LIQUIDO} = SGL P_e \text{ AGUA},$$

$$\text{En el sistema inglés } P_e \text{ AGUA} = 62.4 \text{ lbf/ft}^3.$$

$$P_e \text{ LIQUIDO} = 0.865 \times 62.4 \text{ lbf/ft}^3 = 53.98 \text{ lbf/ft}^3.$$

En el sistema métrico de unidades:

$$P_e \text{ LIQUIDO} = (53.98/2.2) \times 35.3 = 866 \text{ kgf/m}^3$$

$$SGL = P_e \text{ LIQUIDO}/P_e \text{ AGUA} = 866/1000 = 0.866$$

De acuerdo con todo lo anterior, la presión de la columna y la carga manométrica para líquidos diferentes del agua será:

$$P = (P_e \text{ AGUA}) \times (H) \times (SGL) = (1000 \times SGL)/10000$$

$$P = (H \times SGL)/10 \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad (5)$$

$$H = P/(P_e \text{ AGUA} \times SGL) = (10000 \times P)/(1000 \times SGL)$$

$$H = (10P)/SGL \quad (\text{metros}); \quad P(\text{kgf/cm}^2) \quad (6)$$

En el sistema de unidades inglesas:

$$P = (P_e \text{ AGUA}) \times (H) \times (SGL) = (62.4 \times H \times SGL)/144$$

$$P = (H \times SGL)/2.31 \quad (\text{lbf/plg}^2) \quad (7)$$

$$H = (P)/(P_e \text{ AGUA} \times SGL) = (144P)/(62.4 \times SGL)$$

$$H = (2.31P)/(SGL) \quad (\text{pies}); \quad P(\text{lbf/plg}^2) \quad (8)$$

II.8.- CURVAS DE FRICCIÓN Y CARGA DEL SISTEMA.

En muchas ocasiones, para la adecuada resolución de ciertos problemas en sistemas de bombeo, es conveniente indicar la relación existente, en forma de gráfica, entre la capacidad y las pérdidas de carga de fricción. Estas pérdidas por tanto, las calculamos con algún flujo predeterminado, sea el esperado ó el de diseño; y luego se calcula para todos los demás flujos con el cuadrado de la relación de flujo (hay que recordar que las

pérdidas por fricción en la entrada y en la salida varían más ó menos proporcionalmente al cuadrado del flujo en un sistema). La curva resultante se llama curva de fricción del sistema (ver figura 2.10).

Cuando mezclan las cargas estáticas, la diferencia en presión y las pérdidas de carga de fricción de cualquier sistema y se trazan contra la capacidad, la curva resultante (figura 2.11) se llama curva de carga del sistema.

Al superponer una curva de capacidad contra carga de la bomba a velocidad constante sobre está curva de carga del sistema (figura 2.11), podremos determinar la capacidad en el punto en el cual se cruzan las dos curvas, ésta es la capacidad que entregará al sistema esa bomba a esa velocidad particular.

En sistemas que tienen cargas estáticas ó diferencias de presión variables, es posible trazar curvas que correspondan a las condiciones mínimas y máximas (figura 2.12). después, las intersecciones con la curva de carga-capacidad de la bomba determinarán los flujos mínimo y máximo que entregará la bomba en el sistema.

Como se puede ver, el rendimiento ó comportamiento de la bomba se puede representar en forma de curvas (figura 2.13) en que la curva de carga contra capacidad se traza a una velocidad fija. El trabajo útil que la bomba realiza, es el peso del líquido bombeado en un periodo, multiplicado por la carga producida por la bomba, y se expresa en términos de caballaje, llamados caballos de agua (WHP):

$$WHP = (Q \times H \times SG) / 3960 \quad (a)$$

Donde:

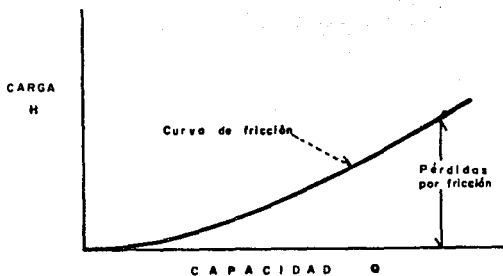


Fig. 2.10.- Curva de fricción.

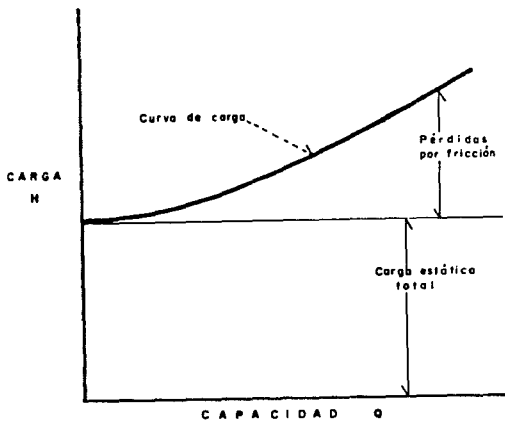


Fig. 2.11.- Curva de carga.

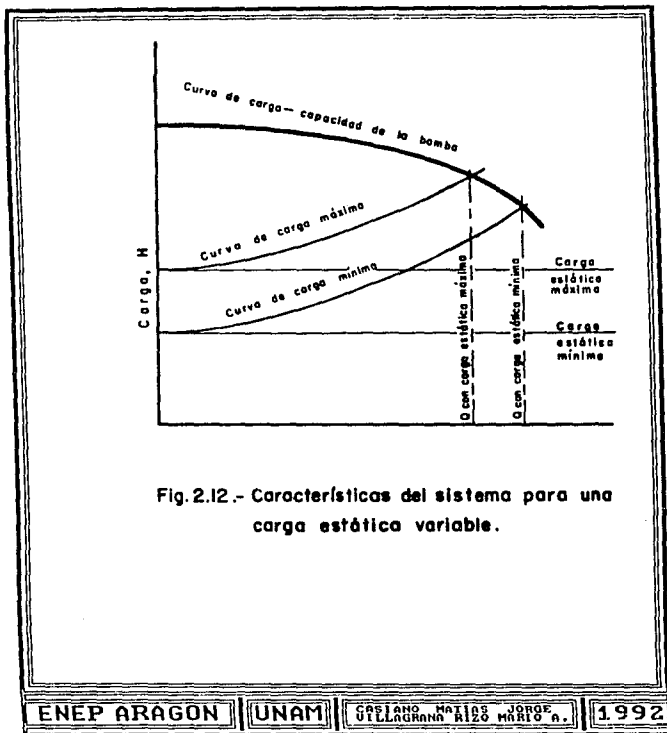


Fig. 2.12.- Características del sistema para una carga estática variable.

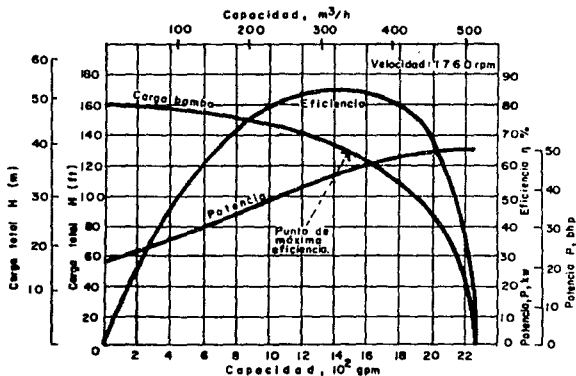


Fig. 2.13.- Características de rendimiento de una bomba centrífuga.

WHP = Caballos de agua.

Q = Capacidad de la bomba (gpm).

H = Carga total (ft).

SGL = Gravedad específica del líquido.

La potencia requerida para la propulsión de la bomba son los caballos de agua divididos entre la eficiencia (η) de la bomba. Por tanto, al dividir la ecuación (a) entre (η) se tiene:

$$\text{BHP} = (Q \times H \times \text{SGL}) / (3600 \times \eta) \quad (b)$$

II.9.- TIPOS DE SISTEMAS DE BOMBEO.

Los sistemas de bombeo son de dos tipos: con y sin regulación. En un sistema regulado, la capacidad se determina principalmente por la demanda y el flujo se controla regulando el exceso de carga desarrollada por la bomba ó bombas.

En algunos sistemas, bombas de alimentación a calderas por ejemplo, una válvula reguladora localizada en la línea de descarga controla el flujo. En otros, como sistemas de abastecimiento de agua a la ciudad sin una columna ó tanque de "balance" en las líneas principales de distribución, los consumidores de agua controlan la descarga de la bomba al abrir ó cerrar sus válvulas. Para un sistema sin regulador en que las bombas descargan a una columna ó tanque, el flujo depende de la carga desarrollada por las bombas y de las características del sistema.

II.9.1.- SISTEMAS REGULADOS.

En un sistema regulado, como el de una instalación de alimentación a calderas (figura 2.14), el flujo se controla generalmente con una válvula reguladora, cuya abertura se fija

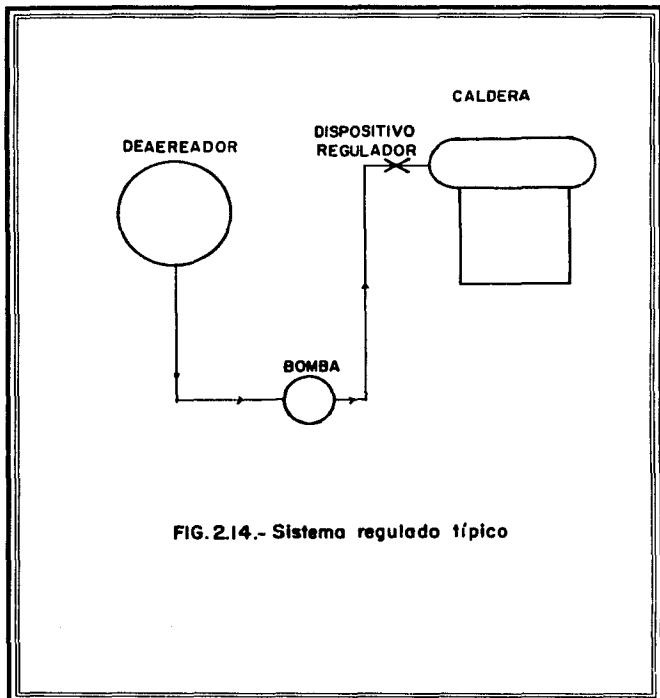


FIG. 2.14.- Sistema regulado típico

automáticamente con el regulador de alimentación de agua (válvula "A" de la figura 2.14). La figura 2.15 nos muestra las curvas de carga del sistema de alimentación a calderas sobrepuestas en la curva de carga-capacidad de la bomba. La curva C-B representa la presión de la caldera más la elevación estática. Aunque se verifican pequeños cambios en la presión de la caldera con los cambios de carga, por sencillez se supone que la presión es constante en la caldera.

Quando se suministra agua a la caldera, la bomba opera contra una presión que aumenta con el flujo debido a las pérdidas por fricción en las tuberías, accesorios y válvulas de línea. Con la válvula reguladora "A" totalmente abierta, la curva de carga del sistema será la curva C-D (figura 2.15). El punto en el que ésta cruza la curva de capacidad-carga de la bomba (L) es la carga y la capacidad especificada de la bomba.

Si la válvula "A" está parcialmente cerrada, la carga por fricción aumenta y la curva de carga del sistema puede subir hasta la posición C-E. Si se cierra más la válvula, se producirán otras curvas de carga del sistema como C-F ó C-G. Si la válvula "A" se cierra totalmente, la presión de la bomba sería la de cierre (punto J). Por lo tanto, la curva de carga del sistema puede variarse abriendo y cerrando la válvula reguladora para producir un conjunto de curvas. Estas curvas cruzan la curva de carga-capacidad en varios puntos entre la posición de cierre total (J) y la de abertura total (D).

Con objeto de abastecer a la caldera con una cantidad de agua "Q", se ajusta la válvula reguladora hasta que la curva de carga del sistema corresponde a C-F (figura 2.15) Esta curva cruza la

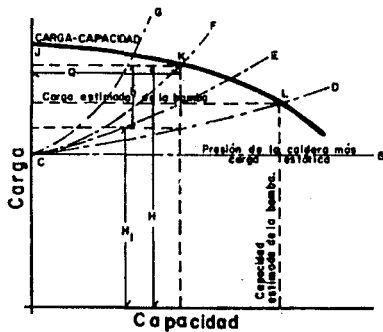
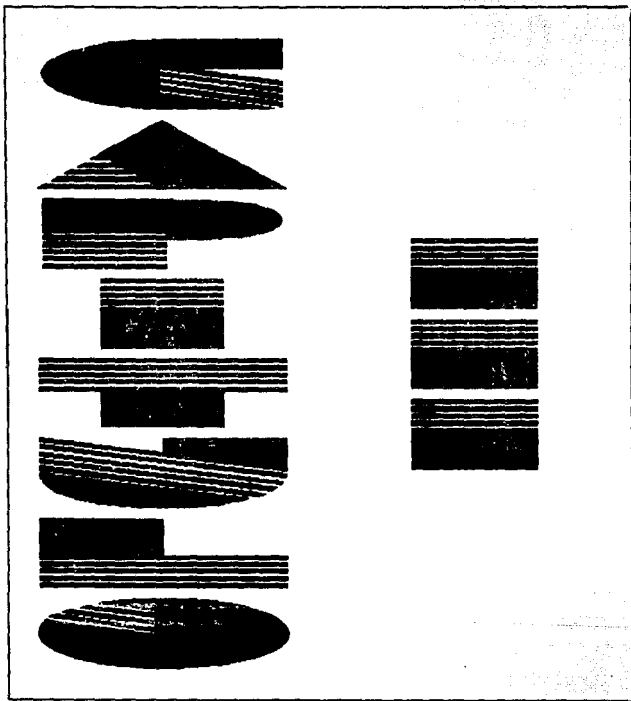


FIG.2.15.-Curvas de carga sobrepuestas en la curva de carga-capacidad de la bomba de alimentación a calderas.

curva de carga-capacidad de la bomba en "K", y la carga contra la que trabaja la bomba se encuentra representada por la distancia vertical "H". La carga real requerida para descargar la cantidad "Q" a la caldera en la curva normal C-D está representada por H_1 . Como la bomba desarrolla una carga "H" a la capacidad "Q", la válvula "A" tendrá que regular un exceso de carga igual a "H" menos H_1 (figura 2.15).



VALVULAS
DE
CONTROL.

III.- VALVULAS DE CONTROL.

III.1.- INTRODUCCION.

Una válvula de control es una restricción variable la cuál es controlada dentro de un sistema de bombeo. En la práctica, es un orificio de superficie variable que elimina cantidades discretas de energía del sistema a fin de controlar el proceso. En la figura 3.1 podemos observar la colocación de la válvula dentro del bucle de control.

Las bombas, reactores, calderas y compresores pueden aumentar la presión de un sistema; la válvula está destinada con toda intención a producir caída de presión. Al contrario de equipo como una turbina que genera trabajo útil y energía eléctrica a partir de una caída de presión, la válvula de control consume energía para lograr el adecuado control de las variables del proceso. Dado que en ciertos procesos del 30% al 50% ó más de la caída dinámica total en el sistema se puede gastar en la válvula de control, siempre hay preocupación de que su funcionamiento sea confiable en esfuerzos continuos.

Debido a que las válvulas de control son el regulador básico en cualquier proceso en el que se manejen corrientes de fluidos, se vuelve fundamental el conocer los diversos tipos de válvulas de control, así como sus características de flujo, con lo cual, podremos entender las condiciones del proceso y mantener la instalación de nuestro sistema bajo control:

Por lo anterior, en este capítulo se describirán un conjunto de términos referentes a válvulas de control, sin hacer un análisis a fondo respecto a válvulas de control, dado que no

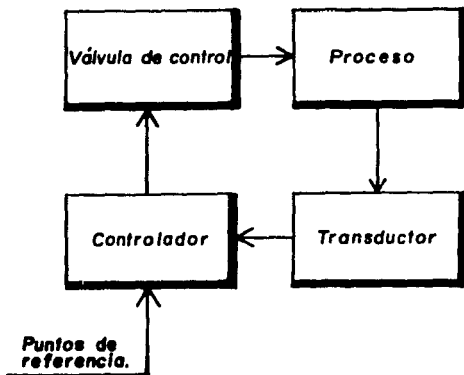


FIG. 3.1.- Ubicación de la válvula de control en el bucle de control.

es el objetivo de éste trabajo; más bien, se hará mención de una serie de términos los cuales consideramos nos auxiliarán en un momento dado a una mejor comprensión del problema que abordamos en este trabajo. Dicho problema es el correcto diseño de una placa de orificios múltiples la cuál pretende principalmente proteger del desgaste prematuro a la válvula de recirculación de un sistema de bombas de alimentación a calderas así como a todo el sistema en general.

III.2.- TIPOS DE VALVULAS DE CONTROL.

Existe una gran variedad de válvulas de control, habiendo marcadas diferencias y características específicas dentro de cada una de ellas. Sin embargo, se acepta de manera general una clasificación de válvulas de la siguiente forma:

Válvulas de control:

- Tipo globo.
- Tipo rotatorio.

III.2.1.- VALVULAS DE CONTROL TIPO GLOBO.

Bajo esta denominación se considera una gran variedad de diseños que presentan como característica común la forma de globo en el cuerpo.

Este tipo de válvulas son las más comunmente usadas y cuando el término válvula de control se menciona, normalmente se piensa en válvula de control tipo globo.

Una válvula de control está constituida por dos partes fundamentales:

- Cuerpo.
- Actuador.

El cuerpo de la válvula (figura 3.2) sirve para el paso del fluido entre el tubo y las conexiones. Por lo tanto, debe de servir como recipiente de presión y se encuentra sometido a las mismas condiciones de temperatura, presión y corrosión que el resto de sistema de tubería. Así, el fluido pasa a través del cuerpo, encontrando como obstáculo una apertura variable (entre una parte móvil llamada tapón y otra fija llamada asiento).

El tapón se encuentra unido al actuador por medio de un vástago que se desliza a través de un bonete localizado en el cuerpo de la válvula y sujeto a las mismas condiciones de presión y temperatura. La forma en que éstas válvulas logran la acción de control se esquematiza en la figura 3.3.

Los diseños que el término globo cubre son los siguientes:

- Válvulas de puerto sencillo.
- Válvulas de puerto doble.
- Válvulas guiadas en caja.
- Válvulas de ángulo.
- Válvulas de tres vías.

El tamaño de este tipo de válvulas es variable, así como su presión de diseño la que puede ser superior a 25000 psig. Su temperatura de diseño varía desde -40 grados F hasta 1200 grados F, sus materiales de construcción suelen ser de gran variedad.

El cuerpo de una válvula adecuadamente operado por un actuador, modulará el flujo del fluido del proceso para ayudar a regular la presión, la velocidad de flujo, la temperatura, el

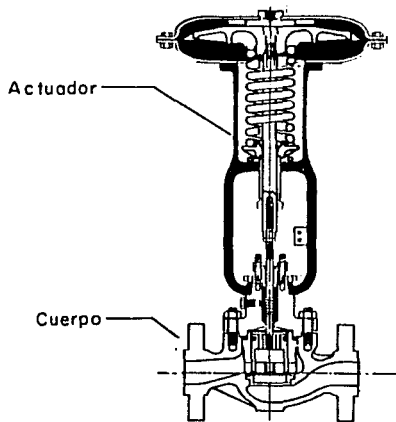


FIG. 3.2.- Válvula de control.

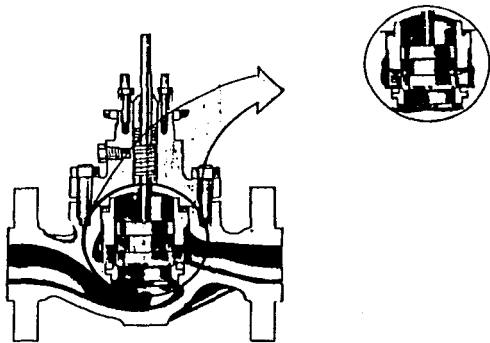


FIG 3.3.-Tapón en válvula de control.

ENEP ARAGON

UNAM

CASIANO MATIAS JORGE
VILLAGRANA RIZO MARIO A.

1992

nivel del líquido ó alguna otra variable en un sistema particular de control. Esta función de control puede solamente ser ejecutada por medio de reducción en la presión. Una válvula de control es siempre un dispositivo reductor de presión. Esencialmente el actuador de una válvula de control, es el elemento que, haciendo uso de la señal de control que recibe, proporcionará la fuerza necesaria para operar la válvula bajo las condiciones del proceso especificadas; dicha fuerza proporcionará movimiento al obturador (tapón, disco, bola, etc.) de la válvula y con ello podrá modificar su porcentaje de apertura y capacidad. La figura 3.4 nos muestra un actuador de resorte y diafragma.

III.2.2.- VALVULAS DE CONTROL TIPO ROTATORIO.

Este tipo de válvulas tienen una construcción mucho más sencilla que las válvulas de globo; están conformadas básicamente por el cuerpo y una flecha que permite el movimiento de un disco ó semiesfera para permitir ó impedir el paso del fluido.

Debido a que el disco ó semiesfera es la única restricción de la válvula, su capacidad para un mismo diámetro es mucho mayor que para una válvula de globo.

Este tipo de válvula es llamada de alta recuperación, debido a que la presión de salida es recuperada en un alto porcentaje de la presión de entrada, lo que es ocasionado por el mínimo de restricciones en su interior (ver figura 3.5).

Una de las grandes ventajas de las válvulas rotatorias es que debido a su diseño compacto y simple pueden ser fabricadas en tamaños mucho mayores a los de las válvulas de globo. Dentro de las válvulas rotatorias existen tres tipos que son:

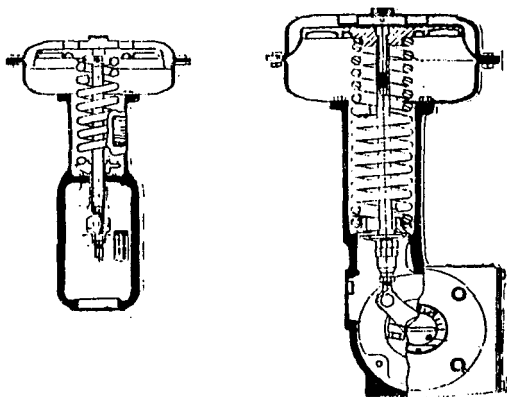


FIG 3.4.- Actuador de resorte y diafragma.

ENEP ARAGON

UNAM

STELANO MAXIMO JORGE
SILAGARRA ALB MARTO S.

1992

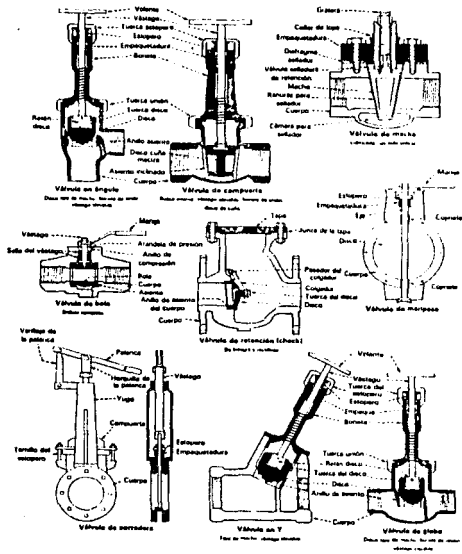


FIG 3.5.- Válvulas

- Válvulas de mariposa.
- Válvulas de disco excéntrico.
- Válvulas de bola.

III.3.- PARTES INTERNAS DE UNA VALVULA DE CONTROL Y MATERIALES DE CONSTRUCCION.

Una vez que se han mencionado los principales tipos de válvulas de control, se verán de manera general sus partes internas.

• Tapón.

El tapón tiene una función muy importante, ya que además de ser el elemento obturador que restringe el paso del fluido, el tipo de control depende de la forma del tapón. Existen muchos estilos de taponos, los cuales se seleccionan de acuerdo con el proceso a controlar, el tipo de fluido y el tipo de control que se aplique.

La forma de los taponos determina su característica de flujo la cuál se define como la relación entre el gasto de la válvula a la carrera. La carrera de la válvula es la distancia que debe de recorrer el tapón para llegar a sus dos posiciones extremas de totalmente abierta a totalmente cerrada.

• Guías.

Para la operación de una válvula de control, es necesario que el tapón y el vástago estén guiados de manera adecuada. La manera más usual es a través de guías en caja, donde el tapón se desliza dentro de la caja usandola como guía.

• Anillo de asiento.

Cuando se requiere de un cierre hermético, se usan los

asientos suaves que constan generalmente de un anillo ó algún elástomero resistente el cual se coloca alrededor del tapón en su superficie de asentamiento de manera tal que al cerrar, el anillo del elástomero se comprima contra el anillo del asiento, proporcionando así un cierre hermético.

III.3.1.- MATERIALES DE CONSTRUCCION.

Debido a que las partes internas de una válvula de control (tapón y anillos de asiento principalmente), están siempre en contacto con el fluido controlado, es muy importante tener en cuenta sus materiales de construcción. El material empleado dependerá de factores tales como tipo de fluido manejado, la temperatura y caídas de presión involucradas en el proceso.

El material estandar es acero inoxidable 316 el cual se considera ideal para la mayoría de las aplicaciones. Se usa para temperaturas de hasta 750 grados F y caídas de presión de hasta 150 psi. Para caídas de presión grandes y fluidos erosivos, el tapón y el anillo se recubren de estellite el cual es un material duro y resistente a la erosión.

Los empaques en una válvula permiten al vástago deslizarse durante su operación y además evitan la fuga del fluido a la atmósfera, los empaques se ajustan por medio de bridas. Los principales materiales usados en los empaques son:

- Teflón.
- Teflón asbesto.
- Graful (apropiado para servicios nucleares a altas temperaturas de hasta 1200 grados F).

El bonete normalmente proporciona un medio de montaje del

actuador al cuerpo, además de contener los empaques para sello. En una válvula típica de globo y bonete, éste último está hecho del mismo material del cuerpo, ya que estará sujeto a las mismas condiciones de presión, temperatura y corrosión del cuerpo.

III.4.- CARACTERISTICAS DE FLUJO EN VALVULAS DE CONTROL.

Es muy importante conocer plenamente la característica de flujo de una válvula de control para el manejo adecuado de una variable en un proceso, con el fin de llegar a la optimización del mismo; para ello se mencionarán a continuación aspectos relacionados con este punto.

III.4.1.- CARACTERIZACION.

Caracterización es la relación establecida entre la entrada y la salida de cualquier instrumento de control. Característica de flujo se define como la relación que existe entre el flujo que pasa a través de una válvula y el porcentaje de apertura ó carrera del tapón, va desde 0 al 100% y es de dos tipos:

- a) Característica inherente.- Se obtiene cuando la caída de presión es constante.
- b) Característica instalada.- Está se produce por la variación en las caídas de presión con respecto al flujo, ó también, cambios dentro del proceso.

Como se observa, la característica instalada es función de la característica inherente.

El control de todo proceso tiene como finalidad, mantener una variable la cual puede ser presión, temperatura, nivel, etc., dentro de un valor deseado, independientemente de los cambios de

carga a que se encuentre sujeto nuestro proceso, denominando al cambio de carga como el porcentaje de apertura de la válvula de control.

Como se verá en posteriores capítulos, el servicio de control puede ser de dos tipos:

- * On-off.
- * Modulante.

El primero lo utilizamos cuando la variable a controlar no requiere de exactitud en su control, mientras que el segundo lo usamos en variables las cuales requieren un grado de exactitud mayor en su control.

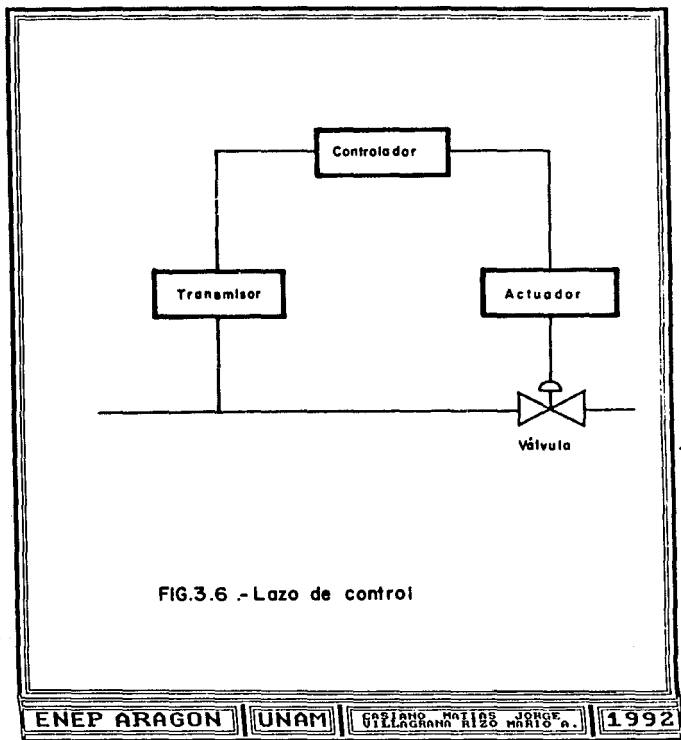
En el control de sistemas generalmente se utilizan lazos cerrados, a grandes rasgos, estos lazos constan de un elemento primario (sensor), transmisor, controlador, posicionador, actuador y un elemento final (válvula de control en nuestro caso, ver figura 3.6). Todos los elementos mencionados reciben una señal de entrada y proveen una señal de salida existiendo una relación entre ambas señales (la cual aquí definimos como característica).

III.4.2.- TIPOS DE CARACTERISTICAS DE FLUJO EN VALVULAS DE CONTROL.

Existen cuatro tipos de característica y son:

a) Apertura rápida.

Provee de un gran porcentaje de flujo a intervalos pequeños de desplazamiento del macho, conforme se aproxima al 100% de apertura el incremento en el flujo tiende a ser menor. De acuerdo a esta característica el rango óptimo de operación se encuentra entre el 20 y el 40% de apertura, se usa en servicios On-off.



b) Apertura de igual porcentaje.

En esta característica el flujo se incrementa exponencialmente con respecto a la apertura o carrera de la válvula, se denomina de igual porcentaje porque cada incremento igual de carrera produce un incremento de flujo, el cual es un porcentaje igual al flujo existente. Por ejemplo, si suponemos aumentos de capacidad de 10%, a la primera 0.1 pulgada de carrera, aumentará otro 10% en la siguiente 0.1 pulgada y así sucesivamente, hasta que la válvula se encuentre abierta del todo. Esta característica aparece como línea recta en un traza semilogarítmico y es exponencial, no lineal (ver figura 3.7). Este tipo de característica se utiliza en control de presión o en sistemas en los cuales existen grandes variaciones en la caída de presión. El rango óptimo de operación se encuentra entre el 60 y el 80% de apertura de la válvula.

Como ya se mencionó, las características de flujo se consideran como inherentes y son las que se observan cuando la caída de presión en la válvula es constante. Sin embargo, el flujo en la válvula no tiene sólo la influencia de la superficie. Las variaciones en la caída de presión en la válvula también ocasionan cambios en el flujo aunque la superficie en la válvula también sea constante. En pruebas de laboratorio, cuando se mantiene constante la caída de presión se produce un flujo que es sólo función de la carrera de la válvula. En la práctica, la relación que hay entre el flujo y la carrera se denomina característica de flujo con válvula instalada, o sea, la obtenida en servicio cuando la caída de presión varía de acuerdo con el flujo y con otros cambios en el sistema.

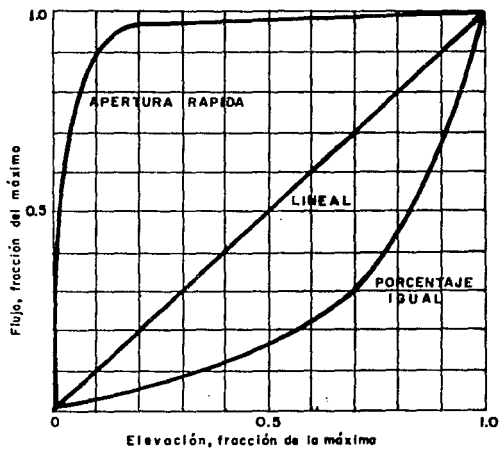


FIG. 3.7.- Características de flujo de las válvulas.

La caída de presión en la válvula también influye en la cantidad de cambio en el flujo debido al cambio en la carrera. Consideremos una válvula lineal una válvula lineal en un sistema en donde la caída de presión aumenta según la carga de flujo. Con flujos de poca carga con carreras cortas, la caída también será pequeña. Conforme aumenta la carga de flujo también se incrementa la caída de presión. Cuando se hacen trazos de los puntos de datos de flujo se observa que, aunque la característica inherente de flujo de esta válvula es lineal, la característica con válvula instalada se aproxima a la de porcentaje igual.

A la inversa, si la caída de presión cambia según el el flujo en forma en que cuando cuando aumenta la carga de éste, se reduce la caída de presión en la válvula, entonces la característica de flujo con válvula instalada será más parecida a la característica de apertura rápida. Para establecer la característica real con válvula instalada se requiere de un análisis dinámico del sistema, ya que si se tiene un buen análisis dinámico del sistema, se podrá seleccionar la característica más adecuada para una función particular de control. Hay que mencionar que la característica de porcentaje igual es inherente en la mayor parte de las válvulas de bola y de mariposa. En la tabla III.1 aparecen los que de manera general, se considerarán lineamientos idóneos para una selección de la característica adecuada de flujo que nos sirve como referencia cuando no se tienen elementos suficientes para el análisis dinámico del sistema.

III.5.- CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO.

De manera general, las válvulas de control suelen ser de un

| FACTOR PARA CONTROLAR | CONDICIONES ENCONTRADAS | USAR CARACTERISTICAS DE: |
|-----------------------|---|--------------------------|
| NIVEL DE LIQUIDO. | CAIDA DE PRESION AUMENTA EN 2:1 O MAS CUANDO AUMENTA EL FLUJO.....▶ | APERTURA RAPIDA. |
| | CUALQUIER OTRA.....▶ | APERTURA LINEAL. |
| PRESION. | LIQUIDO.....▶ | PORCENTAJE IGUAL. |
| | FLUIDO COMPRESIBLE: | |
| | SISTEMA RAPIDO:BAJO VOLUMEN | |
| | CORRIENTE ABAJO (POR LO GENERAL MENOS DE 10 ft DE TUBO); LA PRESION AUMENTA CON RAPIDEZ.....▶ | PORCENTAJE IGUAL. |
| | SISTEMA LENTO: POR LO GENERAL MAS DE 100 ft DE TUBO | |
| | CORRIENTE ABAJO.....▶ | LINEAL. |
| | SI LA CAIDA DE PRESION VARIARA MAS DE 5 : 1 PARA UN SISTEMA RAPIDO O LENTO....▶ | PORCENTAJE IGUAL. |
| FLUJO. | ELEMENTO DE MEDICION EN SERIE CON LA VALVULA.....▶ | LINEAL. |
| | ELEMENTO DE MEDICION EN UNA DERIVACION: MEDIDOR LINEAL▶ | LINEAL. |
| | MEDIDOR DE RAIZ CUADRADA..▶ | PORCENTAJE IGUAL. |
| | FLUJO CORTO; GRAN VARIACION EN LA CAIDA DE PRESION DE EN LA VALVULA.....▶ | PORCENTAJE IGUAL. |

Tabla III.1

tamaño menor que el tubo de corriente arriba, pero nunca más grande. Las válvulas de control son de menor diámetro que el tubo cuando hay que absorber grandes diferencias de presión. Las válvulas de control pueden funcionar en una amplia gama de capacidades y presiones diferenciales. En la mayor parte de los casos, las presiones diferenciales son parte de la resistencia total del sistema de tubería. Cuando determinamos una presión diferencial total, por ejemplo, entre dos recipientes del proceso, la tercera parte de la caída total de presión se puede atribuir a la válvula de control y $2/3$ a pérdidas por fricción en la tubería y equipo. Con presiones diferenciales altas, la mayor parte de la pérdida la absorberá la válvula de control. Cuando hay que minimizar las presiones diferenciales, la válvula tendrá que ser del mismo tamaño que la tubería.

Una válvula de control (excepto las de mariposa) sólo puede regular el flujo si controla la caída de presión en el sistema. La economía para el uso de válvulas de control requiere menores caídas de presión. Sin embargo, la capacidad y el alcance del control disminuyen con rapidez cuando se trabaja con las presiones diferenciales más bajas disponibles.

Cuando ocurre flujo crítico en el líquido, hay que analizar con cuidado el tamaño de la tubería después de la válvula de control. La vaporización aumenta mucho la resistencia del tubo. Para mantener velocidades razonables cuando ocurre vaporización en la válvula de control, la tubería y la válvula de corte de corriente abajo deben ser más grandes que el tubo de corriente arriba.

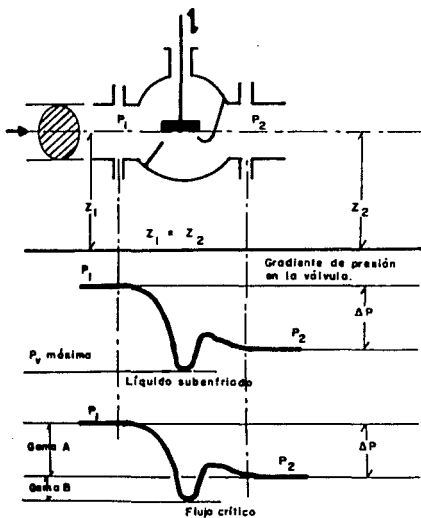
En algunos casos de flujo de líquido saturado se puede evitar

la vaporización en la válvula ó después de ella, si se provee una carga de líquido corriente arriba de la válvula. Con presiones, temperaturas ó presiones diferenciales elevadas, la válvula no debe funcionar cerca de su asiento, pues las altas velocidades pueden desgastar el asiento y el macho, lo cual ocasionará control incorrecto del caudal y fugas cuando se cierra la válvula.

III.6.- PRESIONES DURANTE EL PASO DEL LIQUIDO EN UNA VALVULA DE CONTROL.

El gradiente de presión en una válvula de control se ilustra en la figura 3.8. Para los líquidos el flujo lo podemos considerar "subcrítico" si la presión de vapor del líquido no es más alta que el punto de mínima presión en la válvula (como se mencionó en el capítulo 2, la presión de vapor es la presión a la cual se empieza a vaporizar un líquido a su temperatura de flujo, las tablas de las propiedades termodinámicas de los líquidos indican las correspondientes presiones y temperaturas de líquido saturado).

Si la presión de vapor se encuentra entre las gamas A y B (figura 3.8), generará vaporización o cavitación en la válvula de control. Si la presión de vapor está cerca de la presión P_2 de corriente abajo, se puede sospechar que hay cavitación, la cual puede producir desgaste rápido del macho y asiento, así como vibración y ruido. Si la presión de vapor se encuentra entre las presiones P_1 de corriente arriba y P_2 de corriente abajo, puede ocurrir vaporización. En dicho caso, se tendrá flujo de doble fase en la tubería después de la válvula de control. Si la presión de vapor es mayor que la presión P_1 de entrada, la válvula tiene flujo en dos fases y habrá que tener en cuenta la vaporización



Vaporización: P_v en la gama A

Cavitación: P_v en la gama B

FIG.3.B.- Presiones de un líquido en una válvula de control.

adicional en la válvula. Para esta condición, el diámetro del tubo de corriente abajo será mayor que el de corriente arriba. El flujo crítico se puede evitar con la reducción de la caída de presión en la válvula ó con el cambio de lugar de la válvula en la tubería.

III.7.- PROBLEMAS EN VALVULAS DE CONTROL.

La válvula de control convencional de macho y orificio es susceptible de serios problemas de funcionamiento cuando tiene que trabajar bajo condiciones de alta velocidad de fluido. En válvulas de ángulo por ejemplo (figura 3.9), las altas velocidades ocasionan problemas, lo cual ocurre por la carga de presión en carga de velocidad cuando el fluido sufre una caída de presión al circular por el orificio de la válvula.

En servicios con líquidos el problema surge cuando la velocidad en las guarniciones de la válvula excede 300 ft/seg. Con dichas velocidades, ocurren uno ó una combinación de los siguientes problemas:

- Erosión.
- Control errático.
- Vibración.
- Fugas con la válvula cerrada.
- Ruido.

Se examinará cada uno de estos problemas a fin de definir sus características.

- Erosión.

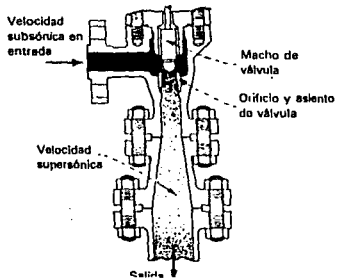


FIG 3.9.- Válvula en ángulo convencional.

El flujo del líquido puede producir erosión porque la alta velocidad "lava" la superficie del metal, con lo que la película protectora se elimina en forma continua y se desgasta el metal.

En algunos casos, la cavitación ocasiona un tipo especial de daño en la superficie, cuyo mecanismo es complejo y no ha sido entendido del todo, pero en general se acepta lo siguiente:

Cuando la carga de presión de un líquido se convierte en carga de velocidad en la válvula, llegará a una zona de máxima velocidad y de mínima presión llamada chorro contraído ó contracción del chorro. Si la presión mínima es menor que la presión del vapor del líquido ocurrirá vaporización instantánea y formación de burbujas localizadas. Si el fenómeno no fuera más allá, no habría problemas porque las burbujas no producen daños. Sin embargo, como la recuperación de la presión ocurre corriente abajo de la válvula, las burbujas se aplastan rápidamente por implosión, y la disipación resultante de energía puede aplicar esfuerzos concentrados en la superficie los cuales actúan como un número infinito de martillazos que a la larga desprenderán partículas de metal de la superficie. Ni los materiales endurecidos para guarniciones pueden soportar mucho tiempo estos esfuerzos.

Un diseño de válvula que se ha utilizado en instalaciones en las que puede haber cavitación, es la llamada válvula con guarnición escalonada la cual distribuye la caída de presión en etapas (ver figura 3.10). Sin embargo, en esta válvula cada etapa actúa como una válvula de alta recuperación, lo cual suele significar velocidades más altas en la garganta por la eficiencia de la guarnición del tipo boquilla. Por tanto, las válvulas

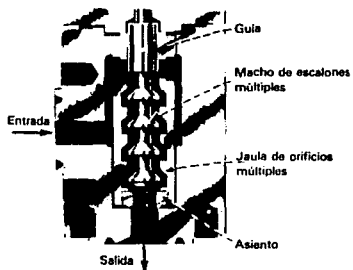


FIG 3.10.- Válvula con guarnición.

escalonadas no són inmunes a la erosión ó cavitación, aunque se reduce su magnitud.

• Control errático.

El control errático puede ser por velocidad excesiva, debida a un factor ó a una serie de ellos. Las velocidades sumamente altas producirán turbulencia que ocasiona cargas laterales erráticas en el vástago y en el macho (tapón). Los cambios en la relación entre velocidad y la presión estática en la válvula pueden alterar la relación de equilibrio de fuerzas en sentido vertical. Estas situaciones pueden:

- a) Alterar la relación concéntrica entre el macho y el asiento, lo cual variará la característica de flujo.
- b) Ocasionar vibración de alta frecuencia y desgaste, que destruirán los componentes internos de la válvula.
- c) Producir vaporización instantánea o cavitación variable de los líquidos, lo que ocasionará control deficiente.

• Vibración.

La vibración, a menudo, es el resultado de la alta velocidad en la válvula y en la tubería; pueden ocasionar falla de la válvula. La solución es eliminar la energía de alta velocidad en la válvula, la cual es la que ocasiona la vibración.

• Fugas con válvula cerrada.

La pérdida de capacidad de cierre es el resultado de algunos de los problemas ya mencionados. La erosión, como quiera que ocurra, destruirá las superficies de asientos y de cierre. La

vibración puede recalcar y deformar el macho y el asiento.

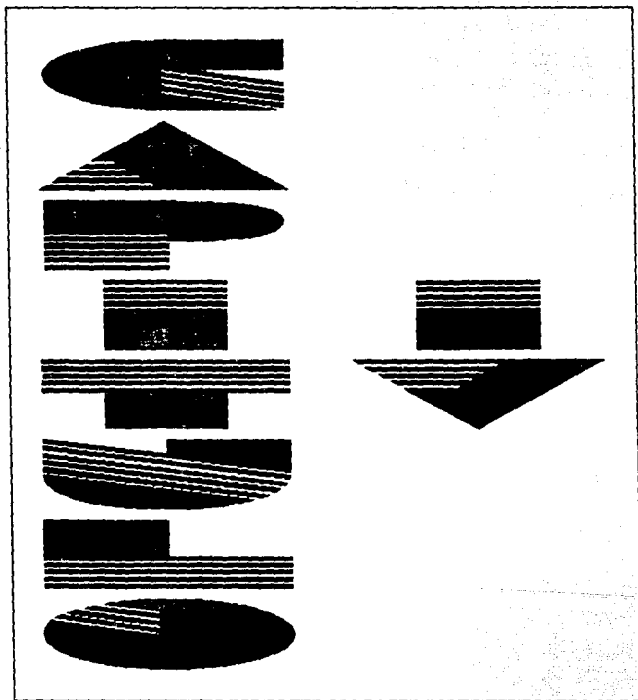
* Ruido en la válvula de control.

El ruido y la velocidad siempre van juntos. Hay tres fuentes principales de ruido en las válvulas: vibración mecánica, cavitación y acción aerodinámica.

La vibración mecánica la ocasiona la turbulencia generada por la velocidad ó por grandes volúmenes de flujo y suele ser impredecible. Los niveles de ruido suelen ser bajos.

La cavitación también puede producir ruido, según sea su intensidad. Este ruido subirá conforme aumenta la caída de presión, hasta cierto valor máximo y luego disminuirá a alguna magnitud menor. Esto se debe a la reducción progresiva en la recuperación de presión corriente abajo lo que ocasiona el aplastamiento de las burbujas.

El ruido aerodinámico es la más común y la peor fuente de ruido en las válvulas. Lo ocasionan la turbulencia del fluido y las ondas de choque por la alta velocidad del líquido.



PROBLEMAS
EN
BOMBAS
CENTRIFUGAS
Y
SOLUCIONES.

IV.- PROBLEMAS EN BOMBAS CENTRIFUGAS Y SOLUCIONES.

La operación de una bomba centrífuga puede verse afectada por dificultades de origen mecánico ó hidráulico. Las dificultades hidráulicas pueden hacer que una bomba falle al grado tal de que no descargue nada, la bomba pueda descargar una cantidad insuficiente, desarrollar una presión inadecuada, o consumir energía de manera excesiva. Las dificultades mecánicas pueden aparecer en los estoperos y cojinetes, o producir vibración, ruido o sobrecalentamiento de la bomba.

Es importante tener en cuenta que con frecuencia se presenta una interconexión bien definida entre las dificultades mencionadas. Por ejemplo, un aumento de desgaste en los espacios libres móviles se debe de clasificar como una dificultad mecánica, pero dará como resultado una disminución de la capacidad neta de la bomba -un síntoma hidráulico- sin que origine un colapso mecánico o siquiera vibración excesiva.

IV.1.- CAVITACION.

Al diseñar una bomba, para una carga y un gasto determinados, debe escogerse la velocidad específica más alta, ya que ello redundará en una reducción en tamaño, en peso y en costo. Sin embargo, como es lógico suponer, existe un límite inferior para el tamaño de la bomba; en este caso, el factor que se debe de tener en cuenta es el incremento de la velocidad del líquido.

Ya que los líquidos son fluidos que se vaporizan, se presenta el fenómeno de cavitación, el cual fija dichos límites. La cavitación se define como la vaporización local de un líquido debido a las reducciones locales de presión, por la acción

dinámica del fluido. Este fenómeno se caracteriza por la formación de burbujas de vapor en el interior ó en las proximidades de una vena fluida.

La condición física más general para que ocurra la cavitación es cuando la presión en ese punto baja al valor de la presión de vaporización. Recordemos que la presión de vaporización de un líquido a cierta temperatura, es la presión a la cual un líquido se convierte en vapor cuando se le agrega calor.

Para los líquidos homogéneos, tales como el agua, la presión de vaporización tiene un valor definido para cierta temperatura y tablas de vapor nos proporcionan estos valores. Sin embargo, ciertas mezclas de líquidos formadas por varios componentes, cada uno de los cuales tiene su propia presión de vaporización y pueden llegar a ocurrir vaporizaciones parciales a diferentes presiones y temperaturas.

La reducción de la presión absoluta a la de vaporización puede ser general para todo el sistema ó únicamente local; pudiendo existir esta última sin un cambio de las presiones promedio. Una disminución general de la presión se produce debido a cualquiera de las siguientes condiciones:

- a) Un incremento en la altura de succión estática.
- b) Una disminución en la presión atmosférica, debido a un aumento de altitud sobre el nivel del mar.
- c) Una disminución en la presión absoluta del sistema, tal como la que se presenta cuando se bombea de recipientes donde existe vacío.
- d) Un incremento en la temperatura del líquido bombeado, el cual tiene el mismo efecto que una disminución en la

presión absoluta del sistema, ya que al aumentar la temperatura, la presión de vaporización es más alta y, por lo tanto menor la diferencia entre la presión del sistema y ésta.

Por lo que respecta a una disminución de presión local, ésta se produce debido a las condiciones dinámicas siguientes:

- a) Un incremento en la velocidad.
- b) Como resultado de separaciones y contracciones del flujo, fenómeno que se presenta al bombear líquidos viscosos.
- c) Una desviación del flujo de su trayectoria normal, tal como la que tiene lugar en una vuelta ó en una ampliación ó reducción, todas ellas bruscas.

IV.1.1.- SIGNOS DE LA EXISTENCIA DE CAVITACION.

La cavitación se manifiesta de diversas maneras, de las cuales las más importantes son:

- a) Ruido y vibración.
- b) Una caída de las curvas de capacidad-carga y la de eficiencia.
- c) Desgaste de las aspas del impulsor.

Estudieemos un poco más detenidamente cada uno de ellos.

- a) Ruido y vibración.

El ruido se debe al choque brusco de las burbujas de vapor cuando éstas llegan a zonas de alta presión, y es más fuerte en bombas de mayor tamaño.

Debe hacer notar que el funcionamiento de una bomba suele ser ruidoso cuando trabaja con una eficiencia menor que la máxima, ya que el agua choca contra las aspas. Cuando existe cavitación ésta

se puede remediar introduciendo pequeñas cantidades de aire en la succión de una bomba, de una manera similar a los tubos de aireamiento usados en tuberías. El aire actúa como amortiguador, además de que aumenta la presión en el punto donde hay cavitación. Sin embargo, este procedimiento no se usa regularmente en las bombas para evitar el "descebamiento".

b) Caída de las curvas de carga-capacidad y de eficiencia.

La forma que adopta una curva al llegar a un punto de cavitación varía con la velocidad específica de la bomba en cuestión. Con bombas de baja velocidad específica las curvas de capacidad-carga, eficiencia y potencia se quiebran y caen bruscamente al llegar al punto de cavitación.

En las bombas de media velocidad específica el cambio es menos brusco y en bombas de alta velocidad específica es un cambio gradual sin que pueda fijarse un punto preciso en que la curva se quiebre.

La diferencia en el comportamiento de bombas de diferentes velocidades específicas, se debe a las diferencias en el diseño del impulsor. En los de baja velocidad específica, las aspas forman canales de longitud y forma definidos. Cuando la presión en el ojo del impulsor llega a la presión de vaporización, generalmente en el lado posterior de los extremos de la entrada del aspa, el área de presión se extiende muy rápidamente a través de todo el ancho del canal, con un pequeño incremento en gasto y una disminución en la carga.

Una caída posterior en la presión de descarga ya no produce más flujo, porque éste está fijado por la diferencia entre la

presión existente en la succión y la presión de vaporización que hay en la parte mencionada del canal. Además, en las bombas de baja y media velocidad específica, se observa que al bajar la carga, el gasto disminuye en vez de aumentar. Esto se debe a un incremento de la zona de baja presión a lo largo del canal del impulsor.

c) Desgaste del impulsor.

Si un impulsor de una bomba se pesa antes y después de haberse sometido al fenómeno de la cavitación, se encuentra con que ha habido una disminución del peso. Tan es así, que para grandes unidades el fabricante tiene que especificar la cantidad máxima de metal que se perderá por año.

El desgaste se debe a la acción mecánica (golpeteo) de las burbujas de vapor, ya que la acción química y electrolytica es insignificante en este proceso. Antiguamente se suponía que el aire ó gases podían ser mucho más activos en el instante de la liberación; pero lo que demuestra que sólo hay acción mecánica, es que el lugar donde se produce el desgaste siempre está más allá de los puntos de baja presión donde se forman las burbujas.

Por lo que se refiere a los materiales con poca cohesión molecular éstos sufren mayor desgaste, ya que las partículas desprendidas vuelven a ser lanzadas contra el material, logrando llegar a incrustarse para después desprenderse de nuevo.

El desgaste por cavitación se debe distinguir del que producen la corrosión y la erosión. El de corrosión lo causa únicamente la acción química y electrolytica de los líquidos bombeados. El segundo es causado por las partículas abrasivas tales como la arena, coke ó carbón.

Es fácil diferenciar estos tipos de desgaste; basta con

observar la apariencia de las partes atacadas y su localización a lo largo del trayecto del fluido.

IV.1.2.- RESISTENCIA DE MATERIALES A LA CAVITACION.

Los distintos materiales resisten la cavitación en diferentes grados. La cantidad de material destruido por la cavitación está controlada por la composición química de ellos, tratamiento térmico y las condiciones de su superficie.

Las pérdidas aumentan con la temperatura, ya que a altas temperaturas es más escaso el aire disuelto en el agua por lo cual se reduce el efecto amortiguador, y es más fácil que se formen las burbujas de vapor.

Además las pérdidas de metal por cavitación son aproximadamente proporcionales a la presión de vaporización; y por otra parte es conveniente introducir pequeñas cantidades de aire a la región dañada por la cavitación para así reducir sus efectos.

IV.1.3.- MEDIOS PARA EVITAR O REDUCIR LA CAVITACION.

- a) Tener conocimiento completo de las características del fenómeno en nuestra bomba.
- b) Conocimiento de las condiciones de succión existentes en el sistema.
- c) Las condiciones de succión se pueden mejorar eligiendo un tubo de succión de mayor diámetro, reduciendo su longitud y eliminando codos, así como todo aquello que pueda ocasionar pérdida de carga.
- d) Una revisión completa de todas las secciones de la cabeza

de succión, impulsor y carcasa por donde va a pasar el líquido, cuidando de que no existan obstrucciones.

- e) Elementos de guía que conduzcan el líquido que se está usando convenientemente.
- f) Introducción de pequeñas cantidades de aire para reducir ó eliminar el ruido causado por la cavitación.

IV.2.- GOLPE DE ARIETE

Si en alguna sección de un conducto con flujo de un líquido a presión, por cualquier circunstancia se alteran las condiciones del flujo mismo, se presentan rápidos cambios de energía cinética que vienen seguidos de rápidos cambios de energía potencial, correspondiendo estos últimos a rápidos cambios de presión que reciben el nombre de golpe de ariete.

Este efecto se presenta en un sistema cerrado de bombeo, cuando la velocidad de flujo cambia repentinamente por arranque, paro súbito, o cambio en la velocidad de la bomba; por apertura rápida o cierre repentino de una válvula o cualquier otro dispositivo de control de flujo que altere la velocidad del líquido. El golpe de ariete viene acompañado con frecuencia de ruido desagradable; pero el principal resultado de un cambio instantáneo en la velocidad de flujo, es una elevación rápida de la presión interior en la tubería. Si un incremento de presión es excesivo, puede dañar la bomba y la tubería. Este fenómeno puede tener lugar, tanto en la tubería de succión como en la de descarga y en cualquier clase de bomba.

IV.2.1.- EXPLICACION DEL FENOMENO.

En seguida se expone una serie de sucesos que tienen lugar

dentro de la tubería conductora de líquido sometido a la presión de un depósito alimentador, figura 4.1 después de un cierre instantáneo de la válvula indicada.

En el instante de cierre, la capa de líquido más próxima a la válvula se comprime y llega al reposo, desarrollándose un trabajo elástico en las paredes de la tubería, expandiéndose éstas. Una segunda capa adyacente sufre una misma transformación que la primera tan pronto como ésta se ha comprimido, desarrollándose otro trabajo elástico de expansión de las paredes de la tubería. Este proceso se repite progresivamente hacia el extremo de aguas arriba de la tubería, con una velocidad igual que a la del sonido en medio líquido, constituyendo ésto, un frente de onda plano positivo.

Las capas de líquido que no han sufrido transformación por encontrarse aún aguas arriba del frente de onda, continúan con velocidad original V_1 hacia la válvula, hasta que cada una va encontrando el frente de onda para comprimirse, llegar al reposo, y expandir las paredes del conducto, como lo muestra la figura 4.2. De esta manera es como se transforma la energía cinética del líquido, en energía elástica en las paredes del conducto.

Una vez que esta onda de alta presión alcanza el extremo de aguas arriba de la tubería, por una fracción de este instante, la tubería se encuentra sometida a expansión y el líquido totalmente comprimido, figura 4.3. Inmediatamente se presenta una situación de desequilibrio, ya que la presión del depósito no ha variado, y si en cambio, existe una presión elevada en el conducto, toda vez que la velocidad del líquido dentro de él se ha extinguido. Por tal razón, el incremento del volumen del líquido que ocupa el

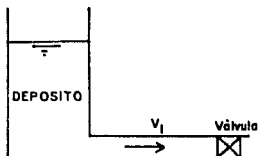


FIG. 4.1.- Válvula abierta
flujo uniforme en el
conducto.

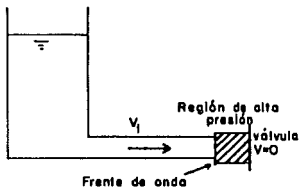


FIG. 4.2.- Onda posi-
tiva parte de la
válvula.

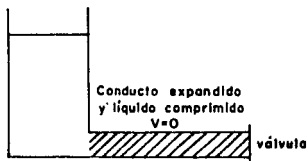


FIG. 4.3.- Onda posi-
tiva alcanza el de -
pósito.

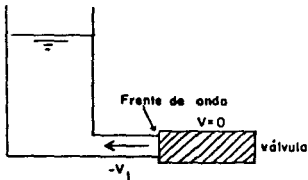


FIG. 4.4 -Onda negativa reflejada parte del depósito.

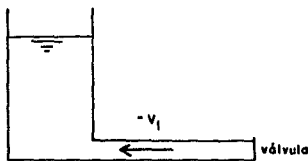


FIG 4.5.- Onda negativa reflejada alcanza la válvula.

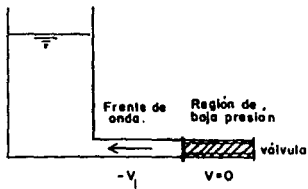


FIG. 4.6.- Onda negativa reflejada hacia el depósito. Parte de la válvula.

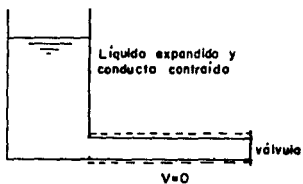


FIG. 4.7.- Onda negativa alcanza el depósito.

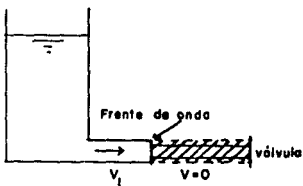


FIG. 4.8.- Onda negativa reflejada, con signo positivo, desde el depósito.

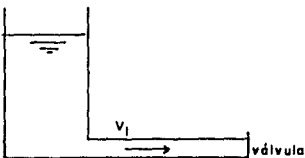


FIG. 4.9.- Onda reflejada alcanza la válvula, completando el ciclo.

espacio creado por la compresión inicial de éste, y la expansión de las paredes de la tubería, es descargado por ésta al depósito dando lugar a la velocidad V_i del líquido, hacia el depósito. Simultáneamente un frente de onda negativo aparece viajando hacia la válvula a la velocidad del sonido en medio del líquido, expandiendo las capas comprimidas a medida que las va encontrando, hasta su densidad normal, permitiendo de este modo que las paredes de tubería se contraigan a su tensión normal, figura 4.4.

También, por una fracción del instante en que el frente de onda negativo llega a la válvula, permanecen las condiciones que existían antes del cierre de la misma, el conducto a la presión del depósito y sus paredes al tamaño normal, figura 4.5.

Como el líquido posee energía cinética, ya que está animado por una velocidad V_i hacia el depósito, y en virtud de que no hay flujo a través de la válvula, las capas del líquido más cercanas a ésta, comienzan a expandirse progresivamente hacia aguas arriba de la tubería, traduciéndose esto en un frente de onda negativo, con velocidad sónica dentro del conducto. Esta onda, de baja presión, desarrolla un trabajo elástico negativo al contraerse las paredes de la tubería por la expansión de las capas del líquido, a medida que avanza hacia el depósito, figura 4.6.

Cuando esta onda de baja presión llega al extremo de aguas arriba del conducto, en una fracción de este instante, éste se encuentra contraído y el líquido totalmente expandido, figura 4.7.

Rápidamente, otra situación de desequilibrio tiene efecto en el lugar conducto-depósito, ya que un volumen de líquido se ha desplazado hacia éste, (producto de la expansión del líquido y la contracción del conducto), extinguiéndose la velocidad en el

conducto sujetándolo a una baja presión, sin que la del depósito haya cambiado.

Ante esta situación, la presión del depósito penetrará a la tubería mediante un frente de onda positivo viajando hacia la válvula, a la velocidad del sonido en medio líquido, restableciendo las condiciones iniciales del líquido y conducto, figura 4.8. Cuando este frente de onda llegue a la válvula, también por una fracción muy pequeña de este instante, prevalecerán las condiciones iniciales de flujo, o sea antes del cierre de la válvula, figura 4.9, así se ha completado el ciclo de los efectos de golpe de ariete.

Debido a la acción de rozamiento del líquido y a la imperfecta elasticidad del mismo y de las paredes del conducto (aún no tomadas en cuenta), las vibraciones se amortiguan, permitiendo que el líquido alcance el equilibrio permanente, después de unos cuantos ciclos.

También, si la válvula fuera abierta súbitamente, se presentaría la misma serie de sucesos antes descritos, con la excepción de que ahora el frente de onda inicial adyacente a la válvula, será de baja presión, expandiéndose las capas del líquido y acortándose el diámetro del conducto, dándose lugar a la velocidad (+V), del líquido en el tubo hacia aguas abajo del mismo. La onda, a la velocidad del sonido dentro del tubo, avanzará hacia el depósito. Más adelante, aparecerá también, una onda de alta presión, por encima de la normal, continuando este ciclo.

IV.2.2.- MEDIDAS PREVENTIVAS DEL GOLPE DE ARIETE.

Los medios más efectivos que se utilizan para evitar los

efectos destructivos del golpe de ariete, operan reduciendo la sobrepresión desarrollada durante el impulso acelerado o retardado en el flujo del líquido. Los impulsos de presión que siguen a un arranque o paro súbito de una bomba pueden ser mantenidos dentro de límites permisibles si:

1.- Se aumenta el tiempo en que tiene lugar la detención del flujo, por ejemplo, la suma de varios intervalos iguales $\Delta(t')$, requerido por la onda de presión para realizar un viaje completo de ida y regreso, desde y hasta la válvula o dispositivo causante de la perturbación de las condiciones de flujo.

2.- Purga parcial del líquido de la tubería.

3.- Combinando los dos procedimientos anteriores.

Para aumentar el tiempo en que se produce el paro del flujo en la línea, puede usarse un volante en la bomba (reciprocante), o una cámara de aire en la tubería cerca de la máquina o dispositivo causante del golpe de ariete, la cual, puede admitir aire a través de una válvula especial o en caso necesario, ser inyectado aire desde un compresor. El aire inyectado formará un colchón amortiguador durante el impulso de presión.

Para descargar ó purgar el líquido de la tubería, se utilizan válvulas de seguridad ó discos de ruptura, como respaldo de las primeras, que operarán para dejar escapar líquido durante un impulso de presión. Una válvula de seguridad para aire, instalada en la cámara, permitirá el venteo necesario.

Las válvulas supresoras de impulso se usan cuando la presión en el tubo, no baja más allá de la atmosférica durante un impulso.

El tiempo que la onda de presión emplea para en efectuar un viaje completo de ida y regreso, desde y hasta la válvula o

dispositivo causante de la perturbación está dado por la expresión:

$$t' = 2L / C \quad (\text{segundos})$$

Donde:

L = Longitud de la tubería entre el elemento o dispositivo causante del golpe de ariete y el extremo opuesto.

C = Celeridad de la onda de presión ó velocidad de propagación.

El incremento de la presión interna en la tubería, motivado por el cierre súbito de la válvula se calcula con:

$$\Delta P = \rho C (V_2 - V_1) \quad (\text{Pascuales})$$

Donde:

ρ = Densidad del flujo (kg/m^3)

$V_2 - V_1$ = Modificación de la velocidad de flujo (m/s)

Para tubos rígidos, la velocidad de propagación (celeridad) de la onda de presión, es:

$$C = \sqrt{\frac{E_m}{\rho}}$$

Para tubos elásticos :

$$C = \sqrt{\frac{E_m / \rho}{1 + (E_m/E) (d/t)}}$$

Donde:

E = Módulo de elasticidad del material.

E_m = Módulo de elasticidad del líquido.

d = Diámetro interior de la tubería.

t = Espesor de la pared de la tubería.

La ecuación $F_A = M (dv/dt)$, donde (F_A) es la fuerza de presión debida al golpe de ariete, (M) la masa del líquido contenido en el tubo cuya velocidad decrece en (dv) durante el intervalo (dt) indica que en un cierre instantáneo de la válvula, la presión resultante sería infinita si el líquido fuera incompresible y la tubería no fuera elástica. Es imposible cerrar la válvula de un modo instantáneo; pero si fuera cerrada completamente, antes de que la primera onda de presión (compresión) tuviera tiempo de regresar en una onda de baja presión, ó, en otras palabras, si (T) es menor que $(2L/C)$, la presión seguirá aumentando hasta el momento del cierre completo, y la presión resultante, será precisamente la misma que si la válvula hubiera sido cerrada instantáneamente. Si (T) es mayor que $(2L/C)$, las primeras ondas de presión (compresión) regresan como ondas de baja presión y tienden a reducir la elevación de presión que resulta de las etapas finales del cierre de la válvula. Por lo tanto, si (T) ; tiempo en que la válvula se cierra, es igual o menor que (t') , (ΔP) será la correspondiente al cierre instantáneo; pero si (T) es mayor que (t') , (ΔP) disminuirá a medida que aumente (T) .

IV.3.- CALENTAMIENTO EN BOMBAS CENTRIFUGAS.

Es un problema que se presenta por la operación de una bomba centrífuga con flujos extraordinariamente reducidos -el problema termodinámico causado por el calentamiento del líquido manejado por la bomba. La diferencia entre los caballos de fuerza al freno

consumidos y los caballos de fuerza hidráulicos desarrollados representa las pérdidas de energía dentro de la bomba, excepto una pequeña cantidad que se pierde en los cojinetes de la bomba. Estas pérdidas de energía se convierten en calor y la transmiten al líquido que pasa por la bomba.

Si la bomba se encuentra operando contra una válvula completamente cerrada, las pérdidas de energía son iguales a los caballos de fuerza al freno con descarga cerrada y, como no se origina ningún flujo por la bomba, toda esta fuerza se gasta en calentar la pequeña cantidad de líquido contenido en el cuerpo de la bomba.

Al ocurrir este proceso, la misma cubierta de la bomba se calienta y cierta cantidad de calor se disipa por radiación y convección a la atmósfera circundante. Si la cantidad de calor agregado al líquido es pequeña, se puede transmitir por la cubierta con un diferencial bajo de temperatura entre el líquido de la cubierta y el aire exterior. Si la pérdida de energía es muy alta, sin embargo, la temperatura del líquido tendría que alcanzar un valor excesivamente alto, muy en exceso de la temperatura de ebullición a la presión de succión, antes de que la cantidad de calor disipada iguale a la generada por la bomba propiamente dicha. La operación de la bomba en esas condiciones tendría efectos desastrosos y dañinos para la bomba en sus partes internas.

Es muy claro que la velocidad de calentamiento del líquido en el cuerpo de la bomba para una pérdida de energía dada, depende del volumen de agua contenido en el cuerpo de la bomba y de la superficie de la zona cubierta que puede disipar calor. Por

razones prácticas, la disipación de calor por radiación se puede despreciar y la elevación de temperatura puede determinarse con la fórmula:

$$Tr = (10.68 Pso) / (Wp Cp + Ww Cw)$$

En la cual:

Tr = Elevación de temperatura en grados centígrados por minuto.

Pso = Caballos de fuerza al freno a descarga cerrada.

Wp = Peso neto de la bomba en kilogramos.

Cp = Calor específico del metal de la bomba.

Ww = Peso neto del líquido en la bomba en kilogramos.

Cw = Calor específico del líquido.

Debido a que la elevación de temperatura puede ser tan rápida que no haya tiempo para transmitir el calor del líquido a la cubierta de la bomba, es generalmente más seguro despreciar completamente la cubierta. La fórmula anterior se simplifica entonces a:

$$Tr = (10.68 Pso) / (Ww Cw)$$

Por ejemplo si la bomba maneja agua (Cw = 1) y contiene 45.9 kg de líquido, y si la potencia al cierre en caballos de fuerza es 100, la temperatura del agua aumentará a razón de 23.6 Grados centígrados por minuto.

La operación con válvula cerrada en estas condiciones es muy peligrosa, pero con una bomba de carga baja y alta capacidad que

contenga 2265 Kg. de agua y que tome la misma cantidad de fuerza al cierre, la razón de incremento de temperatura será de sólo 0.47 grados centígrados por minuto -nada sería si la operación contra la válvula de descarga cerrada no se prolonga.

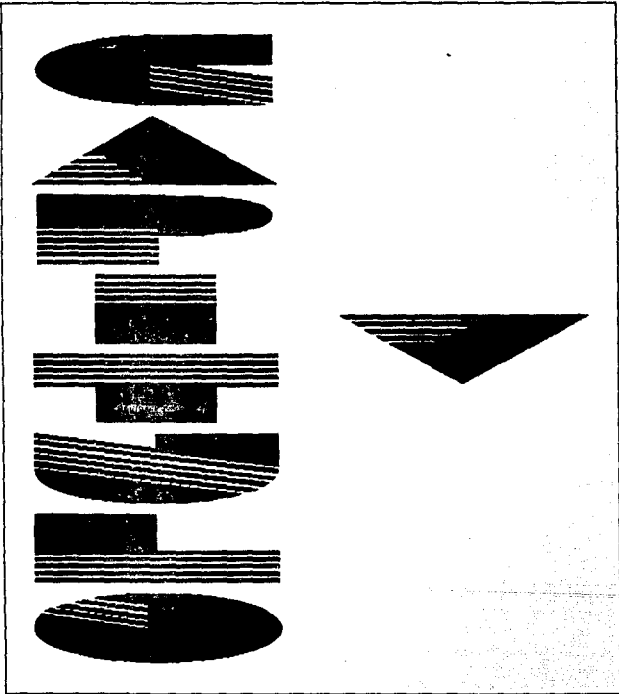
Si está fluyendo líquido por la bomba, las condiciones se estabilizan y la cantidad por la que la temperatura en la descarga excederá a la de succión puede calcularse para cualquier flujo dado. Este incremento se determina multiplicando la diferencia entre la potencia en caballos de fuerza al freno y los caballos de fuerza hidráulicos por 641.34 (Equivalente de 1HP-hr en kilocalorías-gramo) y determinando así la cantidad de calor impartida al líquido en kilocalorías-gramo. Suponiendo que el líquido es agua (Calor específico = 1 caloría-gramo por grado) este calor se divide por el flujo en kilogramos por hora y da la elevación de temperatura en grados centígrados.

Al variar la elevación de temperatura con la capacidad de la bomba, la capacidad mínima permitida desde el punto de vista termodinámico dependerá de la elevación de temperatura máxima permisible, que varía en un amplio margen, dependiendo del tipo de instalación. Con bombas de agua caliente como las que están al servicio de alimentación a calderas, la elevación de temperatura generalmente se deberá limitar a 8.25 grados centígrados. Por lo general, el flujo mínimo permisible para sostener la elevación de temperatura en bombas de alimentación a calderas a 8.25 grados centígrados, es de 113.55 lt./min por cada 100 bhp al cierre.

Si se requiere que la bomba opere con la válvula de descarga cerrada o con flujos extremadamente bajos, se deben proveer medios para evitar la operación con flujos menores que los permisibles,

aunque la válvula de retención ó de descarga esté cerrada. Esto se logra instalando una línea de desvío en la descarga de la bomba localizada en el lado de la bomba de las válvulas de compuerta ó retención y que vaya a algún punto de presión más baja en la instalación donde pueda disiparse el exceso de calor absorbido por la operación a bajo flujo. Bajo ninguna circunstancia deberá llevarse esta línea directamente a la succión de la bomba porque no habría medios para disipar el exceso de calor y se desvirtuaría totalmente el propósito de colocación de la línea de desvío.

En instalaciones de alimentación a calderas en las que las bombas toman succión de un calentador de deareador, el lugar lógico para regresar el flujo de recirculación es el calentador mismo.



SISTEMAS
DE
RECIRCULACION
AUTOMATICA.

V.- SISTEMAS DE RECIRCULACION AUTOMATICA.

V.1.- PROTECCION POR FLUJO MINIMO.

Como en una planta termoelectrica la demanda está variando y en momentos llega a ser casi nula o nula por tanto el flujo de agua de alimentación varia en la misma forma. De lo expuesto anteriormente se aprecia que a flujos reducidos el aumento de temperatura en el liquido bombeado es alto, esta temperatura puede ser causa de vaporización del agua y daños a la bomba, al fabricante de la bomba corresponde señalar que aumento de temperatura es permisible en su equipo, este aumento limite marca un flujo mínimo que debe manejar la bomba para no rebasar ese limite.

Otro efecto causado por flujos reducidos es que la fuerza radial desbalanceada aumenta conforme se va reduciendo el flujo, esta fuerza impone a los baleros radiales severas condiciones de servicio además de producir una deflexión en la flecha que puede ser causa de que piezas girando y piezas estacionarias entren en contacto, para evitarlo la deflexión en la flecha se limita de manera de no exceder el 50 % del claro radial entre anillos y carcasa y cubo del impulsor lo cual significa que el flujo en la bomba debe estar limitado a un mínimo en el que la fuerza desbalanceada no produce una deflexión mayor.

Como podemos darnos cuenta este problema se presenta por la operación de la bomba a flujos extraordinariamente reducidos. Si la bomba está operando con válvula completamente cerrada las pérdidas de energía son iguales a los caballos de fuerza al freno con descarga cerrada y, como no se origina ningún flujo por la bomba,

toda esta fuerza se gasta en calentar la cantidad de líquido contenido en el cuerpo de la bomba.

Al ocurrir este proceso, la misma cubierta se calienta y cierta cantidad de calor se disipa por radiación y convección a la atmósfera circundante. Si la cantidad de calor agregado al líquido es pequeña, se puede transmitir por la cubierta con un diferencial bajo de temperatura entre el líquido de la cubierta y el aire exterior.

Es claro que la velocidad de calentamiento del líquido en el cuerpo de la bomba para una pérdida de energía dada depende del volumen de agua contenido en el cuerpo de la bomba y de la superficie de la cubierta por donde se disipa calor.

Al variar la elevación de temperatura con la capacidad de la bomba, la capacidad mínima permitida desde el punto de vista termodinámico dependerá de la elevación de temperatura máxima permisible, que varía en un amplio margen, dependiendo del tipo de instalación. Con bombas de agua caliente como las de alimentación a calderas, la elevación de temperatura generalmente se deberá limitar a 8.25°C . Por lo general el flujo mínimo permisible requerido para sostener la elevación de temperatura en bombas de alimentación a calderas a un rango menor de 8.25°C es de 114 lt./min por cada 100 bhp al cierre.

Si se requiere que la bomba opere con válvula de descarga cerrada o con flujos extremadamente bajos, se deben proveer medios para evitar la operación con flujos menores que los permisibles, aunque la válvula de descarga o de retención esté cerrada. Esto se logra instalando una línea de desvío en la descarga de la bomba localizada en el lado de la bomba de las

válvulas de compueta o retención que vaya a algún punto de presión más baja en la instalación en donde pueda disiparse el exceso de calor absorbido por la operación a bajo flujo. Bajo ninguna circunstancia deberá llevarse esta línea directamente a la succión de la bomba porque no habrá medios para disipar el exceso de calor y se desvirtuaría totalmente el propósito de la instalación de una línea de desvío.

En instalaciones de alimentación a calderas en las que las bombas toman succión de un calentador desareador, el lugar lógico para regresar el flujo de recirculación es el calentador mismo. Puesto que la línea de desvío está a una presión igual a la de la descarga de la bomba se debe localizar un dispositivo en esta línea para regular la presión a un valor adecuado según nuestro sistema. Este dispositivo es aparte de una válvula de control una placa de orificios múltiples de la cual se mencionan las bases de su diseño en el capítulo siguiente.

Los sistemas de recirculación se utilizan también para mejorar el control. La operación automática de un desvío o recirculación en la descarga de una bomba es un ejemplo típico de control protector que elimina la posibilidad de operación a válvula cerrada.

Como se comentó, una bomba de alta presión operando a descarga cerrada pronto se pegaría por sobrecalentamiento. Por lo tanto este tipo de bomba no debe operar con flujos anormalmente bajos con objeto de protegerla contra daños derivados de una elevación excesiva de temperatura.

La operación de la recirculación se regula por medio de una válvula automática que opera en función del comportamiento de la

descarga principal.

Tanto las bombas de velocidad fija como las de velocidad variable requieren de esta protección. Conforme aumenta el tamaño de los equipos dependiendo del grado de precisión y velocidad de respuesta para satisfacer la demanda, la instrumentación de un sistema de este tipo es más o menos compleja, sin embargo el principio de protección es el mismo y se logra recirculando hacia el recipiente del cual succiona la bomba.

V.2.- CONTROL DE RECIRCULACION MODULANTE.

Observe la figura 5.1. Cuando la señal de retroaviso indica que se requiere menos flujo, el sistema de control de flujo envía una señal a la válvula de control V1 para que cierre. Mientras el flujo sea mayor que el mínimo requerido por la bomba, la válvula de control de la recirculación V2 permanecerá cerrada. Si por el contrario el flujo requerido por el sistema es menor que el mínimo necesario para protección de la bomba, el sistema de control de flujo enviará una señal a la válvula V2 para que empiece a abrir, de tal manera que en cualquier caso la suma de los gastos que pasan por V1 y V2 sea mayor o igual que el flujo mínimo requerido por la bomba.

Ventajas :

- a) Operación gradual y sin perturbaciones sensibles para el sistema.
- b) Mejor respuesta en el control de flujo principal.
- c) El flujo que se recircula, cuando así se quiere, es el mínimo indispensable para proteger a la bomba.

Desventajas :

- a) El costo del sistema es mayor.

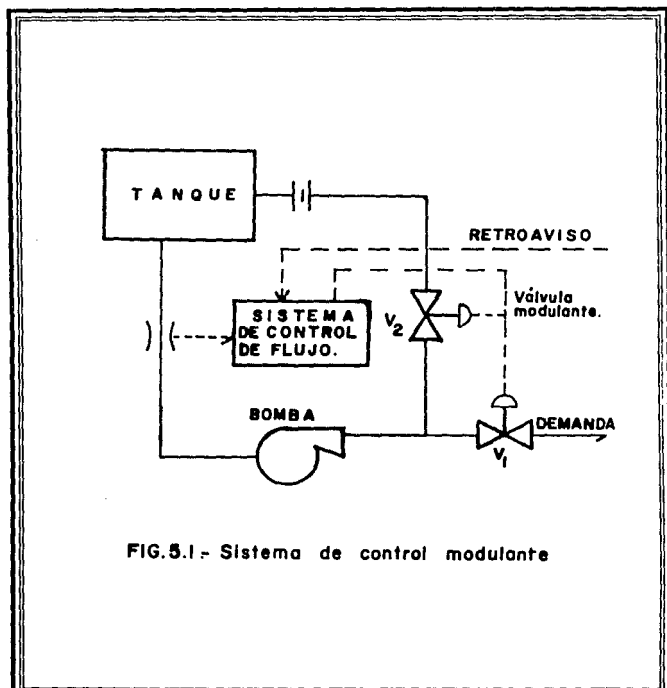


FIG.5.1.- Sistema de control modulante

- b) Debido a que la válvula V2 es modulante, cuando opera con aperturas bajas el efecto nocivo de alta caída de presión y en consecuencia altas velocidades, generalmente provoca que ocurra evaporación instantánea (flasheo), o inclusive cavitación, erosionando rápidamente los internos de la válvula de control.

V.3.- CONTROL DE RECIRCULACION ABIERTO-CERRADO (ON-OFF).

Vease figura 5.2. En este caso, cuando el sistema de control de flujo detecta que se requiere abrir la válvula de recirculación V2, le envía una señal y ésta abre totalmente. Cuando el flujo manejado por la bomba es mayor al mínimo, el control manda cerrar la válvula de recirculación, por lo tanto la válvula V2 siempre estará cerrada o abierta pero no en posición intermedia.

Ventajas :

- a) No se requiere un sistema sofisticado de control.
- b) La válvula no se deteriora rápidamente porque no mantiene una posición intermedia y su duración es mayor que la de un control modulante. Esta ventaja es la que mayor relevancia tiene, sobre todo para plantas de potencia alta, donde se obtienen ahorros considerables en gastos de mantenimiento.

Desventajas :

- a) El control del flujo principal sufre perturbaciones al abrir o cerrar la recirculación.
- b) Durante un porcentaje de tiempo que esté abierta la recirculación se desperdicia energía ya que el gasto que se recircula es constante aún cuando el requerido sea menor.

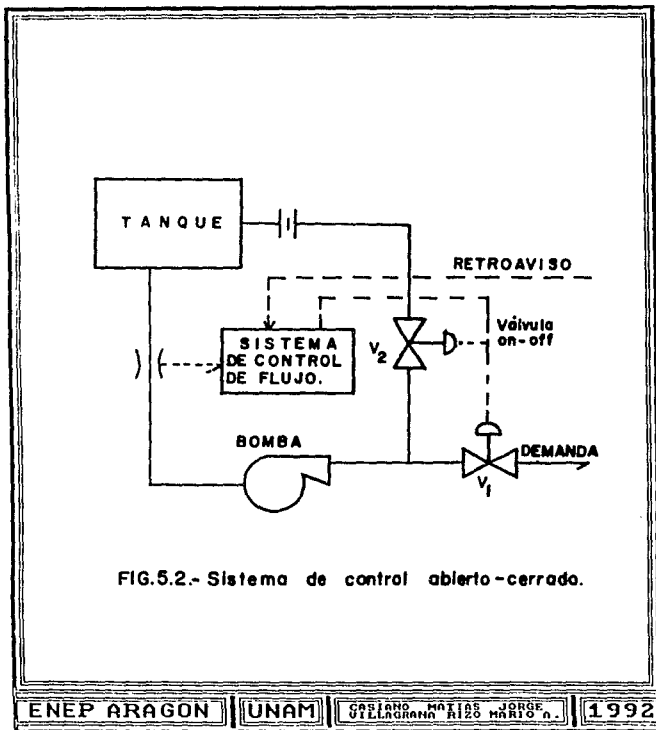
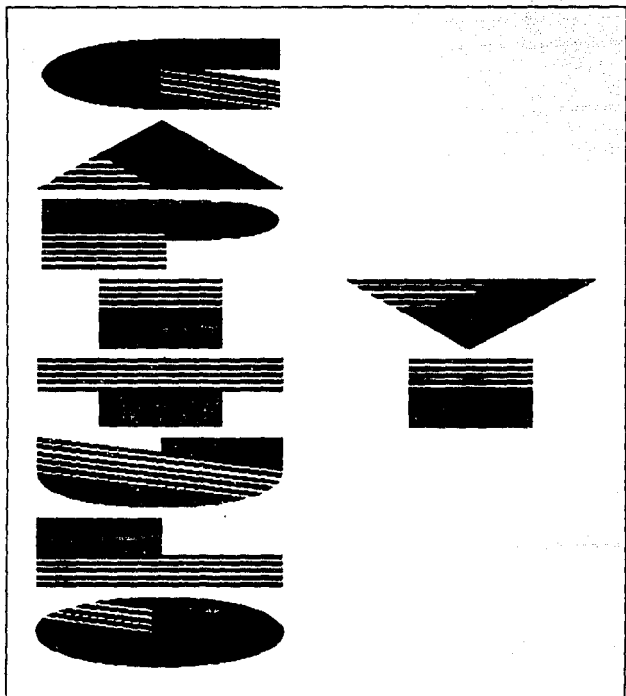


FIG.5.2.- Sistema de control abierto-cerrado.



DISEÑO
Y
APLICACION
DE
UNA
PLACA
DE
ORIFICIOS
MÚLTIPLES.

VI.- DISEÑO Y APLICACION DE UNA PLACA DE ORIFICIOS MULTIPLES.

La operación automática de un desvío o recirculación en la descarga de una bomba de agua de alimentación a calderas es un control protector el cual elimina la posibilidad de operación a válvula cerrada.

La capacidad del desvío debe ser suficiente para que si la demanda en la descarga de la bomba llegara a caer a cero, el flujo a través de la bomba no sea menor que el mínimo permisible predeterminado, esto es, al flujo mínimo que establece el fabricante para que la bomba opere dentro de un rango seguro.

Como ya se mencionó, la recirculación se regula mediante una válvula automática que opera en función del comportamiento de la descarga principal. Conforme aumenta el tamaño de los equipos y dependiendo del grado de precisión y velocidad de respuesta requeridos para satisfacer la demanda, la instrumentación de un sistema de este tipo es más o menos compleja; sin embargo, el principio de protección es el mismo y se logra recirculando hacia el recipiente del cual succiona la bomba.

VI.1.- FUNCION Y CARACTERISTICAS DE OPERACION DE UNA PLACA DE ORIFICIOS MULTIPLES.

Bajo un análisis de los problemas señalados con anterioridad, pretendemos dar solución mediante el diseño de una serie de placas de orificio cuyo propósito principal es el de proteger a la válvula de recirculación, así como a todo el equipo que se encuentra diseñado a baja presión y que se localiza aguas abajo de la placa.

Existen algunos sistemas en los cuales se han instalado válvulas combinadas de recirculación y no retorno. Estas válvulas operan automáticamente y vienen calibradas de fábrica, sin embargo, están sujetas a erosión por cavitación.

Como se ha indicado, para la recirculación de bombas centrifugas, tanto las válvulas abiertas-cerradas como las modulantes están sujetas a erosión severa, sobretodo las últimas. Lo anterior se traduce en gastos de mantenimiento y pérdidas de energía cuando aún cerradas comienzan a fugar.

Como se puede observar en la figura 6.1 La placa de orificios múltiples consiste físicamente en varios elementos internos que distribuyen en etapas la caída de presión total. El material y el número de dichos elementos así como su distribución, forma y tamaño de los orificios en cada una de ellas depende de las condiciones particulares de diseño.

La caída de presión se logra debido a la transformación alternada de energía de presión a cinética del fluido manejado, después la energía cinética se convierte en un incremento de temperatura.

VI.2.- DISEÑO DE LA PLACA DE ORIFICIOS MÚLTIPLES.

Sabemos, de la ecuación de Bernoulli, que la energía en un fluido incompresible el cual circula por un conducto cerrado como una tubería permanece constante en todos los puntos del líquido o gas.

Ecuación de Bernoulli.

$$\frac{P_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (6.1)$$

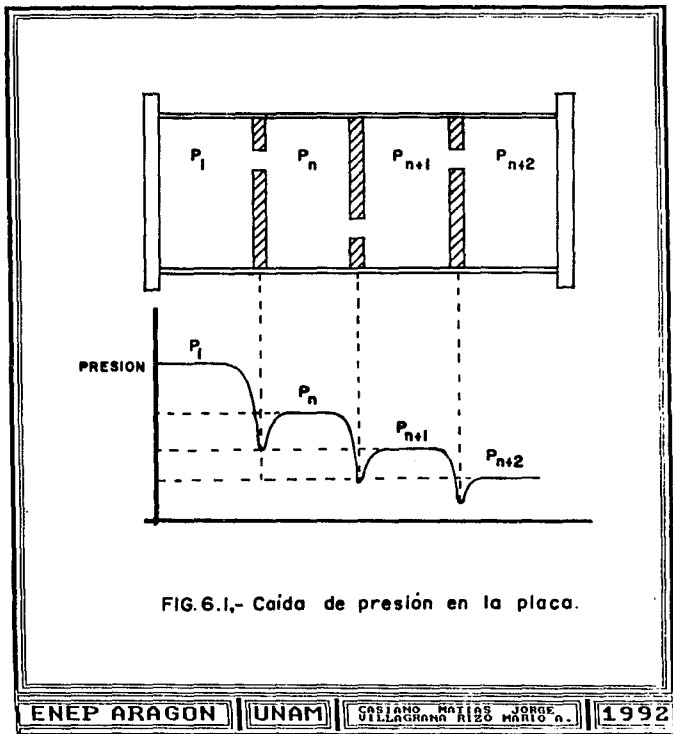


FIG.6.1.- Caída de presión en la placa.

Donde:

P_1 y P_2 = Presiones en dos puntos distintos del fluido.

Z_1 y Z_2 = Alturas geodésicas.

V_1 y V_2 = Velocidades del fluido en ambos puntos respectivamente.

g = Gravedad terrestre (Cte.).

ρ = Densidad de fluido.

Por otra parte, es importante mencionar la ecuación de continuidad (ecuación 6.2) y que es la siguiente:

$$Q = V_1 \times A_1 = V_2 \times A_2 \quad (6.2)$$

Donde:

Q = Caudal volumétrico.

V = Velocidad del fluido.

A = Área de paso del fluido.

Ver figura 6.2.

Lo anterior nos demuestra que como consecuencia de reducir el área transversal de paso al flujo tendremos un aumento de la velocidad del fluido. Por ello, en la ecuación de Bernoulli observaremos que se producirá una caída de presión en la sección más pequeña; esa pérdida de energía será permanente en un porcentaje de la disminución instantánea.

La ecuación que gobierna dicha reducción de presión permanente fue obtenida de manera experimental y es:

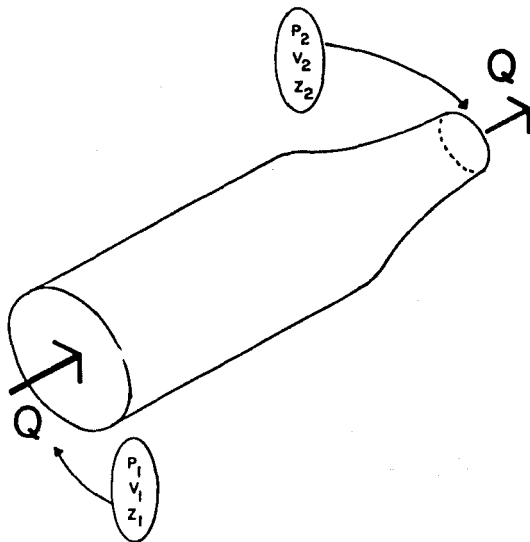


FIG.6.2.- Principio de Bernoulli.

$$\Delta P_r = [1 - \beta^2] [P_1 - P_2] \quad (6.3)$$

Donde:

ΔP_r = Pérdida de presión permanente.

β = Relación de diámetros o radios menor entre mayor.

$$\left[\beta = \frac{d_2}{d_1} \quad \text{ó} \quad \beta = \frac{r_2}{r_1} \right]$$

P_1 = Presión en el punto 1.

P_2 = Presión en el punto 2.

En base a la expresión 6.3 se fundamentó el diseño de una serie de placas que tienen por objeto provocar una caída de presión gradual en una tubería y proteger así a una válvula de control instalada en la misma línea.

Si combinamos las ecuaciones 6.1 y 6.3 obtendremos una expresión con la cual podremos determinar el factor β que nos dará la caída de presión deseada.

De la ecuación de Bernoulli tenemos que:

$$[P_1 - P_2] = [Z_2 - Z_1] [\rho g] + \frac{[V_2^2 - V_1^2]}{2g} [\rho g] \quad (6.4)$$

Por ser el dispositivo compacto Z_2 es aproximadamente igual a Z_1 , lo cual nos simplifica teniendo entonces:

$$[P_1 - P_2] = \left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right] [\rho g] \quad \text{ó}$$

$$\left[P_1 - P_2 \right] = \left[\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right] \left[\rho \right] \quad (6.5)$$

Pero como $Q = V_1 A_1 = V_2 A_2$, tendremos que:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

Y para una sección circular se tendrá una expresión:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{\left[\pi X \frac{d_2^2}{4} \right]^{1/4}}{\left[\pi X \frac{d_1^2}{4} \right]^{1/4}} = \left[\frac{d_2}{d_1} \right]^2 \quad \delta$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \beta^2 \quad (6.6)$$

Acomodando la ecuación anterior:

$$V_2 = \frac{V_1}{\beta^2} \quad (6.7)$$

Substituyendo la ecuación 6.7 en la ecuación 6.5 se obtiene:

$$\left[P_1 - P_2 \right] = \left[\frac{\left[\frac{V_1}{\beta^2} \right]^2 - V_1^2}{2} \right] \left[\rho \right] \quad (6.8)$$

Uniendo las ecuaciones 6.3 y 6.8 se tiene:

$$\Delta P_r = \left[1 - \beta^2 \right] \left[\frac{\left[\frac{V_1}{\beta^2} \right]^2 - V_1^2}{2} \right] \left[\rho \right] \quad (6.9)$$

Simplificando la expresión anterior se tendrá:

$$\beta^4 - \left[1 + \frac{2\Delta P_r}{V_1 \rho} \right] \left[\beta^4 \right] - \beta^2 + 1 = 0 \quad (6.10)$$

Con la fórmula anterior podremos calcular el factor β y así establecer el tamaño del orificio que nos dará la caída de presión permanente deseada; considerando que:

$$\beta = \frac{d_2}{d_1} \quad \text{ó} \quad \beta = \frac{r_2}{r_1}$$

La expresión 6.10 se resolverá con el método de Newton-Raphson.

El procedimiento a seguir ahora para el diseño de la placa de orificios múltiples será:

- 1.- Definir el rango total de presión a eliminar de manera definitiva.
- 2.- Escalonar la caída de presión en etapas.
- 3.- Dimensionar el orificio de cada placa.
- 4.- Establecer la posición de un orificio respecto a otro.
- 5.- Determinar el espesor de cada placa.

- 6.- Presentar un arreglo general de fabricación del dispositivo.

VIS.- APLICACION DE UNA PLACA DE ORIFICIOS MULTIPLES.

La figura 6.3 nos muestra un arreglo típico de un sistema de recirculación para una bomba individual, en ella se muestran condiciones de operación reales; en base a dicho arreglo y condiciones de operación se efectuarán todos los cálculos aplicando la metodología propuesta líneas atrás.

En dicho arreglo se tiene un gasto $Q = 550 \times 10^3 \text{ Kg/hr}$, un flujo mínimo (proporcionado por el fabricante) $q_{\min} = 82500 \text{ kg/hr}$, el diámetro de la tubería de recirculación $\phi = 4$ pulgadas. Una vez que conocemos dichos valores se procede a aplicar la metodología ya descrita.

- 1.- Rango total de presión a eliminar:

$$2753 \text{ psia} - 153 \text{ psia} = 2600 \text{ psia} = 17\,926\,220 \text{ N/m}^2$$

- 2.- La caída de presión se tendrá en cuatro etapas, por lo cual se utilizarán cuatro placas. En cada etapa caerán $4\,481\,555 \text{ N/m}^2$.

- 3.- Dimensionar el orificio reductor de presión. Como $q_{\min} = 82500 \text{ kg/hr}$ y para condiciones de diseño se considerará que la densidad en promedio será de 920 kg/m^3 el flujo volumétrico será:

$$q_{\min} = (82500 \text{ kg/hr}) (1 \text{ hr} / 3600 \text{ seg.}) (1 \text{ m}^3 / 920 \text{ kg})$$

$$q_{\min} = 0.025 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

De la ecuación de continuidad determinamos la velocidad inicial (ver figura 6.4):

$$q_{\min} = V_i A_i;$$

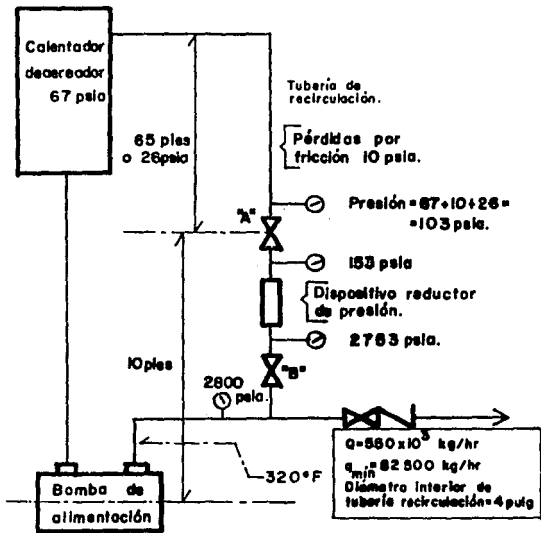


FIG. 6.3.- Sistema analizado.

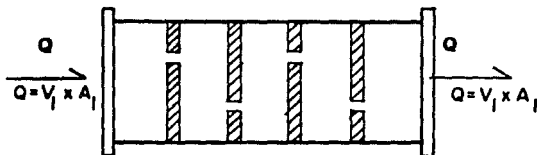


FIG.6.4.- Cálculo de velocidad.

$$V_1 = \frac{q_{\min}}{A_1} = \frac{0.025 \text{ m}^3/\text{seg.}}{\left[\pi \times (0.016)^2 \right] / 4}$$

$$V_1 = 3.08 \text{ m/seg.}$$

Substituyendo los valores en la ecuación 6.10:

$$\beta^6 - \left[1 + \frac{2 (4481555)}{(3.08)(920)} \right] \left[\beta^4 \right] - \beta^2 + 1 = 0 \quad (6.11)$$

$$\beta^6 - 1028\beta^4 - \beta^2 + 1 = 0 \quad (6.12)$$

En la solución de la ecuación anterior se emplea el método de Newton-Raphson, cuyo listado se muestra en páginas siguientes. A continuación se muestra la solución adecuada a nuestro problema:

$$\beta = 0.1752341 \quad ; \quad \text{así:}$$

$$\beta = \frac{dz}{d_1} \quad \text{de donde:} \quad dz = \left[\beta \right] \left[d_1 \right] \quad ;$$

$$dz = \left[0.1752341 \right] \left[4 \text{ pulg.} \right]$$

$$dz = 0.7009364 \text{ pulg.} = 17.804 \text{ mm.}$$

```

10 CLS
20 PRINT TAB(15);"CALCULO DE LAS RAICES REALES DEL POLINOMIO:"
25 PRINT
30 PRINT TAB(15); "A0 + A1*X + A2*X 2 + A3*X^3 + ... + AN*X^N = 0 "
35 PRINT
40 PRINT TAB(20); "POR EL METODO DE NEWTON - RAPHSON"
50 PRINT:PRINT
60 PRINT "CUAL ES EL GRADO DEL POLINOMIO A RESOLVER ";
70 INPUT N
75 REM * INICIALIZACION DE ARREGLOS
80 DIM A(N),B(N)
90 FOR I = 0 TO N
100   A(I) = 0
110   B(I) = 0
120 NEXT I
130 PRINT
135 REM * INTRODUCCION DE LOS COEFICIENTES DEL POLINOMIO
140 FOR I = 0 TO N
150   PRINT "INTRODUZA EL COEFICIENTE A"II";
160   INPUT A(I)
170 NEXT I
175 REM * CALCULO DE LA DERIVADA DEL POLINOMIO
180 FOR I = 0 TO N-1
190   B(I) = A(I+1)*(I+1)
200 NEXT I
210 PRINT
220 PRINT "INTRODUZA UNA ESTIMACION INICIAL DE LA RAIZ ";
230 INPUT X
240 Q = 0
250 S = 1
260 F1 = 0
270 F0 = 0
280 D = 0 + 1
285 REM * EVALUACION DEL POLINOMIO Y SU DERIVADA EN X
290 FOR I = 0 TO N
300   F0 = F0 + A(I)*S
310   F1 = F1 + B(I)*S
320   S = S*I
330 NEXT I
340 IF F1 = 0 THEN 400
350 S = X - F0/F1
360 IF X = S THEN 420
370 X = S
380 IF D > 100 THEN 530
390 GOTO 250
400 PRINT "EL VALOR DE LA DERIVADA ES 0 EN X = "IX
420 PRINT
430 PRINT "LA ANULACION DE LA DERIVADA EN X = "IX"INVALIDA EL PROCEDIMIE
440 PRINT
450 PRINT "DESEA EMPLEAR OTRO VALOR INICIAL? (SI = 1 , NO = 0)";
470 INPUT A
480 IF A = 1 THEN 226
490 PRINT "DESEA RESOLVER OTRA ECUACION? (SI = 1 , NO = 0)
500 INPUT A
510 IF A = 1 THEN 90
520 GOTO 600
530 PRINT "SE HAN ALCANZADO 100 ITERACIONES"
540 PRINT "LA ESTIMACION DE LA RAIZ ES: "IX
550 PRINT "EL VALOR DE LA FUNCION En X ES: "IF0
560 PRINT "DESEA CONTINUAR? (SI = 1 , NO = 0)";
570 INPUT A
580 IF A = 1 THEN 240
590 GOTO 460
600 END

```

RUN

CALCULO DE LAS RAICES REALES DEL POLINOMIO:

$$A_0 + A_1 \cdot X + A_2 \cdot X^2 + A_3 \cdot X^3 + \dots + A_N \cdot X^N = 0$$

POR EL METODO DE NEWTON - RAPHSON

CUAL ES EL GRADO DEL POLINOMIO A RESOLVER ? 6

INTRODUZCA EL COEFICIENTE A 0 ? 1
INTRODUZCA EL COEFICIENTE A 1 ? 0
INTRODUZCA EL COEFICIENTE A 2 ? -1
INTRODUZCA EL COEFICIENTE A 3 ? 0
INTRODUZCA EL COEFICIENTE A 4 ? -1028
INTRODUZCA EL COEFICIENTE A 5 ? 0
INTRODUZCA EL COEFICIENTE A 6 ? 1

INTRODUZCA UNA ESTIMACION INICIAL DE LA RAIZ ? 0.5

LA ANULACION DE LA DERIVADA EN X = .1752341 INVALIDA EL PROCEDIMIENTO

Rpiz buscada

4.- Establecer la posición de un orificio respecto a otro.

La distancia entre una placa y otra debe de ser tal que la vena contracta haya dejado de estar presente.

Esa longitud es según observaciones experimentales de 3 a 4 veces el diámetro de la tubería. Para nuestro caso espaciaremos las placas 3 veces el diámetro de la tubería una de otra. Además, los orificios se colocarán de manera excéntrica para lograr que la estabilización del flujo en distancias relativamente cortas entre una placa y otra.

5.- Espesor de cada placa.

Debido a que la placa se encontrará sometida a una presión la cual actuará sobre su superficie y por tener el material un esfuerzo cortante último, se podrá determinar el espesor de la placa (ver figura 6.5).

De la figura 6.5:

$$P = \frac{F}{A} \quad ; \text{ de donde:} \quad F = [P] [A]$$

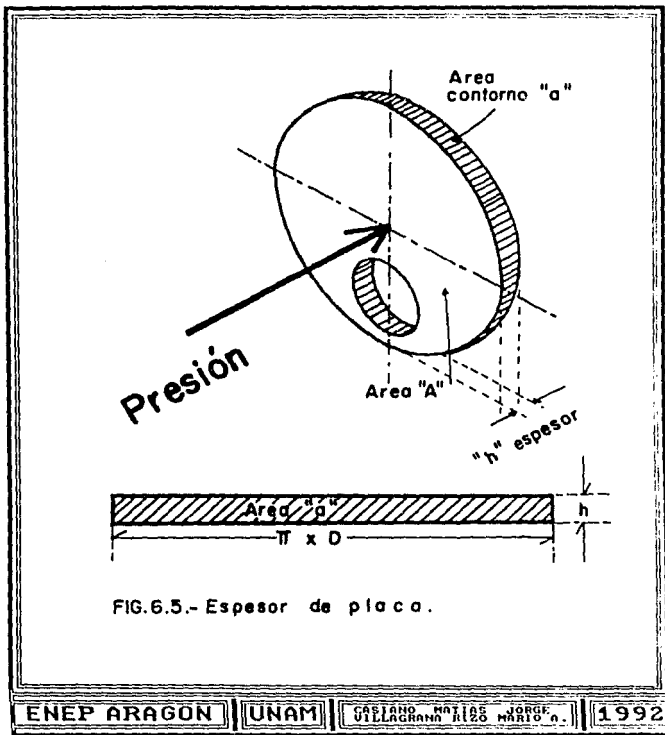
$$F = \left[17926220 \frac{N}{m^2} \right] \left[\pi (0.0254 \times 2)^2 \right]$$

$$F = 145\,334 \text{ Newtons.}$$

Por otra parte:

$$\tau \text{ admisible} = \frac{\tau \text{ último}}{F_s \text{ (factor de seguridad)}}$$

$$\tau \text{ admisible} = \frac{192 \text{ Mpa}}{4} \quad ; \quad \tau \text{ admisible} = 38 \text{ Mpa}$$



Sabemos también que :

$$\tau_{\text{admisible}} = \frac{F}{a} \quad (\text{Ver figura 6.6})$$

$$a = \frac{F}{\tau_{\text{admisible}}} \quad ; \quad a = \frac{145334 \text{ N}}{38 \text{ Mpa}}$$

$$a = 3.82457894 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

También de la figura 6.6:

$$a = [\pi] [D] [h] \quad ; \quad a = [3.1416] [4 \text{ pulg} \times 0.0254 \text{ m/pulg}] [h]$$

$$a = [h] [0.3191858136 \text{ m}] \quad ; \quad \text{despejando } h \text{ (espesor):}$$

$$h = \frac{a}{0.3191858136} \quad ; \quad \text{tomando el valor de "a" ya definido
párrafos atrás:}$$

$$h = \frac{3.8245457894 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{0.3191858136 \text{ m}} \quad ; \quad h = 1.198219 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$h = 1.1982 \text{ cm} \approx \frac{1}{2} \text{ Pulgada.}$$

En base al resultado anterior, podemos afirmar que placas con un espesor de media pulgada serán adecuadas para soportar las condiciones de operación a las que estarán sometidas.

VI.4.- AUMENTO DE TEMPERATURA DEL LIQUIDO AL CRUZAR LA PLACA.

Cabe mencionar que al decaer la energía cinética después de cruzar la placa ésta se transforma en un incremento de temperatura en el fluido, el aumento de temperatura se puede calcular considerando que el proceso es a entalpía constante, es decir es un proceso isentálpico.

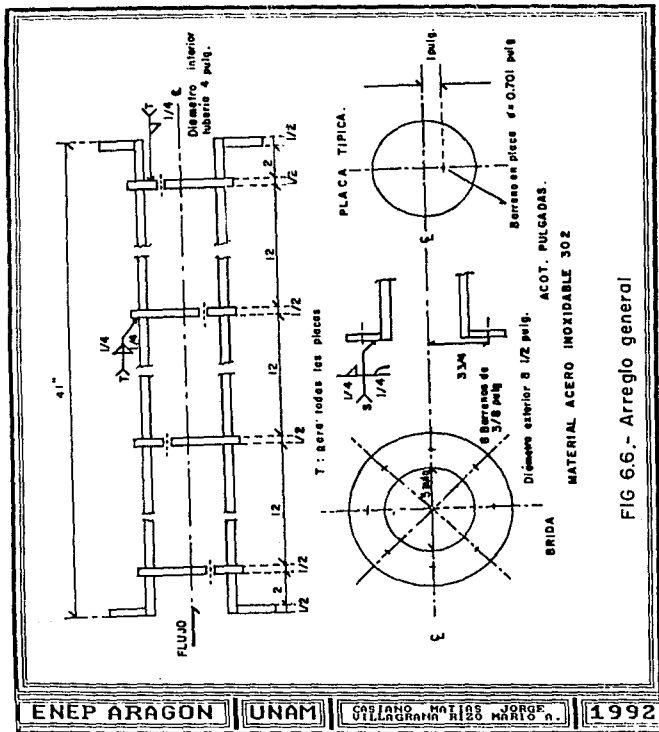


FIG 6.6.- Arreglo general

ENEP ARAGON

UNAM

CASIANO MATIAS
VILLAGRANA RIZO

JORGE
MARRIO n.

1992

Si observamos la figura 6.7 podemos observar que las condiciones a la entrada de la placa son :

$$P_e = 2573 \text{ psia} = 189.811 \text{ bar}$$

$$T_e = 320 \text{ F} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_e = 686.464471 \text{ kJ/kg (De tablas)}$$

A la salida se tendran los siguientes valores.

$$P_s = 153 \text{ psia} = 10.549 \text{ bar}$$

$$T_s = ?$$

$$h_s = 686.464471 \text{ kJ/kg (por ser un proceso isoentálpico)}$$

Con los valores de las condiciones de salida localizamos en las tablas de propiedades del agua la temperatura correspondiente a la presión y entalpia dadas, este valor es de $162.466 \text{ }^\circ\text{C}$.

Lo anterior nos permite afirmar que el incremento de temperatura que sufrirá el fluido al pasar por el dispositivo será de :

$$162.466 \text{ }^\circ\text{C} - 160 \text{ }^\circ\text{C} = 2.466 \text{ }^\circ\text{C}.$$

V.5.- ANALISIS TECNICO ECONOMICO DE LA FACTIBILIDAD DE LA INSTALACION DE LA PLACA DE ORIFICIOS.

Sabemos que en cualquier proyecto ó trabajo en el que se manejen costos, con el tiempo tiende a dar una falsa idea respecto a la realidad de las cosas, ya que el factor economía se encuentra sujeto a un sinfin de factores los cuales de manera general estan fuera de control. Lo mencionado líneas atrás es con la finalidad de poner de sobre aviso a quién llegase en un momento dado a consultar este trabajo y reconsiderare este punto y lo adapte a la situación económica existente en ese momento.

A continuación se mencionarán una serie de costos

involucrados en este problema, aclaramos que estos fueron determinados después de consultar a un conjunto de personas conocedores ampliamente de este campo.

COSTO DE LA INSTALACION DE UN ARREGLO DE PLACAS DE ORIFICIOS MULTIPLES.

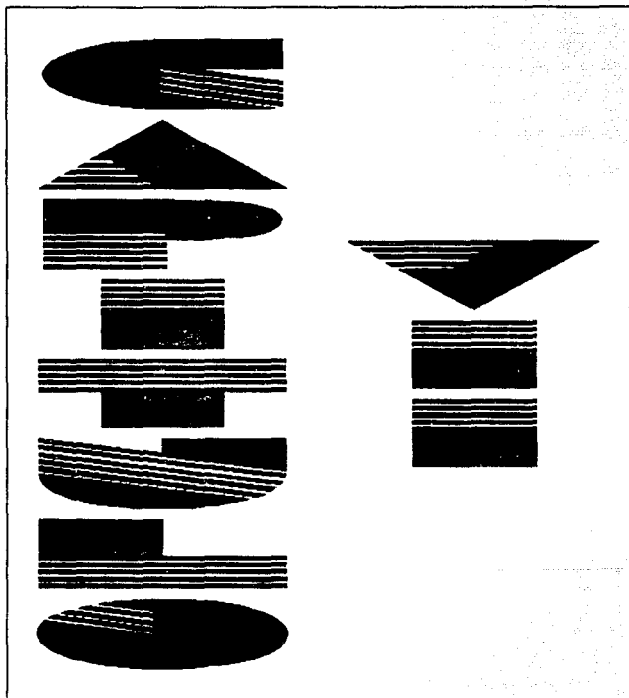
| | |
|----------------------------------|-----------------|
| A) Tubo mecánico de 4 pulgadas: | \$3'500,000.00 |
| B) Acero inoxidable 302: | \$2'000,000.00 |
| (Para las cuatro placas). | |
| C) Maquinado de placas y bridas: | \$3'000,000.00 |
| D) Soldadura | \$1'000,000.00 |
| E) Pruebas de soldadura | \$ 500,000.00 |
| F) Indirectos | \$1'000,000.00 |
| | <hr/> |
| | \$11'000,000.00 |

Por otra parte, mencionaremos el costo de las válvulas de control:

| | |
|---------------------------------|-----------------|
| A) Válvula de control On-off | \$80'000,000.00 |
| B) Válvula de control modulante | \$82'000,000.00 |

Queremos que quede bien claro que el arreglo de placas no pretende en ningún caso sustituir a la válvula de control, sino protegerla e incrementar su vida útil, así como la confiabilidad del proceso. En las conclusiones de este trabajo, se muestran tablas comparativas de costos que nos ilustran un poco más respecto al la factibilidad de la instalación de las placas. Técnicamente hablando, como se pudo observar, este dispositivo no requiere realmente de cálculos complejos ni de consideraciones

fuera de la realidad física, más bien se requiere del conocimiento de ciertas condiciones reales del proceso, así como de la adecuada interpretación de las mismas.



CONCLUSIONES.

VII.- RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES.

De lo expuesto a través del presente, podemos darnos cuenta de la factibilidad de la correcta aplicación de una placa de orificios múltiples en un sistema de recirculación Abierto-Cerrado (On-off).

Lo anterior debido a que en un sistema Abierto-Cerrado se presentan condiciones idóneas para ello, ya que como se mencionó en su momento, en este sistema se presenta una apertura total de la válvula de control y no parcial como sucede a veces en la válvula de control modulante.

En lo que respecta a la placa misma, ésta implicaría por principio un costo adicional en la línea de desvío, pero por otra parte la facilidad de instalación y prolongación de la vida útil de la válvula son factores que justifican su diseño y aplicación. Además, consideramos que la instalación de la placa incrementaría enormemente la confiabilidad y control del proceso, también se modificarían los planes de mantenimiento para el sistema de recirculación; haciéndose éstos menos periódicos.

En la siguiente figura (7.1) se muestra un esquema comparativo de un sistema On-off con placas de orificios múltiples y un sistema de control modulante.

La figura anterior nos demuestra que es realmente más económico trabajar con un sistema On-off con placa de orificios múltiples por la serie de ventajas ya mencionadas, por lo cual creemos que es una solución apropiada a nuestro problema.

Consideramos que en el presente trabajo se muestran de manera clara los lineamientos y criterios adecuados para el diseño

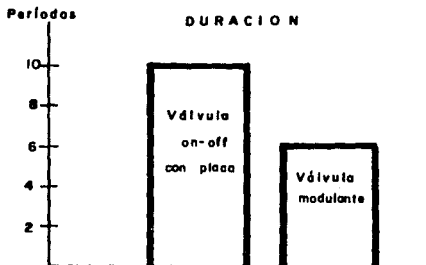
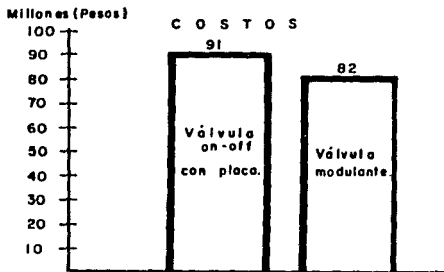


FIG. 7.1.- Gráficos comparativos.

y aplicación de una placa de orificios múltiples, lo cual representa un material de apoyo para alguien que se encuentre involucrado con un problema semejante al aquí tratado.

Finalmente, consideramos pertinente mencionar que la solución aquí propuesta al problema de deterioro de válvula de control de un sistema de recirculación On-off en un sistema de recirculación de bombas de agua de alimentación a calderas puede tal vez no ser la única; pero creemos que por su relativa sencillez es la más factible en problemas de esta naturaleza.

BIBLIOGRAFIA.

- 1.- Rosales Rivera A.; "Apuntes de Bombeo y Compresión", Publicaciones U.N.A.M., México, D. F., 1983.
- 2.- F. A. Holland; "Fluid Flow For Chemical Engineers", Chemical Publishing co. inc., New York, 1973.
- 3.- Karassik I. J.; "Bombas Centrifugas", C.E.C.S.A., México, D. F., 1989.
- 4.- Mataix C.; "Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas", 2^a. HARLA, México, D. F., 1982.
- 5.- "Bombas", Keneth McNaughton, McGraw Hill, México, D. F., 1989.
- 6.- "Válvulas", Richard Greene, McGraw Hill, México, D. F., 1989.
- 7.- R. W. Miller.; "Flow Measurement Engineering", McGraw Hill, New York, 1983.
- 8.- "Biblioteca del Ingeniero Químico". Manejo de Fluidos y sólidos, McGraw Hill, México, D. F., 1990.
- 9.- "Practical Process Instrumentation and Control", Varios, McGraw Hill, New York, 1975.

10.- "Flow Meter", Cusick G. F., Honeywell co., Washington, 1968.

11.- F. P. Beer y E. R. Johnston; "Mecánica de Materiales", McGraw Hill, México, D. F., 1981.

12.- "Tablas de Propiedades Termodinámicas del Agua y su Vapor", Tobón Bernal Rosendo, I.P.N., México, D. F., 1975.

13.- G. H. Hostetter; "Analytical, Numerical, and Computational Methods for Science and Engineering", Prentice Hall, New Jersey, 1991.