



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

A LOS ASISTENTES A LOS CURSOS

Las autoridades de la Facultad de Ingeniería, por conducto del jefe de la División de Educación Continua, otorgan una constancia de asistencia a quienes cumplan con los requisitos establecidos para cada curso.

El control de asistencia se llevará a cabo a través de la persona que le entregó las notas. Las inasistencias serán computadas por las autoridades de la División, con el fin de entregarle constancia solamente a los alumnos que tengan un mínimo de 80% de asistencias.

Pedimos a los asistentes recoger su constancia el día de la clausura. Estas se retendrán por el periodo de un año, pasado este tiempo la DECFI no se hará responsable de este documento.

Se recomienda a los asistentes participar activamente con sus ideas y experiencias, pues los cursos que ofrece la División están planeados para que los profesores expongan una tesis, pero sobre todo, para que coordinen las opiniones de todos los interesados, constituyendo verdaderos seminarios.

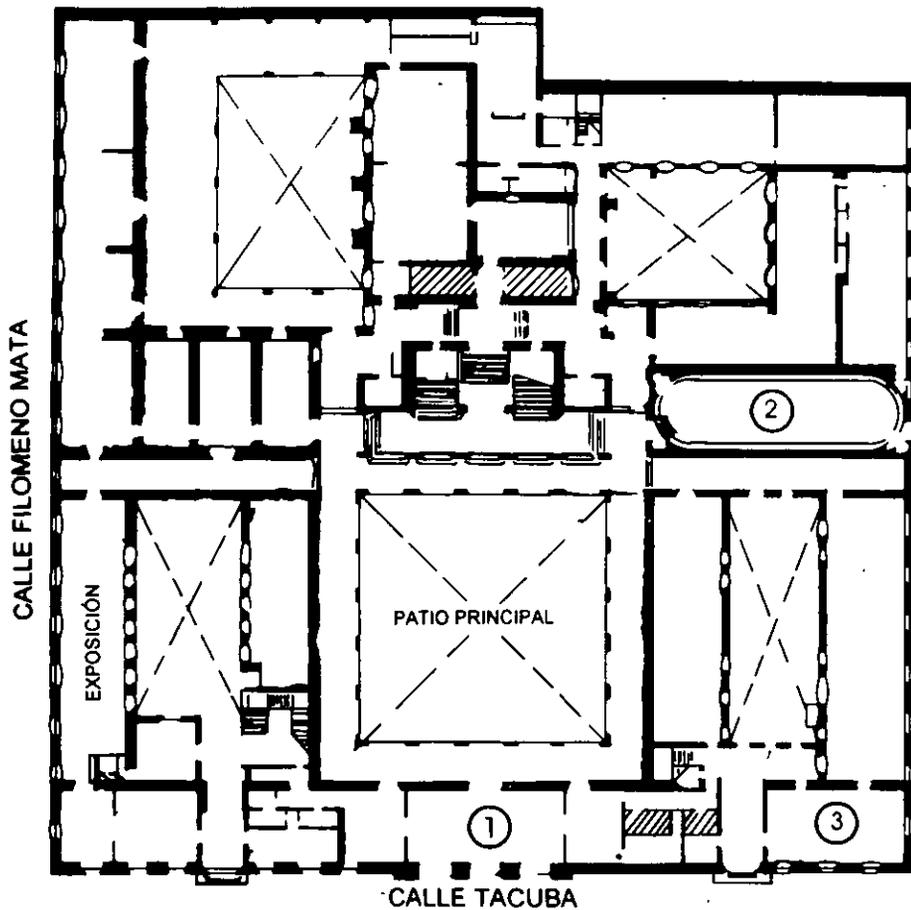
Es muy importante que todos los asistentes llenen y entreguen su hoja de inscripción al inicio del curso, información que servirá para integrar un directorio de asistentes, que se entregará oportunamente.

Con el objeto de mejorar los servicios que la División de Educación Continua ofrece, al final del curso deberán entregar la evaluación a través de un cuestionario diseñado para emitir juicios anónimos.

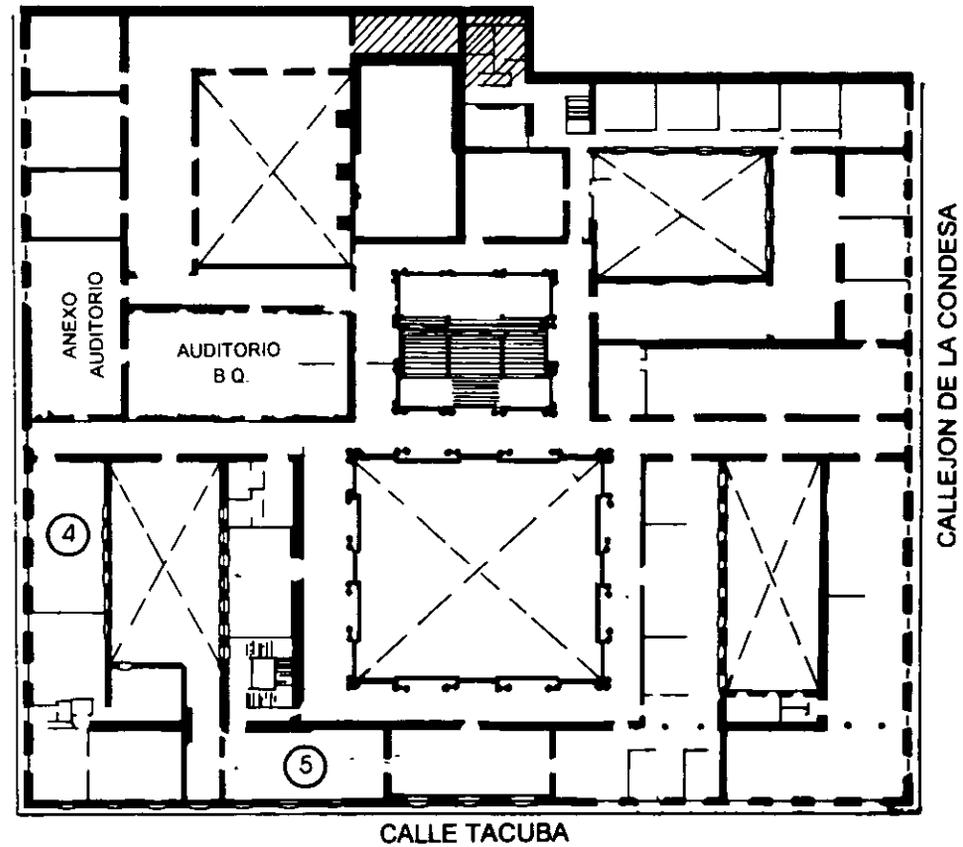
Se recomienda llenar dicha evaluación conforme los profesores impartan sus clases, a efecto de no llenar en la última sesión las evaluaciones y con esto sean más fehacientes sus apreciaciones.

**Atentamente
División de Educación Continua.**

PALACIO DE MINERIA

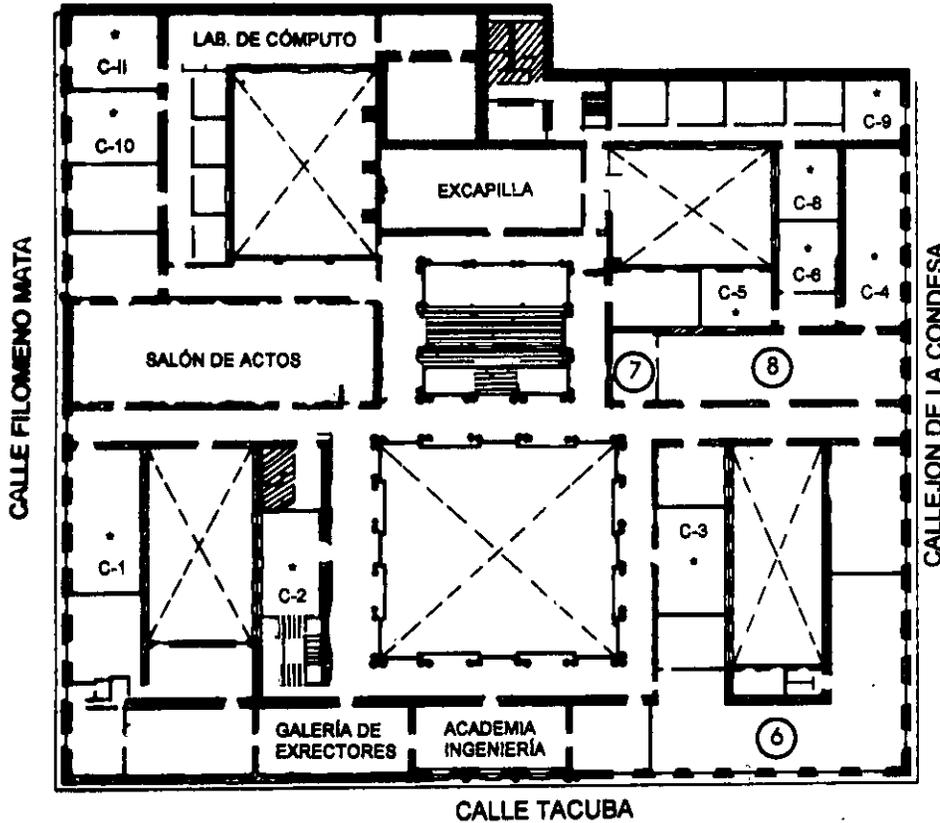


PLANTA BAJA



MEZZANINNE

PALACIO DE MINERIA



GUÍA DE LOCALIZACIÓN

1. ACCESO
 2. BIBLIOTECA HISTÓRICA
 3. LIBRERÍA UNAM
 4. CENTRO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN "ING. BRUNO MASCANZONI"
 5. PROGRAMA DE APOYO A LA TITULACIÓN
 6. OFICINAS GENERALES
 7. ENTREGA DE MATERIAL Y CONTROL DE ASISTENCIA
 8. SALA DE DESCANSO
- SANITARIOS
- * AULAS

1er. PISO



DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERÍA U.N.A.M.
CURSOS ABIERTOS

DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA



SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO

TEMARIO

- 1 Bombas centrífugas y bombas de desplazamiento positivo
 - 1.1-Aplicaciones de unas y otras
2. Características de las bombas centrífugas
 - 2.1-Análisis fluido-dinámico
 - 2.2-Relación gasto-presión
 - 2.3-Leyes de similitud
3. Bombas de desplazamiento positivo
 - 3.1-Tipos
 - 3.2-Cálculo de desplazamiento
 - 3.3-Deslizamiento y eficiencia volumétrica
 - 3.4-Pérdidas por fricción viscosa
- 4 Cavitación y CNPS
- 5 Flujo en tuberías
 - 5.1-continuidad
 - 5.2-Ecuación de Bernoulli
 - 5.3-Pérdidas en régimen laminar y turbulento
 - 5.4-Pérdidas en conexiones y válvulas
- 6 Procedimiento de selección
- 7 Instalación, alineación y puesta en marcha



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

“Tres décadas de orgullosa excelencia” 1971 - 2001

CURSOS ABIERTOS

SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO

TEMA

SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE EQUIPO DE BOMBEO PARA FLUIDOS DIVERSOS

**EXPOSITOR: DR. RICARDO CHICURIEL UZIEL
ING. JOSE LEON GARZA
PALACIO DE MINERIA
JULIO DEL 2001**

SELECCIÓN Y APLICACION DE EQUIPOS DE BOMBEO PARA FLUIDOS DIVERSOS

1.- Bombas centrífugas y de desplazamiento positivo

2.- Características de las bombas centrífugas

3.- Bombas de desplazamiento positivo

4.- Cavitación y CNPS

5.- Flujo en tuberías

6.- Procedimientos de selección

7.- Instalación, alineación y puesta en marcha.

Dr. Ricardo Chicurel Uziel
Ing. José León Garza

1.- BOMBAS CENTRIFUGAS Y DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

CARACTERISTICAS GENERALES

Existen dos grandes categorías de bombas: centrifugas y de desplazamiento positivo. En las primeras, se genera un diferencial de presión por efecto dinámico debido a la rotación del fluido impartida por un impulsor . Así, se establece un gradiente de presión en la dirección radial resultante del campo de fuerzas centrífugas distribuidas en el líquido. Cabe mencionar que las bombas de flujo axial, o de hélice ("propeller "), se clasifican generalmente como centrifugas aunque en ese caso el gradiente de presión se produce en dirección axial por efecto de la reacción entre las aspas de la hélice y el fluido. La presión entregada por las bombas centrifugas depende fuertemente de la velocidad de operación.

En las bombas de desplazamiento positivo, la succión y la descarga del fluido se producen por cambios volumétricos de cámaras o espacios confinados. La succión corresponde a un incremento de volumen y la descarga a una reducción. El ejemplo que mas claramente ilustra esta acción es el de las bombas de pistones. El gasto que entrega una bomba de desplazamiento positivo en principio es proporcional a la velocidad de operación e independiente de la presión; sin embargo, debido a fugas internas, dicha relación no se cumple estrictamente.

APLICACIONES DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

Las bombas centrífugas tienen el atractivo de ser muy sencillas y de no tener partes sujetas a rozamiento. Por otro lado, deben operar a velocidades relativamente altas para generar suficiente presión, lo cual limita su uso al bombeo de fluidos de baja viscosidad.

En general se utilizan para presiones bajas: menos de 50 metros de columna, aunque en tamaños grandes o bien cuando se incorporan varias etapas, se pueden obtener presiones considerablemente mayores. Las bombas centrifugas se acoplan directamente a un motor sin requerir reductor de velocidad.

APLICACIONES DE LAS BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Existe una gran variedad de máquinas de desplazamiento positivo para aplicaciones muy diversas en las que las bombas centrifugas no son adecuadas como, por ejemplo, para presiones relativamente altas, para manejo de fluidos viscosos o abrasivos, y cuando se requiere una dosificación precisa. Algunos tipos de bombas de desplazamiento positivo son: de pistones, de engranes externos, de engranes internos, de paletas, de tornillo, de lóbulos, de estrella, de cavidad progresiva, de rotor flexible y de diafragma. De las anteriores, las de pistones se utilizan para las presiones más altas, como las empleadas en los sistemas hidráulicos de potencia, y también para dosificación .

Las de engranes se utilizan extensamente en las industrias de proceso, prefiriéndose las de engrane interno para fluidos de mas alta viscosidad y las de engranes externos para presiones más elevadas. Las bombas de estrella, introducidas recientemente al mercado, compiten principalmente con las de engrane interno. Las bombas de tornillo están generalmente indicadas para viscosidades medias y gastos altos y se utilizan ampliamente en la industria petroquímica. Lo anterior da una idea de algunas de las aplicaciones de las bombas de desplazamiento positivo sin pretender una presentación exhaustiva del tema.

2.-CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS

MÁQUINAS HOMÓLOGAS

Dos bombas geoméricamente similares, tales que las velocidades del fluido en puntos correspondientes tengan la misma dirección y sus magnitudes tengan una razón constante, son homólogas.

Sea

D una dimensión característica de la bomba (por ejemplo, el diámetro del impulsor).

N la velocidad de rotación.

H la presión generada por la bomba (convertida a carga en metros u otra unidad de longitud)

Q el gasto volumétrico.

Entonces, para bombas homólogas, las aceleraciones del fluido en puntos correspondientes se relacionan de la siguiente manera:

$$a \propto \Delta V/\Delta t \propto ND/(D/ND) = N^2D$$

La relación de las fuerzas inerciales es:

$$F_i \propto ma \propto (\gamma/g)D^3N^2D = (\gamma/g)N^2D^4$$

y de las fuerzas resultantes de la presión:

$$F_p \propto \gamma HD^2$$

La razón F_p/F_i debe ser constante:

$$\frac{\gamma HD^2}{(\gamma/g)N^2D^4} = \frac{gH}{N^2D^2}$$

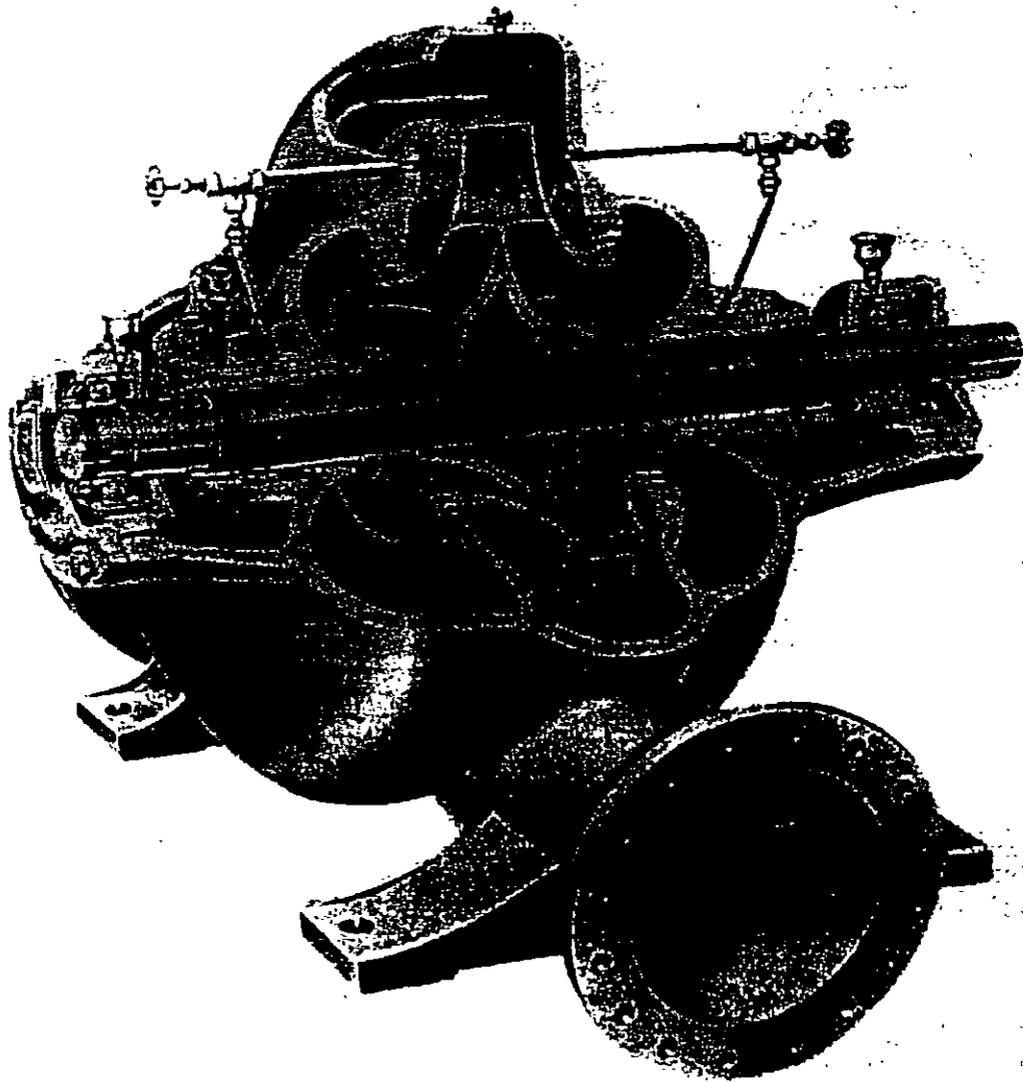


FIG 1.1 BOMBA CENTRÍFUGA DE DOBLE SUCCIÓN

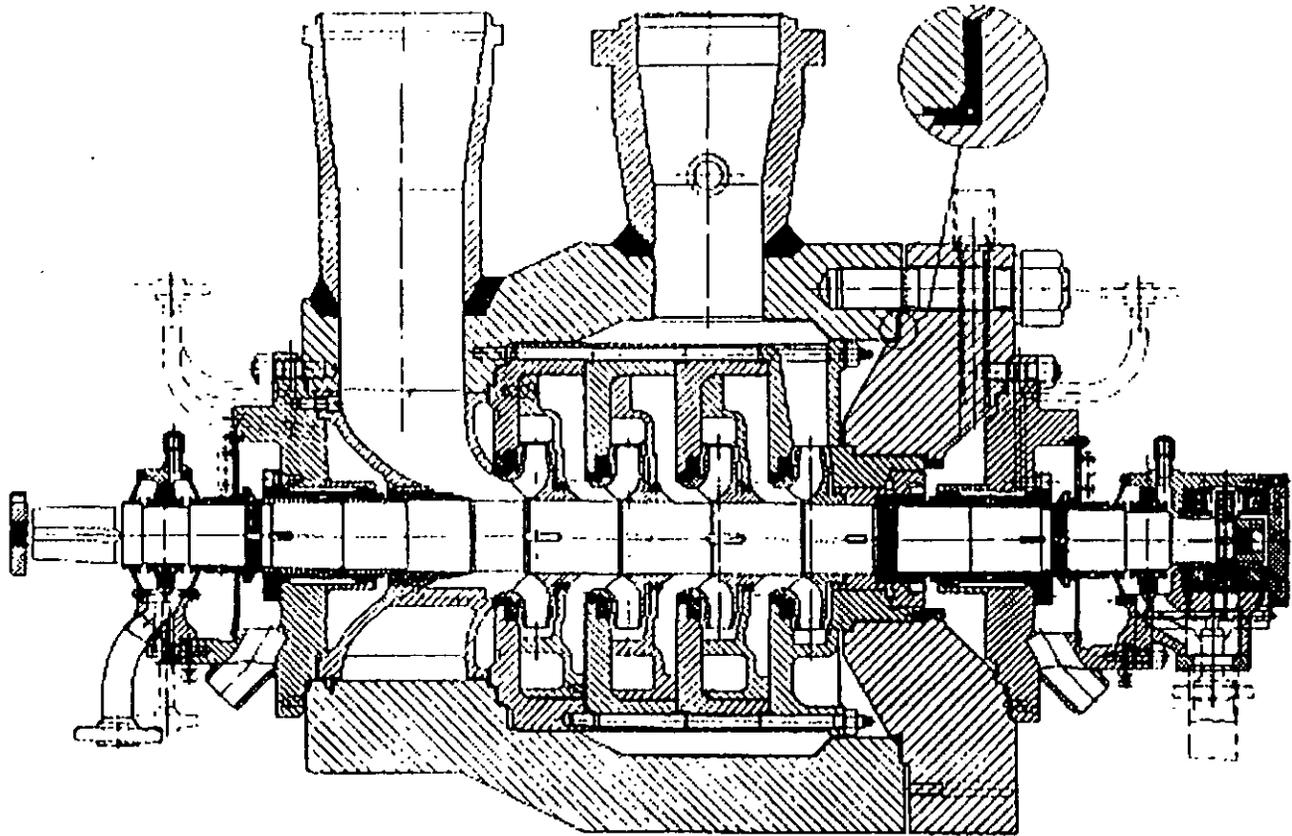


FIG 1.2 BOMBA CENTRÍFUGA DE CUATRO ETAPAS

lo que equivale a :

$$H \propto N^2 D^2 / g$$

Para el gasto se tiene:

$$Q \propto (ND)D^2 = ND^3$$

La potencia hidráulica es proporcional al gasto y a la carga:

$$P \propto QH \propto ND^3 \times \frac{N^2 D^2}{g} = \frac{N^3 D^5}{g}$$

Para condiciones homólogas, las eficiencias son aproximadamente iguales.

Para que se cumplan estrictamente las condiciones de homología, debe existir similitud de fuerzas de tipo viscoso. Sin embargo, éstas son generalmente despreciables en el caso de las bombas centrífugas.

3.- BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

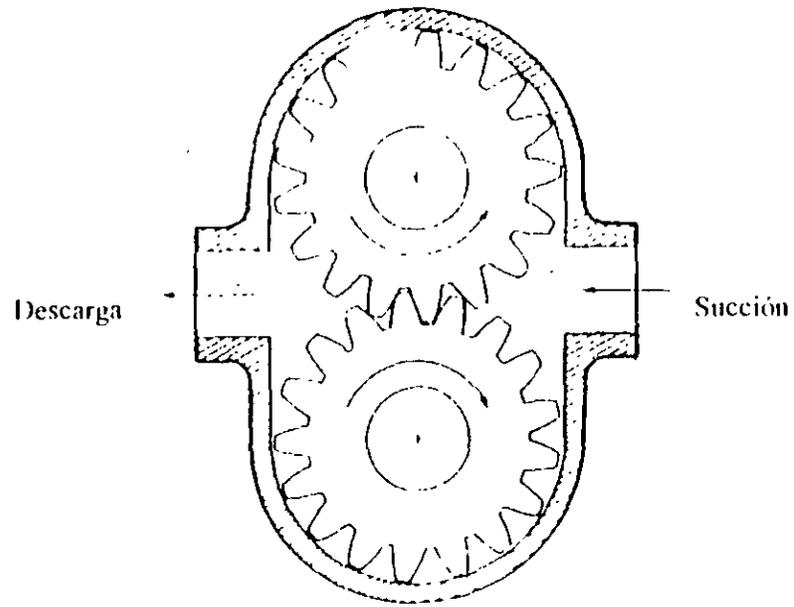
TIPOS

Existe un gran número de tipos de bombas de desplazamiento positivo .A continuación se describen brevemente algunos de ellos, y se presentan figuras en las que se ilustran en forma esquemática.

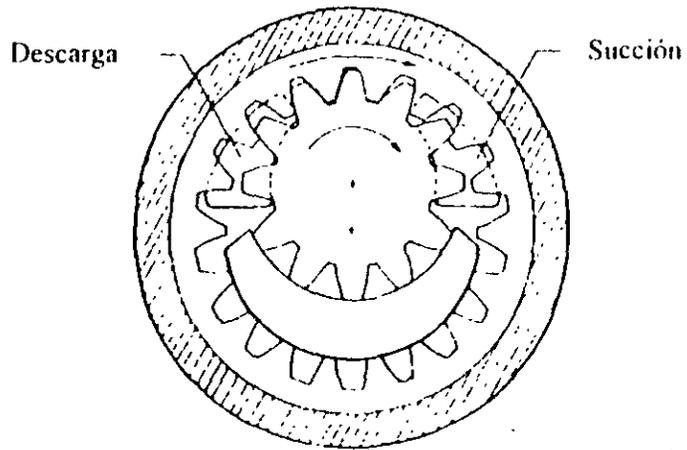
En las bombas de engranes, figura 3.1, se utiliza un engrane impulsor y uno impulsado que giran dentro de una carcaza en la que quedan separadas dos zonas, una de baja presión y otra de alta, a ambos lados del punto de enlace de los engranes. Los espacios entre los dientes de cada engrane se llenan de fluido después de pasar el punto de enlace. Ese fluido es entonces conducido por los dientes, de la zona de baja presión a la de alta, siendo expulsado de entre ellos al pasar por el punto de enlace.

En la bomba de estrella, figura 3.2. un disco impulsor con pernos axiales, mueve a una estrella cuyo eje es excéntrico con respecto al eje de dicho impulsor. Los pernos penetran periódicamente en los escotes de la estrella. Al salir de los escotes entran a un pasaje de bombeo desplazando al fluido que allí se encuentra de la succión a la descarga.

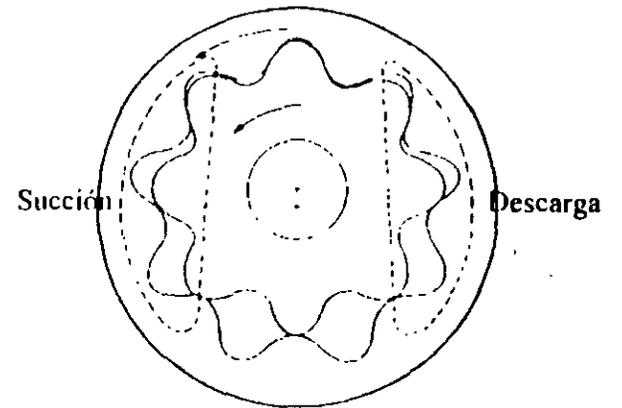
Las bombas de paletas, figura 3.3, utilizan un rotor ranurado. Cada ranura aloja a una paleta que puede deslizarse radialmente. Las paletas hacen contacto en su extremo mas alejado del centro de rotación con una carcaza excéntrica, mediante la acción de un resorte o bien de la fuerza centrífuga. De este modo se forman espacios de



(b)



(a)



(c)

FIG 3.1 BOMBAS DE ENGRANES. (a) BOMBA DE ENGRANE INTERNO (b) BOMBA DE ENGRANES EXTERNOS (c) BOMBA DE ENGRANE INTERNO DE UN DIENTE DE DIFERENCIA

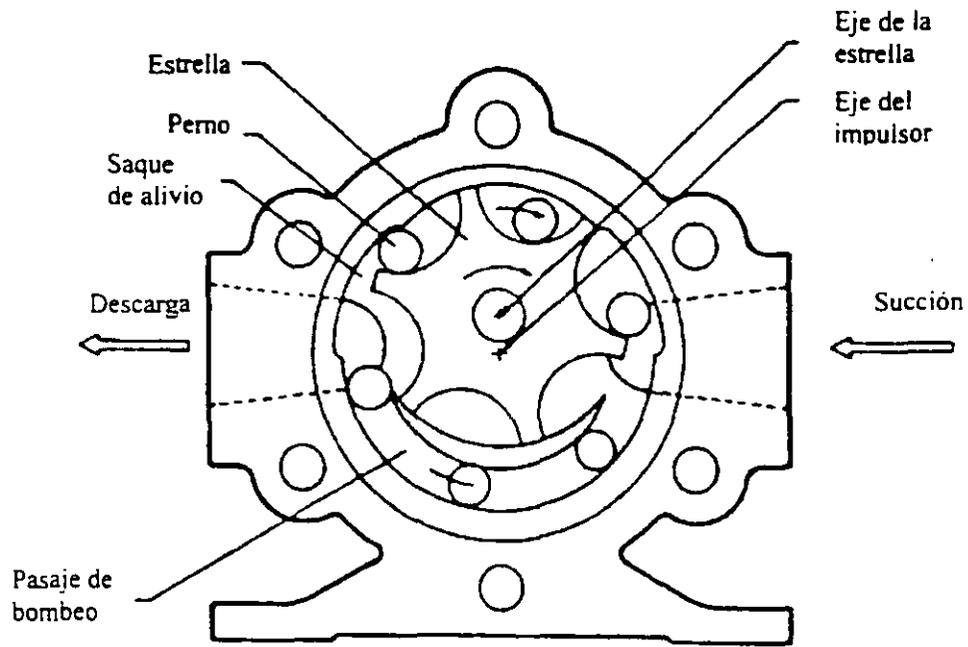


FIG 3.2 BOMBA DE ESTRELLA

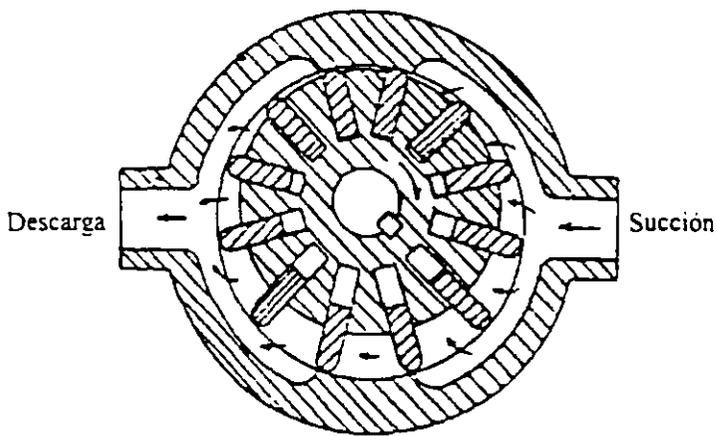


FIG 3.3 BOMBA DE PALETAS

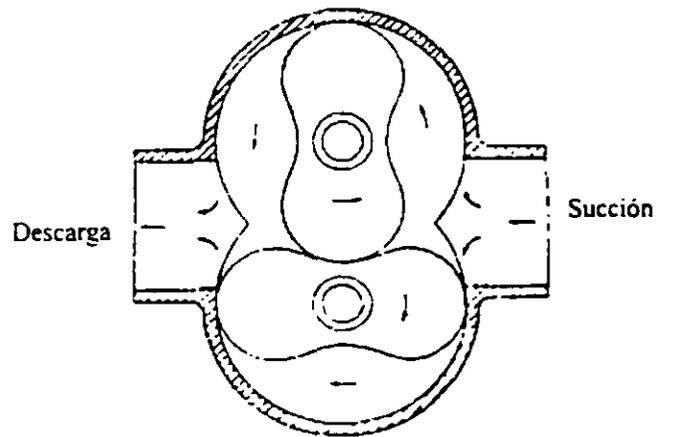


FIG 3.4 BOMBA DE LÓBULOS

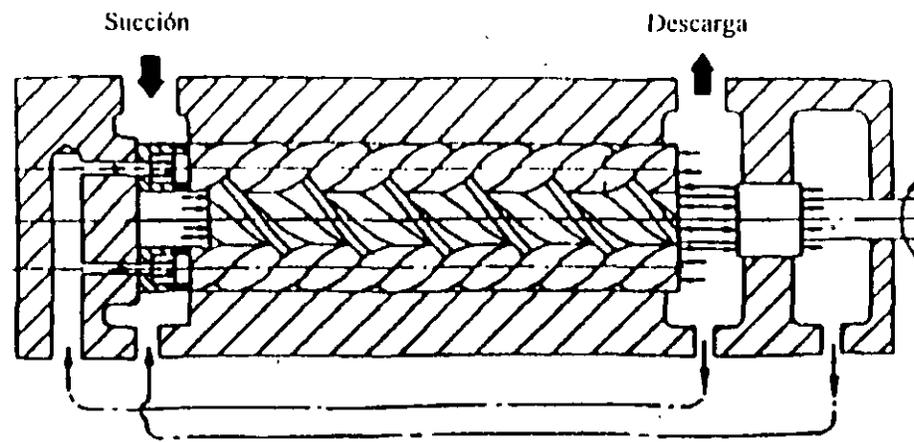


FIG 3.5 BOMBA DE TORNILLO

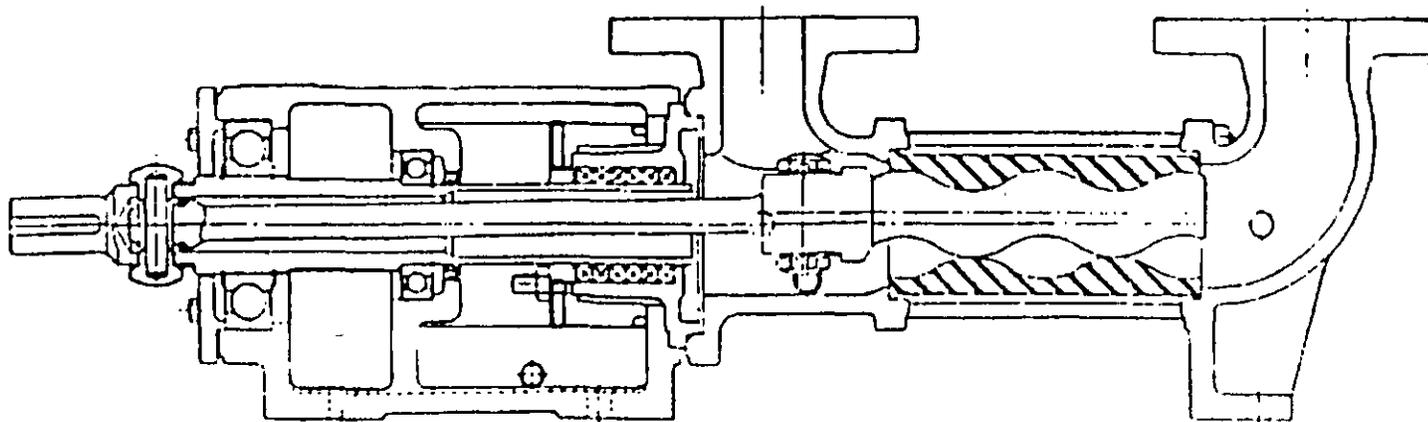


FIG 3.6 BOMBA DE CAVIDAD PROGRESIVA

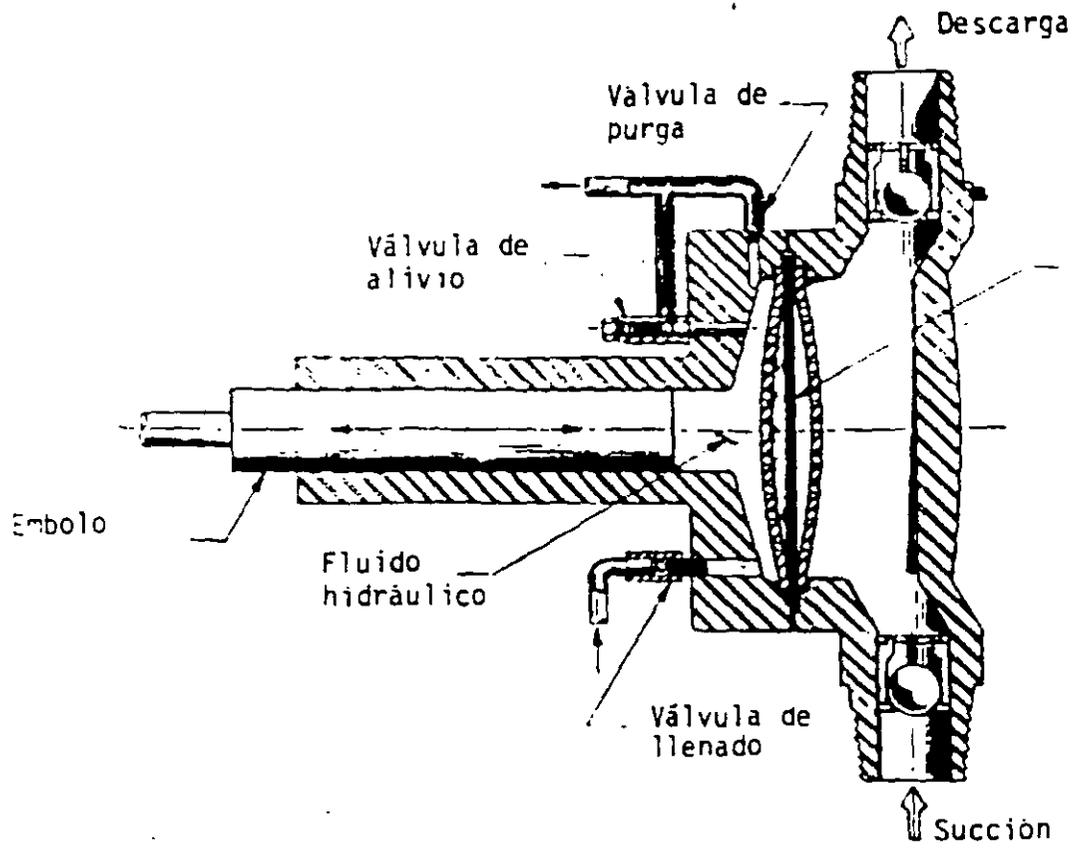


FIG 3.7 BOMBA DE DIAFRAGMA

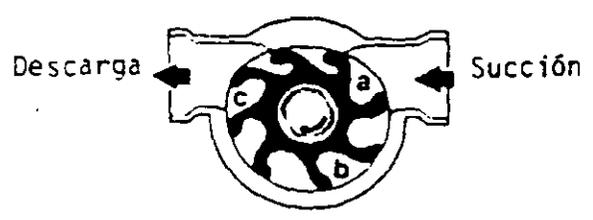


FIG 3.8 BOMBA DE ROTOR FLEXIBLE

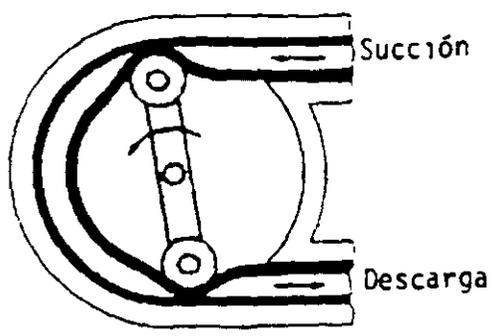


FIG 3.9 BOMBA PERISTÁLTICA

espacios de volumen variable entre paletas adyacentes. Cada espacio incrementa su volumen al pasar por la zona de succión y lo reduce al pasar por la zona de descarga.

Las bombas de lóbulos, figura 3.4, son parecidas a las de engranes externos, requiriendo de engranes de sincronización por fuera de la carcasa pues el perfil de los lóbulos no es adecuado para la transmisión de movimiento entre ellos .

En las bombas de tornillo, figura 3.5, el fluido es conducido axialmente en cavidades confinadas por el tornillo y la carcasa.

La acción de bombeo en una **bomba de cavidad progresiva**, figura 3.6, es semejante a la de las bombas de tornillo, pero solamente se tiene un elemento móvil.

En ciertas bombas de desplazamiento positivo se hace uso de elementos flexibles. Tres ejemplos importantes de este tipo son: **las bombas de diagrama, las de rotor flexible y las peristálticas**. En las primeras, figura 3.7, el diafragma es accionado mecánicamente o bien por medio de fluido hidráulico inyectado por un émbolo. El diafragma actúa sobre el fluido que se desea bombear, el cual es succionado y luego expulsado de una cámara que cuenta con válvulas unidireccionales de admisión y descarga.

En una bomba de rotor flexible, figura 3.8, los brazos radiales de dicho rotor se flexionan periódicamente al girar éste dentro de una carcasa excéntrica. Así, el volumen de los espacios entre brazos varía ciclicamente produciendo succión cuando aumenta y expulsando al fluido cuando disminuye.

Las bombas peristálticas, figura 3.9, consisten esencialmente en un tubo flexible, curvo, dentro del cual se desplace el fluido bombeado por efecto del avance de una zona de aplastamiento causada por la presión de rodillos montados en los extremos de un rotor .

CALCULO DE DESPLAZAMIENTO

El volumen desplazado en cada revolución de una bomba de desplazamiento positivo cualquiera puede calcularse mediante consideraciones geométricas que generalmente son bastante evidentes. Por ejemplo, en el caso de una bomba de paleta, el desplazamiento es igual a la diferencia entre los volúmenes máximo y mínimo de un espacio entre paletas, multiplicado por el número de éstas. En el caso de una bomba de estrella, se demuestra fácilmente que el desplazamiento es igual al volumen barrido por un perno en una revolución.

DESLIZAMIENTO Y EFICIENCIAS

Deslizamiento S en una bomba rotatoria es la cantidad de fluido que se pierde entre el volumen abierto a la descarga y el volumen abierto a la succión por unidad de tiempo.

El deslizamiento depende:

- *del claro entre los elementos rotatorios y estacionarios,
- *del diferencial de presión entre el volumen abierto a la descarga y el volumen abierto a la succión y
- *de las características del fluido (particularmente la viscosidad) .

Las unidades comúnmente utilizadas para el deslizamiento son lpm ó gpm.

El deslizamiento en una bomba rotatoria es un factor importante en su funcionamiento y sus aplicaciones. Una buena comprensión del concepto de deslizamiento y de los efectos de diseño de la bomba, del tipo de las tolerancias de manufactura, de las condiciones del fluido y de las condiciones de operación del sistema en la magnitud del deslizamiento es necesaria tanto para el diseñador como para el usuario.

El deslizamiento en una bomba rotatoria sólo ocurre cuando existe una diferencia de la presión entre las cámaras de succión y descarga de la bomba. Esta diferencia de presión es causa de que fluya el fluido entre las cámaras de descarga y de succión, a través de los claros entre el impulsor o rotor y los elementos del cuerpo de la bomba, provocando un efecto análogo al de un "bypass" alrededor de la bomba, entre el puerto de descarga y el puerto de succión.

La mayoría de las bombas rotatorias son de construcción tal que, los claros en la bomba son de igual naturaleza que los encontrados entre dos placas planas paralelas, una estacionaria y la otra móvil. Estos claros de sección rectangular de ancho entre prácticamente cero y algunas milésimas de pulgada, más la variación

consecuente de las tolerancias de maquinado pueden causar variaciones considerables en el flujo de descarga.

También la deflexión de las partes móviles en la bomba expuestas a diferencias de presión, pueden causar variaciones relativamente grandes en los claros de la bomba. Es por esto, que cada bomba debe ser probada para determinar el deslizamiento bajo las condiciones particulares de operación.

Capacidad.

La capacidad de una bomba rotatoria ó gasto Q es la cantidad neta de fluido entregado por la bomba por unidad de tiempo a través del puerto de descarga bajo determinadas condiciones de operación. Cuando el fluido es incompresible, la capacidad es numéricamente igual al total del líquido desplazado por la bomba por unidad de tiempo menos el deslizamiento.

La capacidad se expresa comúnmente en litros por minuto (lpm) ó galones por minuto (gpm).

$$Q = DN \cdot S = Q_d \cdot S \quad (1)$$

donde:

Q = es la capacidad de la bomba o gasto (lpm ó gpm)

S = es el deslizamiento de la bomba (lpm ó gpm)

N = es el número de revoluciones por minuto (rpm)

D = desplazamiento de la bomba en litros por revolución (lpr).

Q_d = desplazamiento de la bomba en litros por minuto (lpm)

Velocidad

La velocidad N de una bomba rotatoria es el número de revoluciones de la flecha del rotor principal por unidad de tiempo. Cuando no existe reducción o amplificación entre la flecha del accionamiento y la flecha del rotor principal, la velocidad puede ser medida o tomada en la flecha del accionamiento. La velocidad se expresa comúnmente en revoluciones por minuto (rpm).

Presión

La presión absoluta del fluido en cualquier punto en la bomba, expresada en kilogramos por centímetro cuadrado (kg/cm^2), en libras por pulgada cuadrada (lb/in^2) o Pascals (N/m^2) es la presión total en ese punto y es la base para la definición de otras presiones asociadas con la operación de la bomba. Las de más interés se definen a continuación.

Presión de descarga P_d es la presión total a la salida de la bomba. Aún cuando la componen la suma de las presiones del sistema, la presión de descarga es comúnmente expresada como la presión manométrica en el puerto de salida.

Presión de succión P_s es la presión total en la entrada de la bomba. En la práctica común puede ser expresada de varias maneras, como presión absoluta (kilogramos por centímetro cuadrado abs. ó libra por pulgada cuadrada abs.) , como presión manométrica positiva o negativa (kilogramo por centímetro cuadrado ó libra por pulgada cuadrada), o como vacío (milímetros o pulgadas de mercurio).

Presión diferencial P_{td} es la diferencia algebraica entre la presión de descarga y la presión de succión, ambas expresadas en las mismas unidades. La presión diferencial es utilizada en la determinación de la potencia de entrada y en la evaluación del deslizamiento de la bomba:

$$P_{td} = P_d - P_s \quad (2)$$

Presión neta de succión P_{sv} de una bomba rotatoria es la diferencia entre la presión de succión expresada como presión absoluta y la presión de vapor del fluido expresadas en unidades absolutas:

$$P_{sv} = P_{sa} - P_{vapor} \quad (3)$$

Para ilustrar el efecto del deslizamiento en el funcionamiento de una bomba rotatoria, utilizaremos las curvas de comportamiento presión- gasto de una bomba tipo estrella. En la gráfica de la figura 3.10 se muestran las curvas de la bomba a diferentes viscosidades, siendo B un líquido de muy poca viscosidad y F un líquido de mayor viscosidad. Los puntos que conforman la curva representan, cada uno, el gasto correspondiente a una presión. El punto inicial de la curva representa el gasto con deslizamiento cero y corresponde al **desplazamiento**. La distancia entre un punto de la curva y una línea horizontal partiendo del punto del gasto con deslizamiento cero representa el deslizamiento de la bomba a una presión y viscosidad determinada.

Potencia

La Potencia total de entrada para una bomba e_{bp} es la potencia total requerida por el accionamiento de la bomba, para moverla bajo ciertas condiciones de operación dadas. La potencia total de entrada es la suma de la potencia requerida para vencer las pérdidas en el accionamiento de la bomba, la fricción mecánica, la fricción del fluido y las pérdidas por

Mod. B5 - 3
Vel.. 1 750



Ref. CURVA PRESION - GASTO

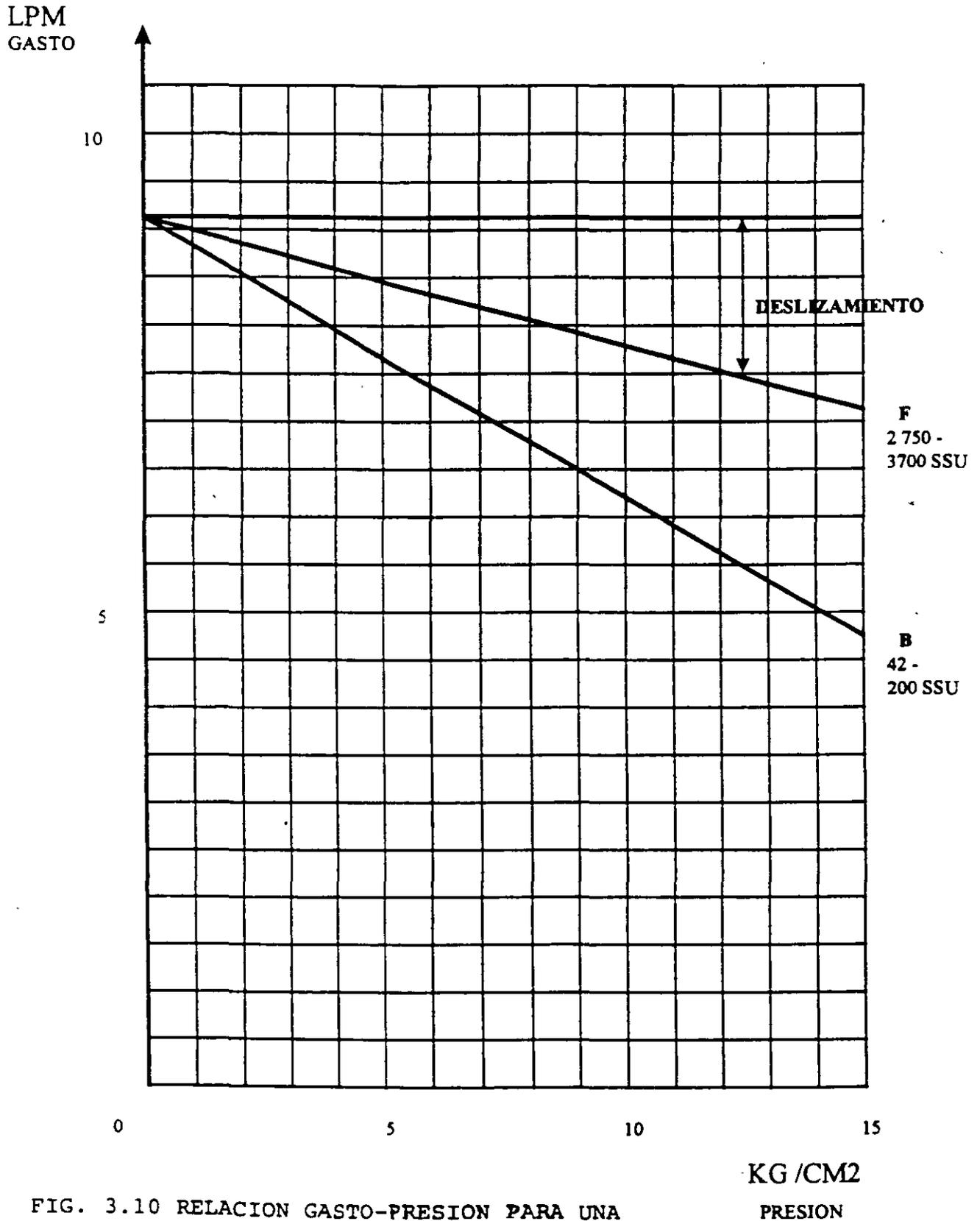


FIG. 3.10 RELACION GASTO-PRESION PARA UNA BOMBA ROTATORIA

deslizamiento en la bomba; y la potencia neta impartida por la bomba al fluido descargado.

La potencia de entrada a la bomba p_{hp} es la potencia neta transmitida a la flecha de la bomba por el accionamiento bajo ciertas condiciones de operación dadas. Esta es la potencia neta disponible después de restarle las pérdidas de potencia en el accionamiento y las asociadas a la transmisión, a la potencia total de entrada.

La potencia de salida de la bomba w_{hp} es la potencia impartida al fluido por la bomba bajo ciertas condiciones de operación, y se le llama frecuentemente **potencia hidráulica**. Es la potencia resultante después de restar las pérdidas de potencia por el deslizamiento, las pérdidas de potencia mecánicas, y las pérdidas de potencia por fricción viscosa en la bomba a la potencia de entrada a la bomba.

Las relaciones entre estas potencias pueden ser expresadas de la manera siguiente:

$$e_{hp} = \text{Pérdidas de potencia en el accionamiento y transmisión} + p_{hp}$$

$$p_{hp} = \text{Pérdidas de potencia en la bomba} + w_{hp}$$

Las unidades comunes para expresar potencia son HP (horsepower) o KW (kilowatt)

La potencia hidráulica puede ser expresada con la formula

$$w_{hp} = QP / 1714 \quad (4)$$

donde w_{hp} es la potencia en HP, Q el gasto en gpm, y P la presión en psi (lb/pulg²)

ó

$$w_{hp} = QP / 611.6 \quad (5)$$

donde w_{hp} es la potencia en KW, Q el gasto en lpm, y P la presión en kg/cm²

Eficiencia de la bomba

Varias eficiencias pueden ser calculadas para una bomba. La eficiencia total es en porcentaje de la potencia total transmitida que representa la potencia hidráulica.

Se calcula

$$E_q = w_{hp} / e_{hp} \times 100 \quad (6)$$

La **eficiencia de la bomba** E_p , es la razón de la potencia hidráulica y la potencia de entrada a la bomba. Se calcula

$$E_p = w_{hp} / p_{hp} \times 100 \quad (7)$$

La **eficiencia volumétrica** E_v , de una bomba es el porcentaje del desplazamiento de la bomba por unidad de tiempo que representa la capacidad de la bomba. Se calcula

$$E_v = \frac{Q}{Q + S} \times 100 \quad (8)$$

PERDIDAS POR FRICCION VISCOSA.

La resistencia al flujo a través de una tubería es causada por esfuerzos cortantes viscosos en el líquido y por turbulencia en las paredes de la tubería. El flujo laminar en una tubería ocurre cuando la velocidad promedio es relativamente baja y la energía se ha perdido principalmente como resultado de la viscosidad. En el flujo laminar, las partículas de líquido no tienen movimiento junto a las paredes de la tubería y el flujo ocurre como un resultado del movimiento de partículas en líneas paralelas con velocidad en aumento hacia el centro de la tubería. El movimiento de cilindros concéntricos pasando el uno al otro causa esfuerzos cortantes viscosos, más comúnmente llamados fricción. A medida que el flujo se incrementa, el patrón de flujo cambia, el promedio de velocidad se vuelve más uniforme y disminuyen los esfuerzos cortantes viscosos. A medida que el espesor del flujo laminar disminuye en las paredes de la tubería y el flujo se incrementa la rugosidad de la tubería toma importancia causando turbulencia. El flujo turbulento ocurre cuando el promedio de la velocidad es relativamente alto y la energía se pierde primordialmente por la turbulencia causada por la rugosidad de la pared. La velocidad promedio de la cual el flujo cambia de laminar a turbulento no es definitiva, y existe una zona crítica en donde ambos flujos laminar y turbulento pueden ocurrir. La viscosidad puede ser visualizada como sigue. Si el espacio entre dos superficies planas es llenado con un líquido, una fuerza es requerida para mover una superficie a una velocidad constante, respecto a la otra. La velocidad del líquido variará linealmente entre las dos superficies. El cociente entre la fuerza por unidad de área llamada "esfuerzo cortante", y la velocidad por unidad de distancia entre superficies, llamado rapidez de deformación cortante, es una medida de la dinámica del líquido, llamada viscosidad absoluta.

La viscosidad dinámica (**absoluta**) es usualmente medida en dina . segundo por centímetro cuadrado, unidad conocida como poise.

La viscosidad de un líquido en ocasiones es expresada como viscosidad cinemática. Esta es la viscosidad dinámica dividida entre la densidad.

Para comprender el efecto de la viscosidad en una bomba rotatoria utilizamos las curvas de comportamiento presión- potencia de una bomba tipo estrella .

En la gráfica de la figura 3.11 se muestran las curvas de la bomba a diferentes viscosidades, siendo A un líquido de muy poca viscosidad y siendo H un líquido de mayor viscosidad. Los puntos que conforman la línea de la curva representan cada uno la potencia requerida por la bomba para una presión determinada.

El valor de la abscisa en el punto de partida de la curva representa las pérdidas por fricción tanto mecánicas como viscosas. Si suponemos que el valor de la abscisa en el punto de partida de la curva del líquido A es igual a las pérdidas por fricción mecánicas despreciando las viscosas, podemos cuantificar aproximadamente las pérdidas por fricción viscosa de los líquidos B, C, D, E, F, G, H, restando el valor de la abscisa en el punto de partida de la curva del líquido A al de las de cada una de los otros líquidos.

Mod. B40 - 3
Vel.. 1 750



Ref. CURVA PRESION - POTENCIA

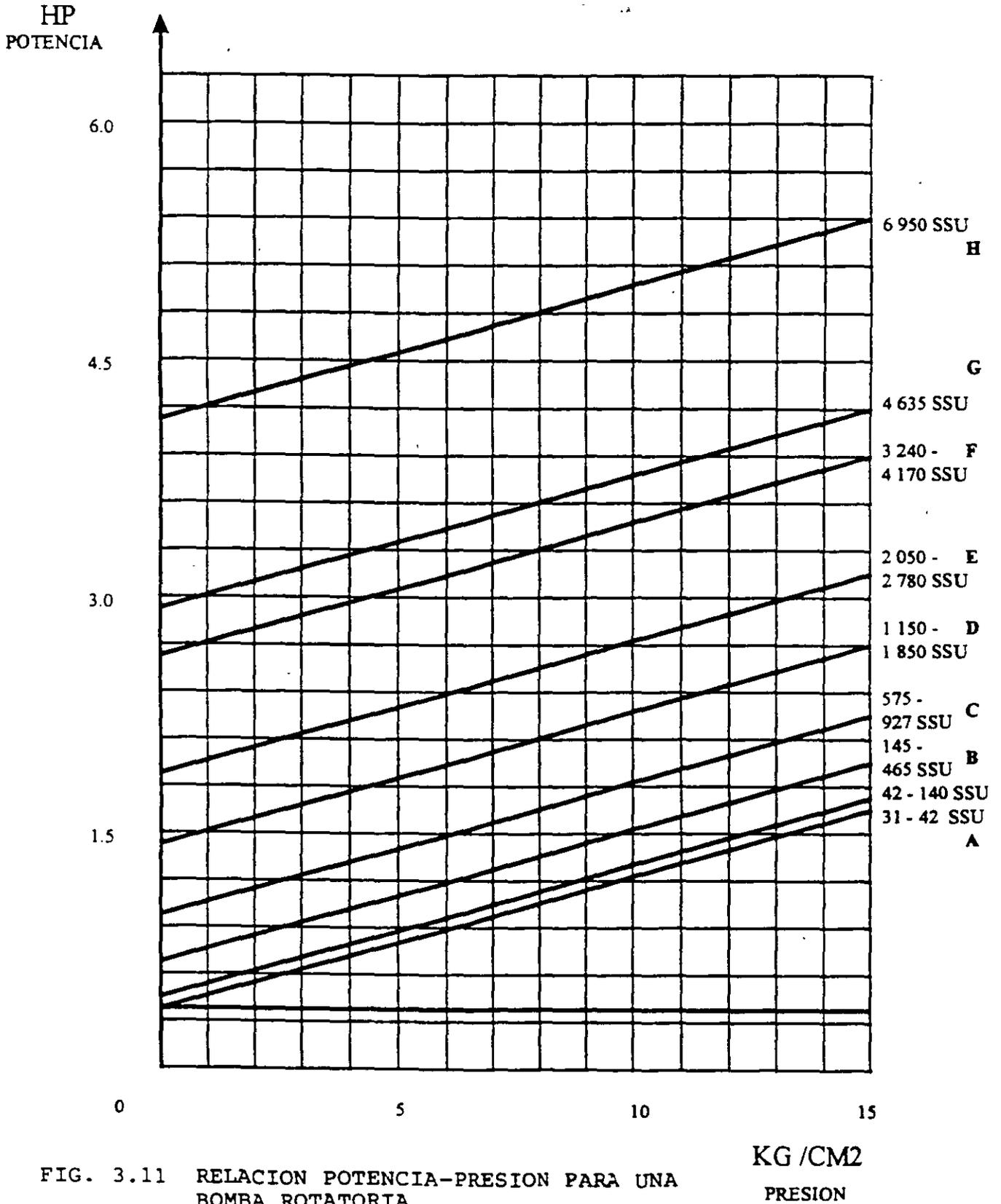


FIG. 3.11 RELACION POTENCIA-PRESION PARA UNA BOMBA ROTATORIA

4. CAVITACION Y CNPS

La formación y el subsecuente colapso de cavidades llenas de vapor en un líquido debido a una acción dinámica es llamado **cavitación**. Para que la formación de estas cavidades dé comienzo, la presión local deberá ser igual o más baja que la presión de vapor del líquido. Posteriormente, dichas cavidades se colapsan al encontrar una región de presión más alta.

El colapso y formación de burbujas ocurre muchas veces cada segundo, causando ruido y vibración .

Las cavidades o burbujas que se colapsan junto a una frontera sólida pueden ocasionar severos daños mecánicos.

Todos los materiales conocidos pueden ser dañados al ser expuestos al colapso de las burbujas, durante un lapso de tiempo suficientemente largo. Este daño es llamado erosión por cavitación .

La carga neta positiva de succión CNPS, establece las condiciones mínimas de succión requeridas para prevenir la cavitación en una bomba .

El CNPS mínimo requerido debe ser determinado experimentalmente, usualmente por el fabricante. El CNPS disponible en la instalación debe ser al menos igual que el CNPS requerido, para prevenir la cavitación .

Aumentando el CNPS disponible se obtiene un margen de seguridad contra la cavitación.

Utilizaremos el diagrama de la figura 4.1 y los símbolos siguientes para el calculo del CNPS:

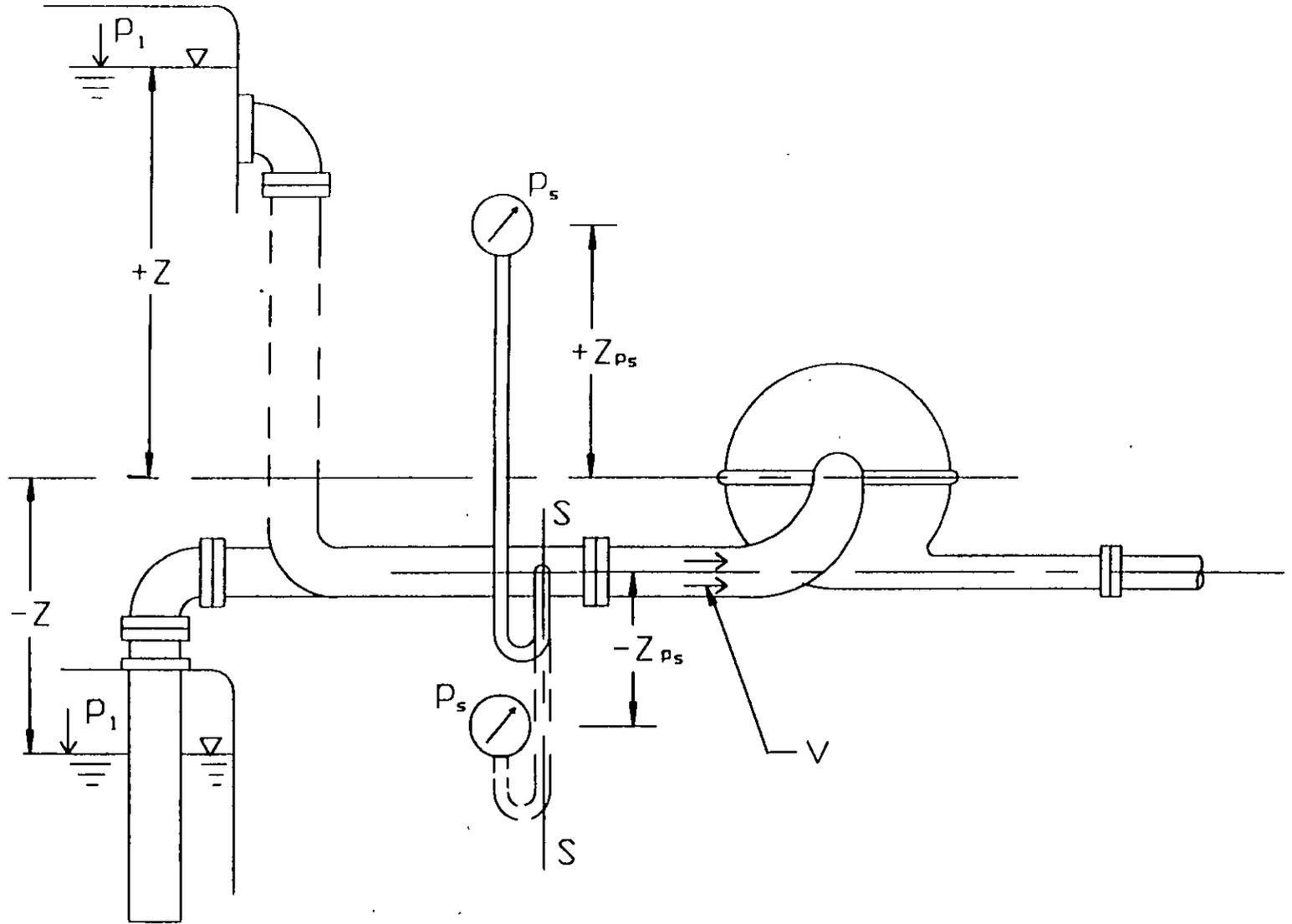


FIG. 4.1 DIAGRAMA PARA LA DETERMINACION DE LA CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA

- P_a** presión atmosférica alrededor del manómetro.
- P_s** presión manométrica en la succión de la bomba en la sección s-s puede ser positiva o negativa.
- P_t** presión absoluta en la superficie del líquido en un tanque cerrado conectado a la succión de la bomba.
- P_{v,p}** presión de vapor del líquido bombeado correspondiente a la temperatura en la sección s-s.
- h_f** perdida debido a fricción en la línea de succión entre el tanque y la succión s-s.
- V** velocidad promedio en la succión s-s.
- Z, Z_{ps}** distancias verticales pueden ser positivas o negativas.
- γ** peso específico del líquido a la temperatura de bombeo.

El **CNPS** disponible es dado por:

$$\text{CNPS} = (P_a - P_{vp}) / \gamma + P_s / \gamma + Z_{ps} + V^2 / 2g \quad (1)$$

ó

$$\text{CNPS} = (P_t - P_{vp}) / \gamma + Z - h_f \quad (2)$$

Las unidades de cada uno de los términos de las dos ecuaciones anteriores deberán ser consistentes en metros (m) o en pies (ft) de fluido bombeado.

La ecuación (1) es utilizada para la evaluación de resultados de pruebas.

La ecuación (2) es utilizada para estimar el CNPS disponible durante la

fase de diseño de una instalación. En la ecuación (1) el primer término representa la columna de un líquido h_b en un barómetro conteniendo el líquido bombeado y la suma de los terminos restantes representa la carga de succión h_s . Por tanto

$$CNPS = h_b + h_s \quad (3)$$

El valor de h_s , puede ser positivo o negativo.

El termino P/γ representa el trabajo requerido para mover una unidad de peso de líquido a través de un plano perpendicular arbitrario a la velocidad V (vector) contra la presión p .

El termino $V^2/2g$ representa la energía cinética de una unidad de peso de líquido moviendose a la velocidad V .

El termino Z representa la energía potencial de una unidad de peso de líquido con respecto a la elevación de referencia.

5.-FLUJO EN TUBERIAS

ECUACIÓN DE BERNOULLI

La ecuación de Bernoulli expresa el balance de energía a lo largo de una línea de corriente. Para derivarla, se considera un tubo de área de sección muy pequeña a lo largo de la línea de corriente. Se suponen condiciones de estado permanente.

Haciendo referencia a la figura 5.1, las fronteras 1 y 2 avanzan en un tiempo unitario las distancias V_1 y V_2 respectivamente. En ese mismo tiempo, las fuerzas debidas a la presión realizan el trabajo neto $p_1A_1V_1 - p_2A_2V_2$ el cual debe ser igual a la suma de los incrementos en energía potencial y cinética mas la pérdida por fricción en la longitud del tubo por unidad de tiempo, w :

$$p_1A_1V_1 - p_2A_2V_2 = \gamma A_2V_2z_2 - \gamma A_1V_1z_1 + \frac{1}{2}(\rho A_2V_2)V_2^2 - \frac{1}{2}(\rho A_1V_1)V_1^2 + w$$

donde γ es el peso específico y ρ la densidad.

Como consecuencia de que los líquidos son prácticamente incompresibles, se tiene que $A_1V_1 = A_2V_2$. Usando esta relación, dividiendo entre γA_1V_1 , reacomodando términos y recordando que $\rho = \gamma / g$ se obtiene la ecuación de Bernoulli en la siguiente forma:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h \quad (1)$$

donde h es la pérdida de energía por unidad de peso del líquido que fluye.

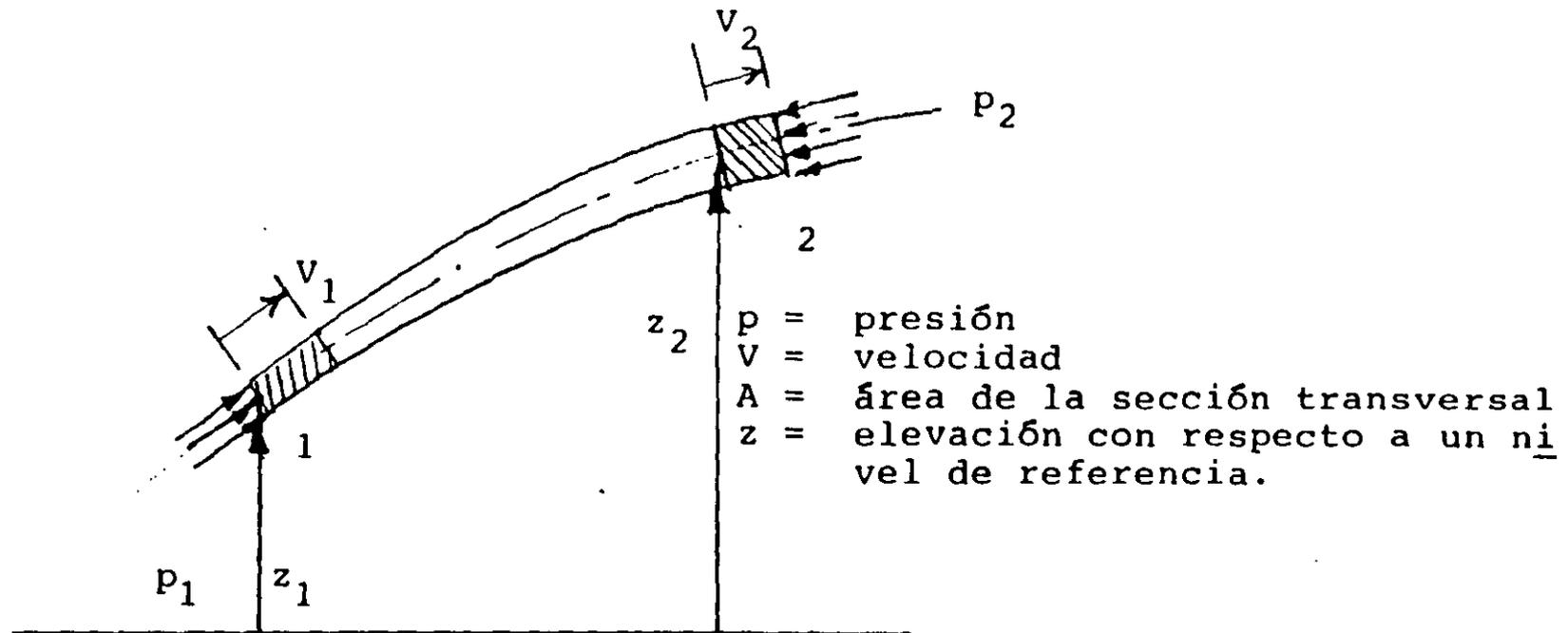


FIG. 5.1 DIAGRAMA PARA LA DERIVACION DE LA ECUACION DE BERNOULLI

La ecuación anterior es válida estrictamente para una línea de corriente, pero si se integra cada término sobre el área de la sección transversal de un tubo, se obtiene una ecuación de igual forma, excepto que los términos correspondientes a la energía cinética llevan un coeficiente que depende de la distribución de la velocidad en la sección transversal. En ese caso, V representa la velocidad promedio en la sección. Cuando el flujo es laminar (libre de oscilaciones transversales a la dirección del flujo), $\alpha = 2$. Para flujo turbulento (no laminar), α tiene valores ligeramente mayores a la unidad pudiéndose usar la aproximación $\alpha = 1$.

Si un tramo de tubería incluye una bomba, la ecuación de Bernoulli debe modificarse añadiendo un término, E , que representa la energía hidráulica entregada por la bomba por unidad de peso del líquido que fluye, o sea:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + E = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h \quad (2)$$

Como caso particular, si las secciones 1 y 2, se toman respectivamente en la succión y descarga de la bomba, $z_1 = z_2$. Suponiendo también que los diámetros de las líneas de succión y de descarga son iguales, $V_1 = V_2$. Además, $h = 0$, pues h representa la pérdida en la tubería, que en este caso no aparece entre las secciones 1 y 2. Por lo tanto,

$$E = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{\Delta p}{\gamma} \quad (3)$$

Calculo de pérdidas en tuberías

Las características del flujo de un líquido en una tubería dependen fuertemente de la importancia relativa de las fuerzas inerciales y viscosas. El número de Reynolds es proporcional a la razón entre estos dos tipos de fuerzas, y se define como:

$$R = \frac{DV\rho}{\mu} \quad (4)$$

donde

D = diámetro interior de la tubería

V = velocidad promedio del flujo

ρ = densidad del fluido

μ = viscosidad absoluta del fluido.

R es adimensional. Las unidades de D , V , ρ , y μ deben seleccionarse en forma consistente. Por ejemplo:

D en cm

V en cm / seg.

ρ en gm/cm³

μ en gm/cm-seg (poise)

Para valores pequeños de R (< 2000 aproximadamente), el flujo es laminar.

Para $R > 2000$, el flujo se convierte en turbulento. Cabe hacer notar que no existe una transición bien definida .

Para calcular la pérdida , h , en una tubería, se introduce el factor de fricción, f , que se define por medio de la siguiente ecuación :

$$h = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (5)$$

Para flujo laminar se demuestra, por medio de un análisis debido a Poiseuille, que $f=64/R$.

Para flujo turbulento, f depende no solo de R , sino también de la rugosidad relativa del tubo, η /D , donde η representa la altura de las asperezas de la superficie interior del tubo.

Los siguientes son valores representativos de η /D para diferentes materiales:

concreto:	.001-.01
hierro gris:	.00085
acero comercial:	.00015
tubo estirado en frío:	.000005

Para obtener f en función de R y η /D , generalmente se emplea una gráfica conocida como diagrama de Moody.

Cálculo de pérdidas menores

Además de la pérdida por fricción en tramos de tubo, se presentan pérdidas localizadas en conexiones como codos y reducciones, y válvulas, las cuales deben agruparse en el término h . Estas pérdidas se expresan como:

$$h = K \frac{V^2}{2g}$$

Para una reducción, el valor de V que se usa en la fórmula anterior corresponde al diámetro más pequeño. En ese caso K varía de 0.5 a 0 cuando la razón de diámetros varía de 0 a 1. En el caso inverso de una expansión, la variación correspondiente de K es de 1 a 0, suponiendo nuevamente que V es la velocidad en el tramo de tubo de menor diámetro.

Los siguientes son algunos valores aproximados de K :

CODO, 90°	0.9
CODO, 45°	0.4
VALVULA DE GLOBO	10
VALVULA DE COMPUERTA	0.2

6.- PROCEDIMIENTOS DE SELECCION

La secuencia para la obtención de un sistema de bombeo, después de la decisión inicial de que un equipo de bombeo es requerido para un sistema y culminando con la compra del equipo, puede dividirse en los siguientes pasos generales :

- -INGENIERIA DE LOS REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA
- -SELECCIÓN DE LA BOMBA Y ACCIONAMIENTO
- - ESPECIFICACION DE LA BOMBA
- - OFERTAS Y NEGOCIACIONES
- - EVALUACION DE OFERTAS
- -COMPRA DE LA BOMBA SELECCIONADA

En el proceso de especificar un equipo de bombeo, la intervención del ingeniero es necesaria para determinar los requerimientos del sistema, para la selección del tipo de bomba, para escribir las especificaciones de la bomba y para desarrollar toda la información y datos necesarios para definir el equipo al proveedor.

Una vez completa esta fase de trabajo, el ingeniero esta listo para dar los pasos necesarios para la compra del equipo. Estos pasos incluyen publicar las especificaciones para las ofertas, la evaluación de la oferta, el analisis de las condiciones de compra , la selección del proveedor y proporcionar todos los datos necesarios para la emisión de una orden de compra.

INGENIERIA DE LOS REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA

Tipo de fluido. Uno de los primeros pasos para la definición de un equipo de bombeo es el determinar los datos físicos y químicos del fluido a manejar, tales como viscosidad, densidad, si es corrosivo, propiedades lubricantes, estabilidad química, si es volátil y la cantidad de partículas suspendidas. Dependiendo del proceso y el sistema, algunas de estas propiedades pueden tener una influencia

importante en el diseño del sistema y de la bomba; por ejemplo grado de corrosividad del fluido influirá en la selección de los materiales de construcción; si el fluido contiene sólidos en suspensión, se deberán considerar materiales resistente a la abrasión en la construcción de la bomba y un sello para bomba adecuado.

La influencia de algunos parámetros como temperatura, presión y tiempo sobre las propiedades del fluido también deben considerarse.

Curva de pérdidas del sistema. El ingeniero debe tener un concepto claro del sistema en el que la bomba va a operar. Se deberá hacer un diseño preliminar del sistema incluyendo un " layout " del equipo y un diagrama de la tubería y la instrumentación mostrando las diversas vías del flujo, su tamaño y longitud preliminar, la elevación de los componentes del sistema, y todas las válvulas, accesorios, etc., que conformen las pérdidas de presión en el sistema.

El ingeniero entonces puede determinar las trayectorias del flujo, las cantidades del flujo, las presiones y las temperaturas a diferentes condiciones de operación del sistema y calcular el tamaño y recorrido de la tubería.

Con esta información, el ingeniero puede desarrollar las curvas de comportamiento del sistema, que muestran la relación gráfica entre el flujo

y las pérdidas hidráulicas en la tubería del sistema.

Dado que las pérdidas hidráulicas son una función de la cantidad del flujo, del tamaño de la tubería y “ layout ”, cada paso de flujo tendrá su propia curva característica.

Cuando se especifique las características de la bomba se debe poner especial cuidado en contabilizar cada curva característica de cada paso de flujo suministrado por la bomba. En la especificación de la bomba, es conveniente adicionar el efecto de la presión estática y las diferencias de elevación a la curva de comportamiento del sistema para formar una curva de comportamiento del sistema combinada.

La curva resultante mostrará la presión total requerida por la bomba, para vencer la resistencia del sistema. La presión de descarga de la bomba debe ser igual o mayor que la curva combinada del sistema en todos los puntos de operación esperados y todos los pasos de flujo que se espere la bomba suministre.

Modos de operación. El modo de operación de un sistema es una consideración importante cuando se especifica una bomba. ¿ La operación es continua o intermitente ? El flujo y la presión , son constantes o fluctuantes ? . Estas y otras cuestiones influyen en decisiones tales como número de bombas y sus capacidades.

Márgenes. Las bombas se especifican frecuentemente con un margen arriba de la capacidad requerida, para que la bomba puede sobrellevar, variaciones transitorias en el sistema sin detrimento de su función . Algunas variaciones considerables con frecuencia en el diseño, son las fluctuaciones de la presión y la temperatura, bajas en el voltaje y la frecuencia y otras. La capacidad de la bomba que se va a comprar no debe exceder del 15 o 20 % sobre los requerimientos. Un margen excesivo en la capacidad de la bomba, puede llevar a una operación fuera de lo recomendado por el fabricante.

Desgaste. El desgaste es un factor que siempre esta presente en el diseño de un equipo y sistema de bombeo. Ningún material que maneje fluidos o usado en superficies en contacto y en movimiento esta libre de desgaste. Por lo que, las características de operación del sistema y de la bomba cambiaran con el desgaste conforme el tiempo el tiempo que pase. El ingeniero debe estimar el desgaste en la vida de la planta y dar los márgenes adecuados en los parámetros del sistema de tal modo que la bomba pueda proveer el flujo esperado hasta el final de la vida del equipo.

SELECCIÓN DE LA BOMBA Y ACCIONAMIENTO

En la selección de la clase y tipo de una bomba influyen algunos factores como son: requerimientos del sistema, características del fluido, vida útil requerida, costo de consumo de energía, normas y materiales de construcción.

Basicamente una bomba debe cumplir las siguientes funciones: 1) entregar un gasto en un tiempo determinado y 2) vencer la resistencia , (presión) impuesta por el sistema proporcionando el gasto requerido.

7. INSTALACION, ALINEACION Y PUESTA EN MARCHA.

El buen funcionamiento y larga vida de la bomba depende primordialmente de una instalación y mantenimiento adecuados.

Localización de la bomba.

La bomba debe ser localizada lo más cerca posible a la fuente de suministro de líquido de tal manera de que la pérdida estática de succión sea mínima y la tubería de succión lo más directa y corta. Es importante considerar el espacio necesario para poder llevar a cabo su inspección durante la operación y el mantenimiento.

Cimentación.

La cimentación debe ser lo suficientemente pesada para absorber cualquier vibración y soportar en forma permanente la base del equipo. Una cimentación de concreto en terreno firme es satisfactoria.

Alineamiento.

Cuando la unidad completa es ensamblada en la fábrica y montada en una base ésta se alinea antes de embarcarse. Sin embargo, todas las bases son flexibles por lo que resulta necesario verificar la alineación después de haber nivelado el equipo en la cimentación y otra vez después de haber colocado y apretado los tornillos de anclaje. También debe verificarse después de conectar la unidad a las tuberías y periódicamente siguiendo el procedimiento mencionado más adelante.

Hay dos tipos de desalineamiento entre la flecha de la bomba y la del accionamiento:

Desalineamiento angular : Flechas con ejes concéntricos pero no paralelos.

Desalineamiento axial : Flechas con ejes paralelos pero no concéntricos .

Antes de alinear el equipo se debe nivelar. Para nivelar la unidad, bomba-accionamiento-base sobre la cimentación las dos unidades del cople deben ser desconectadas y no deben ser conectadas hasta que todas las operaciones de alineamiento hayan sido terminadas. La base debe soportarse sobre bloques de metal rectangulares ó cuñas.

Estos bloques deben ser colocados cerca de los tornillos de anclaje y deben ajustarse hasta lograr que la bomba y el accionamiento estén nivelados.

Las herramientas necesarias para obtener un alineamiento aproximado son una regla y calibrador de laines.

El alineamiento angular se realiza insertando el calibrador de laines en cuatro puntos espaciados 90 grados alrededor del cople entre las caras y comparando la distancia.

La unidad estará alineada angularmente cuando la distancia entre las dos caras sea igual en todos los puntos.

El alineamiento axial se realiza colocando una regla a través de la periferia de las dos partes del cople en el punto superior, inferior y en cada uno de los lados.

La unidad estará alineada axialmente cuando la regla descansa perfectamente sobre las dos partes del cople en todos los puntos.

El desalineamiento angular y axial son corregidos con laines bajo los apoyos del motor. Después de cada cambio es necesario recheckar el alineamiento de las partes del cople.

Otro método de alinear con precisión es utilizando un indicador de carátula. En este método primero se checa el alineamiento con la regla y el calibrador de laines, con la mayor precisión posible.

Se fija el indicador a la parte del cople de la bomba, con la punta del indicador descansando sobre la periferia de la otra parte del cople. Se ajusta el indicador en cero y se marca con el gis el punto donde la punta del indicador descansa. Para checar cualquier punto se da vueltas a las dos flechas del mismo ángulo de tal manera que la marca del gis coincida con la punta del indicador.

Las lecturas del indicador indicarán hacia donde se debe mover el accionamiento. Después de cada movimiento se debe checar que las caras del cople se mantengan paralelas.

Tuberías.

Las tuberías de succión y de descarga deben ser soportadas independientemente cerca de la bomba de tal manera que no transmitan esfuerzo a la carcasa de la bomba al ser acopladas.

Se debe tener cuidado de que no existan materiales extraños en las tuberías antes de acoplarlas a la bomba.

Tuberías de succión.

La tubería de succión debe ser tan directa y corta como sea posible y por lo menos una medida mayor que la conexión de la bomba, excepto cuando la línea de succión no debe permitir la entrada de aire, ni la formación de bolsas de aire.

Válvula de alivio.

Para proteger la bomba y el sistema de tuberías contra presiones excesivas cuando la descarga es estrangulada se debe usar una válvula de alivio. El puerto del retorno de la válvula se debe conectar al depósito de suministro o tan cerca como sea posible.

Rotación del motor.

La rotación de la bomba es en el sentido de las manecillas del reloj (salvo que se indique lo contrario) vista desde el cople. La rotación del motor se debe verificar con el acoplamiento desconectado.

Puesta en marcha.

Antes de poner en marcha la bomba se recomienda introducir algo de liquido en la descarga de la bomba para asegurar que el elemento rotativo no está seco.

BIBLIOGRAFÍA

Libros

"Bombas Centrífugas", I.J. Karassik y r. Carter, C.E.C.S.A., México, 1966

"Bombas, teoría, Diseño y Aplicaciones", Manuel Viejo Zubicaray, segunda de., Editorial Limusa, México, 1975

"Mecánica de Fluídos y Máquinas Hidráulicas", Claudio Metaix, Harper & Row Latinoamericana, 1970

"Metering Pumps", J.P. Poynton, Marcel Dekker, Inc., New York, 1983

"Pumps for Chemical Processing", J.T. McGuire, Marcel Dekker, Inc., New York, 1990

"Pump Handbook", I.J.Karassik, W.>C. Krutzsch, W.H. Fraser, J.P. Messina, McGraw-Hill Book Co., New York, 1986

"De Laval Engineering Handbook", Editado por H. Gartmann, McGraw-Hill Book Co., New York, 1947

"Manual del Ingeniero Mecánico Marks", MacGraw-Hill, México, 1982

Artículos sobre la bomba de estrella

Chicurel R., Reséndiz, R., "Bomba Rotatoria de Desplazamiento Positivo de Concepción Novedosa, Memoria VII Congreso Acad. Nacional de Ingeniería, Oaxaca, Oax., Sept. 1981, pp. 333-336.

Chicurel, R., Reséndiz, R., "Optimized Design of a New Positive Displacement Pump", Artículo No. 82-DE-18 de American Society of Mechanical Engineers 1982.

Chicurel R., Reséndiz, R. "La Bomba de Estrella: una Nueva Alternativa para el Manejo de Combustibles", Revista Ingeniería, Vol. 55, No. 1, 1985, pp. 78-81.

Chicurel, R., León, J., Reséndiz, R., "Applications and Perspectives of a Novel Sprocket Type Pump", Proc. International Conf. Positive Displ Pumps. Chester, Inglaterra, oct. 1986, pp. 1-4.

Chicurel, R., León, J., "Modelo para el Cálculo de la Eficiencia Volumétrica de las Bombas de Estrella", Memoria III Congr. Soc. Mex. Ing. Mec., Morelia, México, 1997, pp. 132-137.