



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
"CUAUTITLAN"

DISEÑO DE UNA BOMBA CENTRIFUGA DE
FLUJO RADIAL PARA ESTUDIOS EN EL
LABORATORIO DE MECANICA DE FLUIDOS
DE LA FES - C.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N :
RICARDO PEREZ MARTINEZ
RUBEN ROBERTO MANCERA CRUZ

DIRECTOR DE TESIS:
ING. DANIEL HERNANDEZ PECINA



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.

I N D I C E

- I.- INTRODUCCION
- II.- GENERALIDADES
 - Conceptos Fisicos.
 - Ecuación de Euler.
 - Pérdidas, Rendimientos y Potencias.
- III.- DISEÑO HIDRAULICO
 - Impulsor.
 - Carcaza.
 - Cono Difusor.
- IV.- DISEÑO MECANICO
 - Potencia al Eje.
 - Ejes y cubos de los impulsores.
 - Cálculo del espesor de la carcaza.
 - Cálculo del espesor del álabe.
 - Cálculo del espesor del plato conductor.
 - Cálculo de la flecha.
 - Empuje radial.
 - Peso del impulsor.
 - Momento torcionante.
 - Acoplamientos.
- V.- COJINETES
- VI.- PARTES MENORES
 - Prensaestopas.
 - Anillos de desgaste.
- VII.- EMPUJE AXIAL Y CAVITACION
- VIII.- CURVAS CARACTERISTICAS
- IX.- CEBAMIENTO
- X.- LOCALIZACION DE DIFICULTADES
- XI.- ALMACENAMIENTO
- XII.- REGLAS PARA EL MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

XIII.-	ARRANQUE Y OPERACION DE LAS BOMBAS
XIV.-	INSPECCION Y PRUEBAS DE BOMBAS
XV.-	CONCLUSIONES
XVI.-	BIBLIOGRAFIA

INTRODUCCION

INTRODUCCION

(1)

En el presente trabajo se pretende que:

- a).- Se aproveche toda la información para diseñar bombas parecidas a las que tienen en el LIME.
- b).- Al manejar la información adecuadamente le sirva al alumno para diseñar cualquier bomba centrífuga de flujo radial.
- c).- Que sirva como guía para el diseño mecánico de el mismo.
- d).- Que se transmita la experiencia de algunos años en el manejo - y operación, mantenimiento de este tipo de instalaciones.

Debido a la gran variedad de fabricantes de bombas centrífugas, rotatorias, recíprocantes, en todas sus diferentes combinaciones, dichos fabricantes pueden ser Ingersoll-Rand, Worthington, FAIRBANK-MORSE, BYRON-JACKSON, etc. Las cuales tienen sus propios departamentos de ingeniería, los cuales hacen todos los cálculos y las desviaciones que pueden tener cada una de las bombas llamadas de línea y que cubren cada una de ellas una parte de gasto, altura total, de potencia y una infinidad de parámetros más como son eficiencia, combustible a utilizar, velocidad específica, etc.

Lo cual hace tedioso el cálculo y diseño de una bomba de cualquier tipo, más no por ello se debe olvidar que cada caso es diferente, y por lo tanto se tienen diferentes problemas en cada caso en particular, como en la alimentación de una caldera, de bombeo simplemente, líquidos con sólidos en suspensión a bombear en un proceso químico, de recirculación de agua, de vacío, etc.

A lo que hay que aunarle las diferentes posiciones, horizontal, vertical, inclinada, tipo de acoplamiento al motor, los diferentes materiales para su construcción los cuales van a estar en base al líquido que se va a manejar y del cual se debe de conocer su temperatura, abrasividad, su economía para su construcción.

Por todo lo anterior el ingeniero debe tener conocimientos en cada caso para realizar los cálculos correspondientes como son:

- Velocidad específica
- Tipo de bombeo
- No. de álabes
- Angulo de entrada del impulsor
- Angulo de salida del impulsor
- Desarrollo de la carcasa
- Cono difusor
- Flecha
- Cojinetes
- Coples

Debido a la gran variedad de fabricantes de bombas centrífugas, rotatorias, recíprocantes, en todas sus diferentes combinaciones, dichos fabricantes pueden ser Ingersoll-Rand, Worthington, FAIRBANK-MORSE, BYRON-JACKSON, etc. Las cuales tienen sus propios departamentos de ingeniería, los cuales hacen todos los cálculos y las desviaciones que pueden tener cada una de las bombas llamadas de línea y que cubren cada una de ellas una parte de gasto, altura total, de potencia y una infinidad de parámetros más como son eficiencia, combustible a utilizar, velocidad específica, etc.

Lo cual hace tedioso el cálculo y diseño de una bomba de cualquier tipo, más no por ello se debe olvidar que cada caso es diferente, y por lo tanto se tienen diferentes problemas en cada caso en particular, como en la alimentación de una caldera, de bombeo simplemente, líquidos con sólidos en suspensión a bombear en un proceso químico, de recirculación de agua, de vacío, etc.

A lo que hay que añadirle las diferentes posiciones, horizontal, vertical, inclinada, tipo de acoplamiento al motor, los diferentes materiales para su construcción los cuales van a estar en base al líquido que se va a manejar y del cual se debe de conocer su temperatura, abrasividad, su economía para su construcción.

Por todo lo anterior el ingeniero debe tener conocimientos en cada caso para realizar los cálculos correspondientes como son:

- Velocidad específica
- Tipo de bombeo
- No. de álabes
- Angulo de entrada del impulsor
- Angulo de salida del impulsor
- Desarrollo de la carcaza
- Cono difusor
- Flecha
- Cojinetes
- Coples

(3)

- Conocimientos de los valores mínimos permisibles para una buena fundición del impulsor, carcasa, cono difusor, maquinado de la flecha.

El siguiente trabajo trata de abarcar todos los conceptos antes mencionados, pero exclusivamente para bombas centrífugas de flujo radial.

GENERALIDADES

CONCEPTOS FISICOS

Mecánica:

La mecánica se puede definir como la ciencia que describe y predice las condiciones de reposo o movimiento de los cuerpos que están bajo la acción de fuerzas.

Esta ciencia está dividida en las partes siguientes:

- 1.- Mecánica de los cuerpos rígidos, la cual esta subdividida a su vez en estática y dinámica, la primera estudia los cuerpos en reposo - (equilibrio de fuerzas).
- 2.- Mecánica de los cuerpos deformables, propiamente esta rama de la - mecánica se encarga del estudio de los materiales en lo que se refiere a su composición y propiedades mecánicas.
- 3.- Mecánica de los fluidos. Esta rama está subdividida en el estudio de los fluidos incomprensibles y de fluidos comprensibles.

Una importante subdivisión de el estudio de los fluidos incomprensibles es la hidráulica, que trata con problemas que incluyen a -- los líquidos.

Cinemática:

La cinemática es una subdivisión de la mecánica la cual se en carga de hacer el estudio y descripción del movimiento de los cuerpos, prescindiendo de las causas que lo provocan.

Espacio, tiempo, masa, fuerza.

Estos conceptos no pueden ser definidos fielmente, ellos deben de ser aceptados basándose en nuestra intuición y experiencia.

El concepto de espacio esta asociado con la noción de posición de un punto. La posición de punto puede ser definido por tres coordena-- das medidas de cierto punto de referencia.

Para definir un evento, no es suficiente con indicar su posición-- en el espacio. El tiempo del evento, también debe ser tomado en cuenta.

(6)

Una fuerza representa la acción de un cuerpo sobre otro, o también se puede interpretar como aquella que en su efecto trata de poner en -- equilibrio o desequilibrio a los cuerpos.

El concepto de masa es usado para caracterizar y comparar cuerpos sobre la base de ciertos experimentos mecánicos fundamentales.

En ocasiones la masa también se suele considerar como la medida de la inercia de un cuerpo, siendo la inercia una propiedad que tienen los cuerpos de resistirse al cambio de su estado propio de movimiento.

Trabajo:

Trabajo es el producto de una fuerza que pone en desequilibrio dinámico a un cuerpo, por el desplazamiento realizado por ese cuerpo.

$$W = F A \text{ ----- (1)}$$

F = masa por aceleración

A = desplazamiento realizado por el cuerpo.

Potencia:

La potencia es el trabajo desarrollado en la unidad de tiempo.

La unidad técnica de potencia es:

El caballo de vapor (cv) y el caballo fuerza (hp)

$$1 \text{ hp} = 33000 \frac{\text{ft} \cdot \text{lb}}{\text{min}} = 550 \frac{\text{ft} \cdot \text{lb}}{\text{seg}}$$

$$1 \text{ hp} = 76 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{seg}}$$

$$1 \text{ hp} = 0.746 \text{ Kw}$$

$$1 \text{ cv} = 75 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{seg}}$$

$$1 \text{ cv} = 0.736 \text{ Kw}$$

Hay una pequeña diferencia entre cv y hp siendo la equivalencia:

(7)

1 hp = 1.014 cv

1 cv = 0.9863 hp

Par o momento producido por una fuerza:

Se puede entender como la tendencia a hacer girar el cuerpo donde se aplica ese par. El momento se puede obtener con el producto de la fuerza aplicada en un punto por la distancia de la fuerza a el eje de giro.

Sistema de unidades:

Los sistemas de unidades más comúnmente usados son el métrico y el inglés.

Cada uno de ellos se considerará, sistema absoluto si las unidades básicas son la masa, longitud y tiempo (Kgm, m, seg.), y sistema gravitacional cuando sus unidades básicas son la fuerza, longitud y tiempo (Kgf, m, seg.).

El sistema de unidades esta relacionado por la segunda ley de Newton, la cual establece que la fuerza que actúa sobre un cuerpo es proporcional al producto de su masa por la aceleración en la dirección de la fuerza.

$$F \propto ma$$

En dichos sistemas se necesita un factor de conversión para obtener unidades y dimensiones consistentes. Este factor de conversión (gc) puede deducirse de la segunda ley de Newton y su valor es:

$$gc = 9.81 \frac{\text{Kgm} - \text{m}}{\text{Kgf} - \text{seg.}^2}$$

gc = constante que relaciona las unidades de fuerza, masa, longitud y tiempo.

Peso específico:

El peso de una sustancia es el peso de la unidad de volumen de dicha sustancia. En los líquidos puede considerarse constante para las variaciones ordinarias de presión. El peso específico del agua para las temperaturas más comunes es de 1000 Kg/m^3 .

Gravedad específica:

Gravedad específica o densidad relativa es un número adimensional que viene dado por la relación del cuerpo al peso de un volumen igual de una sustancia que se toma como referencia. Los sólidos y líquidos se refieren al agua a 4° C .

Presión:

Las presiones se miden ordinariamente por medio de manómetros, que en realidad, sólo indican la diferencia entre la presión que se mide y la atmosférica, presión barométrica, en el mismo instante y lugar.

Esta diferencia se llama presión manométrica. Los aparatos que se emplean para esta medida pueden indicar presiones más altas o más bajas que la atmosférica. En el primer caso se llaman manómetros de presión o simplemente manómetros y el segundo, manómetros de vacío. Las presiones que se diferencian poco de la atmosférica suelen medirse con indicadores de tiro.

Manómetros de presión:

El tipo más corriente de manómetros de presión consiste en esencia de un tubo de latón de sección transversal ovalada conocido con el nombre de tubo de Bourdon. Cuando actúa una presión sobre el tubo, éste tiende a ponerse más recto y ello produce el movimiento de un pequeño sector dentado que engrana con piñón, montado en el mismo eje que una aguja que marca las presiones correspondientes a su desplazamiento sobre una esfera graduada.

Indicadores de Tiro:

La medida de presiones ligeramente superiores o inferiores a la atmosférica normal, presión barométrica se suele hacer con un indicador - de tiro, consiste éste esencialmente de un tubo en "U" lleno de mercurio, agua, keroseno o alcohol colocado sobre una escala graduada. En la que puede leerse la presión en milímetros de líquido.

Barómetros:

La presión atmosférica se mide ordinariamente con el barómetro de mercurio, que en su forma más sencilla consiste en un tubo de vidrio, - de alrededor de 1 metro de longitud, cerrado por uno de sus extremos -- despues de lleno de mercurio, se invierte y se sumerge el extremo abier to en una cubeta poco profunda con mercurio.

La presión atmosférica normal, al nivel del mar, mantiene la colum na de mercurio en el tubo a unos 760 mm por encima del nivel del mercurio en la cubeta.

La altura barométrica o longitud en milímetros de la columna de -- mercurio, varía con la altura por encima o por debajo del nivel del mar.

Presión Barométrica:

Se entiende por altura barométrica la altura de una columna de mer curio puro de 0° C que equilibra exactamente la presión atmosférica en el momento y sitio de la observación, la presión barométrica normal, se define por la presión que corresponde a una columna de mercurio puro a 0°C de una altura de 760 mm. Esta es la presión barométrica normal en la latitud de 45° y al nivel del mar.

Como el peso de 1 cm³ de mercurio en estas condiciones es de 13.6g la presión barométrica normal será igual a altura de la columna de mercurio en centímetros por peso por centímetro cúbico = $76 \times 13.6 \times 1033$ g por centímetro cuadrado = 1.033 kg / cm².

(10)

Esta presión de 1.033 kg / cm^2 se conoce con el nombre de presión - atmosférica absoluta a 45° de latitud a nivel del mar.

Para México la presión barométrica a partir de la altura sobre el - nivel del mar es de 585 mm de mercurio.

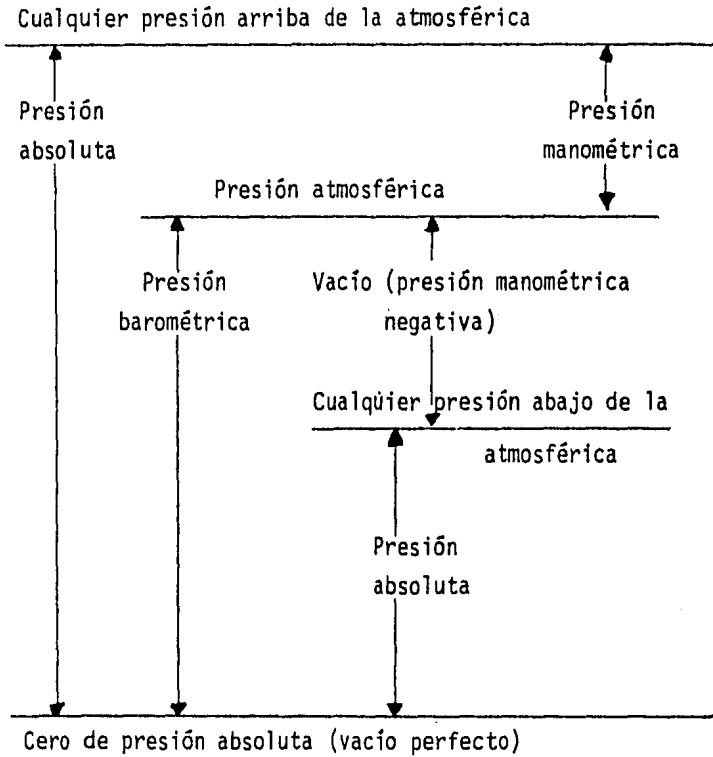


Ilustración gráfica de la presión atmosférica, manométrica y absoluta.

FIG. (1)

Presión de vapor.

La presión de vapor de un líquido a cierta temperatura es aquella presión a la que se vaporiza rápidamente si se agrega calor al líquido o al contrario, la presión a la cual el vapor a una temperatura dada - se condensa a líquido si se le quita calor.

Para líquidos homogéneos o de un solo componente, como el agua, - la presión de vapor tiene un valor muy definido a cualquier temperatura fijada y se tienen tablas (como las de vapor) que dan presión de vapor de esos líquidos en una gran variedad de temperaturas.

Para la relación de temperatura - presión de vapor de agua ver la tabla I.

Ver la siguiente tabla:

RELACION DE TEMPERATURA - PRESION DE VAPOR DE AGUA

Al nivel del mar, la presión de saturación o presión de vapor - -
(kg/cm^2) = presión de vapor (kg/cm^2 - 1.029)

Temperatura, °C	Presión de vapor kg/cm^2	Temperatura, °C	Presión de vapor kg/cm^2	Temperatura, °C	Presión de vapor kg/cm^2
0.0	0.006	110.0	1.510	204.4	17.311
1.7	0.007	112.2	1.625	207.1	18.319
4.4	0.008	115.6	1.748	209.8	19.376
7.2	0.010	117.6	1.878	212.5	20.468
10.0	0.012	119.9	2.016	215.3	21.616
12.8	0.015	122.1	2.161	218.3	22.813
15.6	0.018	124.3	2.316	220.9	24.059
18.3	0.021	126.7	2.480	223.6	25.361
21.1	0.025	128.7	2.653	226.4	26.712
23.9	0.030	131.0	2.835	229.2	28.119
26.7	0.035	133.2	3.027	232.0	29.582
29.4	0.042	135.4	3.230	234.7	31.101
32.2	0.049	137.8	3.444	237.5	32.683
35.0	0.057	139.8	3.669	240.3	34.321
37.8	0.066	142.0	3.906	243.1	36.029
40.6	0.077	144.3	4.155	246.1	37.793
43.3	0.089	146.5	4.416	248.6	39.627
46.1	0.103	148.9	4.690	251.4	41.531
48.9	0.118	150.9	4.979	254.2	43.400

Temperatura, °C	Presión de vapor kg/cm ²	Temperatura, °C	Presión de vapor kg/cm ²	Temperatura, °C	Presión de vapor kg/cm ²
51.7	0.136	153.2	5.280	256.9	45.542
54.4	0.155	155.4	5.597	260.0	47.657
57.2	0.177	157.6	5.929	262.5	49.840
60.0	0.202	160.0	6.276	265.2	52.101
62.8	0.229	162.0	6.639	268.0	54.446
65.6	0.260	164.3	7.021	270.8	56.868
68.3	0.294	166.5	7.413	273.6	59.367
71.1	0.332	168.7	7.826	276.3	61.950
73.9	0.373	171.1	8.260	279.1	64.624
76.7	0.419	173.1	8.708	281.9	67.375
79.4	0.470	175.3	9.184	284.1	70.210
82.2	0.525	177.6	9.674	288.0	73.150
85.0	0.587	179.8	10.178	290.3	76.160
87.8	0.654	182.2	10.710	293.1	79.310
90.6	0.727	184.2	11.263	295.3	82.530
93.3	0.807	186.5	11.844	298.6	85.820
95.6	0.876	188.7	12.439	301.4	80.250
97.8	0.949	190.9	13.062	304.2	92.820
100.0	1.029	193.3	13.706	307.0	96.460
101.2	1.113	195.3	14.371	309.7	100.17
104.4	1.203	197.6	15.071	312.5	104.02
105.6	1.299	199.8	15.792	316.0	108.01
107.8	1.401	202.0	16.534		

Carga estática:

La carga estática se refiere a la diferencia de elevación.

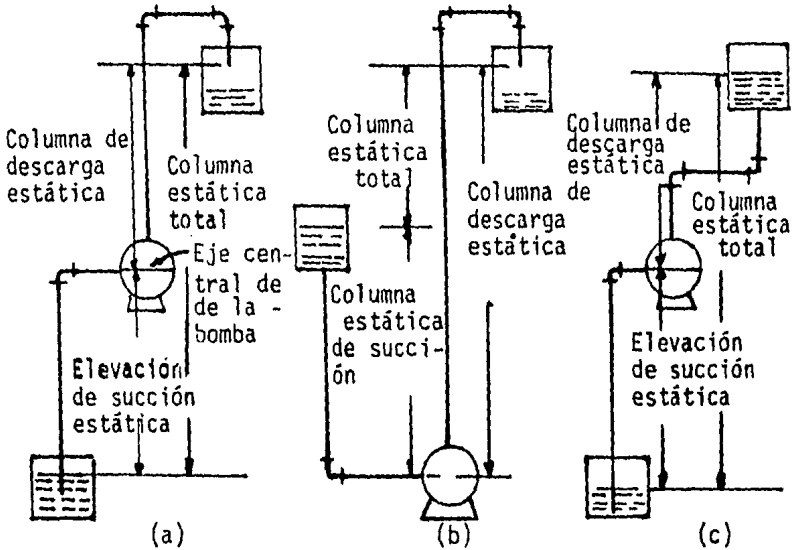


FIG. 2

Términos usados en bombeo, para las columnas.

Carga estática total:

Es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de descarga y el nivel del líquido de succión.

Carga estática de descarga:

Es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centro de la bomba.

Carga estática de succión:

Es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de succión y la línea de centro de la bomba.

Elevación estática de succión:

Si la carga estática de succión es un valor negativo, porque el nivel del líquido de succión está abajo de la línea de centro de la bomba.

Carga de fricción:

Es la carga equivalente, expresada en metros del líquido bombeado que es necesario para vencer las pérdidas de fricción causadas por el flujo del líquido a través de la tubería, incluyendo todos los accesorios.

La carga de fricción varía con:

La cantidad de flujo.

El tamaño y tipo de la tubería y accesorios.

Líquido bombeado.

Elevación correspondiente a la velocidad:

Es la energía cinética en un líquido en cualquier punto expresada en kilográmetros por kilogramos de líquido.

Si el líquido se está moviendo a cierta velocidad, la elevación correspondiente a la velocidad equivalente a la distancia que la masa de agua tendría que caer para adquirir esa velocidad y se determina por la siguiente ecuación:

$$h_v = \frac{v^2}{2g} \quad \text{-----} \quad (2)$$

h_v = elevación correspondiente a la velocidad en metros.

v = velocidad del líquido en m / seg.

g = aceleración debida a la gravedad.

Carga de succión:

Es la carga estática en la línea de succión de la bomba arriba de la línea de centro de la bomba menos todas las pérdidas de carga por fricción más cualquier presión que se encuentre en la línea de succión.

Elevación de succión:

El término de elevación de succión se utiliza cuando la altura de succión es negativa y cuando la bomba toma su succión de un tanque --abierto a la presión atmosférica.

Carga de descarga:

Es la altura de elevación medida en la boquilla de descarga.

Es la suma algebraica de carga estática, las pérdidas de carga --por fricción y de la carga de velocidad de descarga.

Carga Total:

Es la suma de la carga de descarga más la elevación de succión.

Carga neta positiva de succión (CNPS):

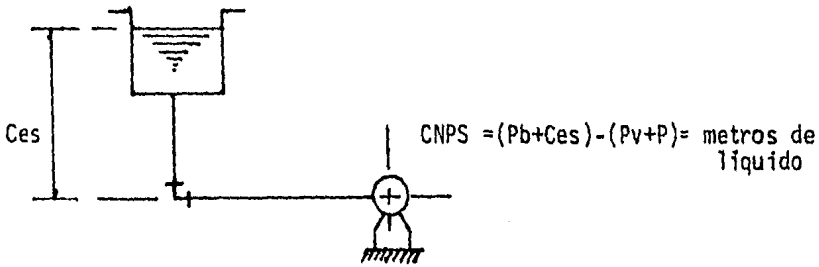
Es la presión disponible o requerida para forzar un gasto determinado en litros por segundo, a través de la tubería de succión al ojo - del impulsor. Se da en metros del líquido manejado equivalente a la - presión en kg / cm^2 requeridos para forzar el líquido a la bomba.

CNPS disponible:

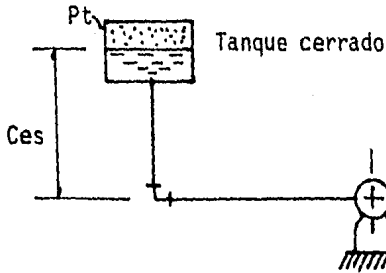
Depende de la carga de succión o elevación, la carga de fricción y la presión de vapor del líquido manejado a la temperatura de bombeo.

CNPS requerido:

Depende sólo del diseño de la bomba y se obtiene del fabricante - para cada bomba en particular, según su tipo, modelo, capacidad y velo - cidad.

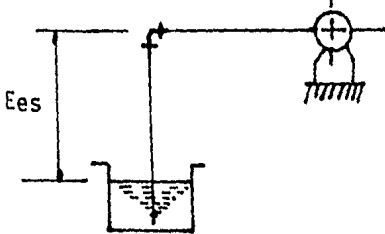


$$CNPS = (P_b + C_{es}) - (P_v + P) = \text{metros de líquido}$$



$$CNPS = (P_t + C_{es}) - (P_v + P) = \text{metros de líquido}$$

P_t es una presión - líquido negativa por ser un vacío.



$$CNPS = P_b - (E_{es} + P_v + P) = \text{metros de líquido}$$

Si en este caso el tanque inferior es cerrado:

$$CNPS = P_t - (E_{es} + P_v + P) \text{ en m.}$$

Carga de succión positiva neta (CNPS), según el tipo de instalación.

FIG. 3

Donde

P_b = presión barométrica

C = carga estática de succión

E = elevación estática de succión

P = pérdidas de carga de fricción

P_t = presión en tanque cerrado.

P_v = presión de vapor

BOMBA CENTRIFUGA

El bombeo se define como la adición de energía a un fluido para moverse de un lado para otro

La energía es la capacidad para realizar un trabajo, adicionándola a un fluido obliga al fluido a realizar un trabajo normalmente fluyendo por una tubería o elevándose a un nivel más alto.

Una bomba centrífuga es una máquina que consiste de un conjunto de álabes rotatorios encerrados dentro de una carcasa, los álabes imparten energía al fluido por la fuerza centrífuga.

Una bomba centrífuga consiste de dos partes principales:

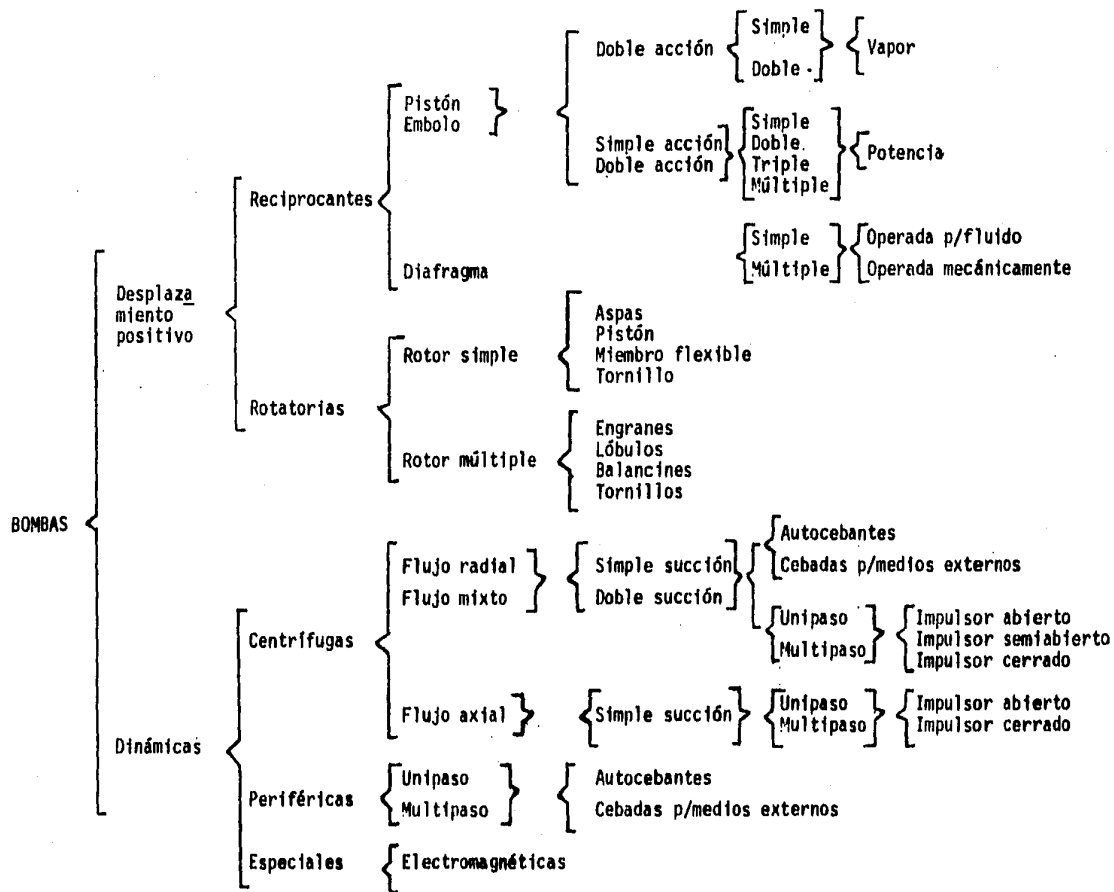
- 1.- Un elemento giratorio, incluyendo un impulsor y una flecha.
- 2.- Un elemento estacionario, compuesto por una cubierta, estopero y cojinetes.

Uno de los factores principales que ha permitido el desarrollo de la bomba centrífuga ha sido el desarrollo universal de la fuerza-eléctrica.

El desarrollo del motor eléctrico permitió el uso de la bomba -centrífuga más ligera y barata que las demás bombas de los otros tipos, obteniendo además acoplarse directamente al motor eléctrico.

Una clasificación que se considera más completa es la de el Instituto de Hidráulica, que es la siguiente:

CLASIFICACION DE BOMBAS



Las partes constitutivas de una bomba centrífuga dependen de su construcción y tipo. Existen innumerables cantidades de piezas, cuyos nombres recomendados por el Instituto de Hidráulica se ennumeran a continuación y se muestran en la siguiente figura.

<u>Partida No.</u>	<u>Nombre de la parte</u>
1	Carcaza
1A	Mitad superior
1B	Mitad inferior
2	Impulsor
4	Hélice (impelente)
6	Flecha de la bomba
7	Anillo de la carcaza
8	Anillo impulsor
9	Tapa de succión
11	Tapa del estopero
13	Empaque
14	Camisa de la flecha
15	Vaso de descarga de la bomba
16	Balero (interior)
17	Prensa - estopas
18	Balero (exterior)
19	Soporte de baleros
20	Tuerca de la camisa
22	Tuerca de seguridad del balero
24	Tuerca del impulsor
25	Anillo de desgaste de la cabeza de succión
27	Anillo de la tapa del estopero
29	Jaula de sello
31	Alojamiento del balero (interior)
32	Cuña del impulsor
33	Alojamiento del balero (exterior)

<u>Partida No.</u>	<u>Nombre de la parte</u>
35	Tapa del cojinete (interior)
36	Cuña del Hélice (impelente)
37	Tapa del cojinete (exterior)
39	Manguito del balero
40	Deflector
42	Acoplamiento (mitad motora)
44	Acoplamiento (mitad de la bomba)
46	Cuña del cople
48	Manguito del cople
50	Tuerca de seguridad del acoplamiento
52	Perno del acoplamiento
59	Tapa de registro para inspección
68	Collar de la flecha
72	Collar axial
78	Espaciador del balero
85	Tubo de protección de la flecha
89	Sello
91	Vaso de succión
101	Columna de tubería
103	Cojinete de conexión
123	Tapa del balero
125	Grasera de copa
127	Tubería de sello

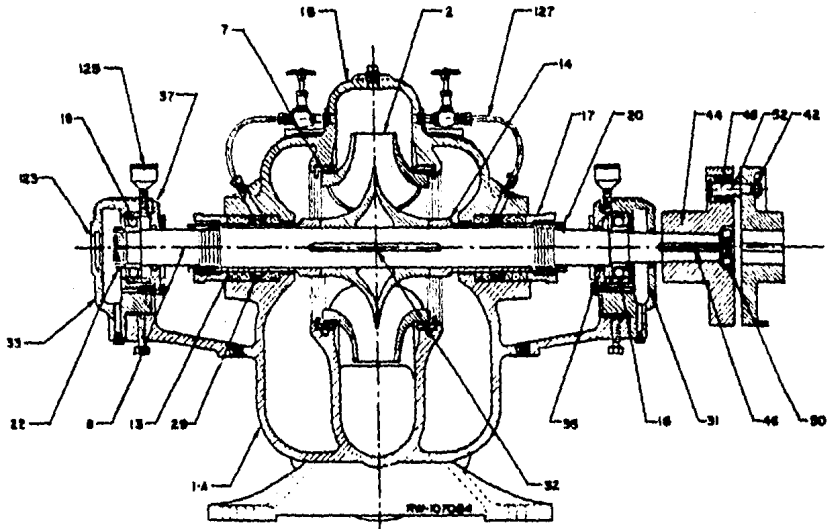


FIG. 4 Partes constitutivas de una bomba centrífuga

ECUACION BASICA PARA LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

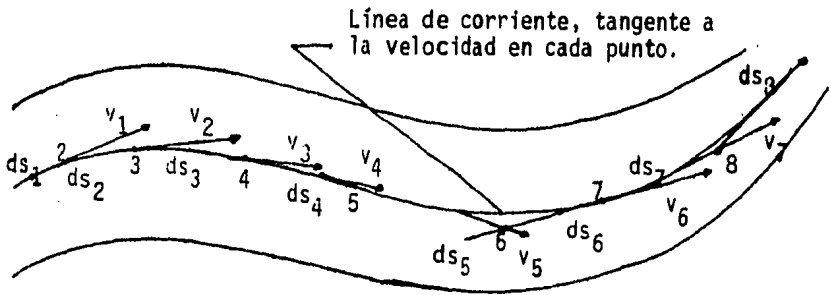
ECUACION DE EULER

La ecuación de Euler expresa la energía intercambiada entre el impulsor y el fluido.

La ecuación de Euler es la ecuación básica de las turbomáquinas (bombas, ventiladores, turbinas y compresores).

Las hipótesis de Euler para simplificar la ecuación son las siguientes:

- 1.- El movimiento del fluido es a lo largo de una línea de corriente. La línea de corriente es una línea continua trazada en el fluido que es tangente a la velocidad.



Tubo de corriente

FIG. 5

- 2.- Se supone que no hay pérdidas porque la viscosidad es cero o sea que no hay rozamiento.

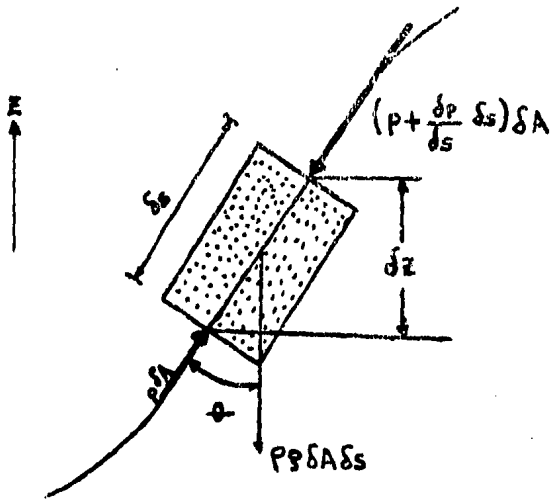


FIG. 6 Componentes de las fuerzas sobre una partícula de fluido en la línea de corriente.

Se eliminan las fuerzas de cortadura quedando únicamente las -- fuerzas másicas debido a la gravedad y las fuerzas superficiales sobre las bases de la partícula.

3.- Es un flujo permanente

Un flujo es permanente cuando las propiedades del fluido y las condiciones del movimiento en cualquier punto no cambian con el tiempo.

DEDUCCION DE LA ECUACION DE EULER

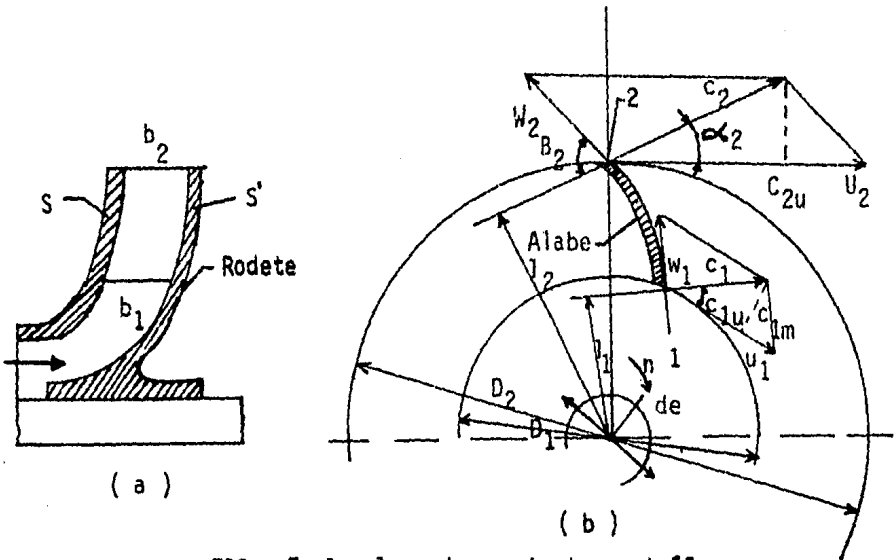


FIG. 7 Impulsor de una bomba centrífuga

- a).- Corte meridional
 b).- Corte transversal

En el corte transversal se han dibujado los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida. En la deducción de la ecuación de Euler se supone que todas las partículas de fluido que entran en los álabes sufren una misma desviación.

La deducción se hará con respecto a la figura 7.

La bomba al girar crea una succión en el impulsor y el fluido penetra en el interior de la bomba.

La velocidad absoluta a la entrada, C_1 , de un álabe, el impulsor accionado por una bomba gira a una velocidad en rpm. Por lo tanto el impulsor tiene una velocidad tangencial a la entrada.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad \text{-----} \quad (3)$$

Con respecto al álabe el fluido se mueve con una velocidad relativa a la entrada, W_1 , que es tangente al álabe.

La relación de estas tres velocidades, C_1 , U_1 y W_1 es la si--guiente:

$$\overline{W_1} = \overline{C_1} - \overline{U_1} \text{ ----- (4)}$$

Suponiendo que el álabe o su tangente tiene la dirección de, - W_1 , por lo que la partícula entra sin choque en el álabe.

La partícula guiada por el álabe sale del impulsor con una velocidad relativa a la salida, W_2 , que es tangente al álabe.

La relación de estas tres velocidades C_2 , U_2 y W_2 es la si---guiente:

$$\overline{C_2} = \overline{W_2} + \overline{U_2} \text{ ----- (5)}$$

U_2 = Velocidad del impulsor a la salida.

La partícula de fluido a sufrido un cambio a su paso por el - impulsor de la velocidad C_1 a C_2 .

Estas velocidades se representan mediante el triángulo de en--trada y triángulo de salida.

En estos triángulos se utiliza la notación internacional para ángulos, velocidades y componentes de velocidades.

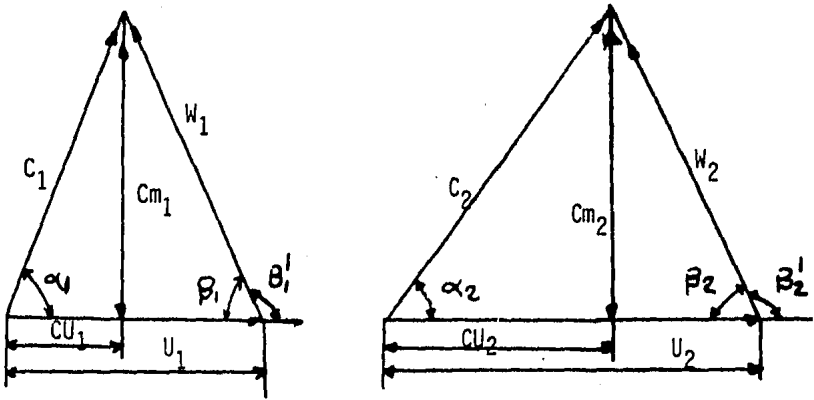


FIG. 8 Triángulos de velocidad

- U_1 = Velocidad tangencial del álabe a la entrada.
 U_2 = Velocidad tangencial del álabe a la salida.
 C_1 = Velocidad absoluta del fluido a la entrada.
 C_2 = Velocidad absoluta del fluido a la salida.
 W_1 = Velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabe).
 W_2 = Velocidad relativa a la salida (del fluido con respecto al álabe).
 C_{m1} = Componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.
 C_{m2} = Componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la salida.
 C_{u1} = Componente circunferencial de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.
 C_{u2} = Componente circunferencial de la velocidad absoluta del fluido a la salida.
 α_1 = Angulo que forman las velocidades C_1 y U_1
 α_2 = Angulo que forman las velocidades C_2 y U_2
 β_1 = Angulo que forman W_1 con $(-U_1)$
 β_2 = Angulo que forman W_2 con $(-U_2)$

Por el teorema de cantidad de movimiento:

Este teorema determina las fuerzas que el fluido ejerce en un conducto en un cambio de dirección.

$$\Sigma F = P Q \Delta V \quad \text{----- (6)}$$

Expresada en forma de diferencial la fuerza sobre un filamento es:

$$dF = dQ P (C_2 - C_1) \quad \text{----- (7)}$$

Tomando momentos con relación al eje en la ec. 7

$$dM = dQ P (l_2 C_2 - l_1 C_1) \quad \text{----- (8)}$$

dM = Es el momento resultante con relación al eje de todas las fuerzas que el impulsor ejerce sobre el filamento de corriente considerada para poder variar su momento cinético.

dQ = Es el caudal del filamento.

l_1 y l_2 = Brazos de momento de las velocidades C_1 y C_2 respecto al origen.

Aplicando la teoría unidimensional:

Esta teoría supone que todas las partículas de fluido entran en el impulsor con un diámetro, D_1 , con una velocidad absoluta -- del fluido, C_1 , y salen con un diámetro, D_2 , con la misma velocidad C_2 , esto hace suponer que los filamentos de corriente sufren la misma desviación, por lo tanto el número de álabes debe ser in finito para que el impulsor logre guiar el fluido perfectamente. Al integrar la ec. 8, $l_2 C_2 - l_1 C_1$ es constante.

$$M = Q P (l_2 C_2 - l_1 C_1) \quad \text{----- (9)}$$

Donde

M = momento total aplicado al fluido

(28)

Q = Caudal total de la bomba.

Deduciendo de la figura 7

$$l_1 = r_1 \cos \alpha_1 \quad \text{y} \quad l_2 = r_2 \cos \alpha_2$$

Por lo tanto el momento total es

$$M = QP (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad \text{-----} \quad (10)$$

Multiplicando el momento total por la velocidad angular, W, -
obtenemos la potencia en el eje.

No hay pérdidas mecánicas (toda la potencia del eje se transmite totalmente al impulsor y al fluido).

$$N_{\text{mec}} = MW = QPW (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad \frac{\text{Kg-m}}{\text{seg.}} \quad \text{---} (11)$$

$$w = \frac{2\pi n}{60} \quad \text{velocidad angular del impulsor} \quad \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

igualando la potencia mecánica y la potencia hidráulica

$$N_{\text{mec}} = N_{\text{hid}}$$

Potencia hidráulica

$$N_{\text{hid}} = Q \gamma H_t \quad \text{-----} \quad (12)$$

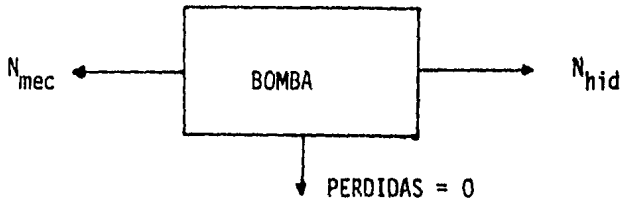
Donde

H_t = incremento de energía específica que el fluido experimenta en la bomba o sea energía por unidad, de peso $\frac{\text{Kg} - \text{m}}{\text{Kg}} = \text{m}$

$Q \gamma$ = Es el caudal en peso que atraviesa la bomba en $\frac{\text{Kg}}{\text{seg}}$

ésta comunicara el fluido una potencia.

Por lo tanto al no haber pérdidas en ninguna de éstas potencias serán iguales.



$$Q \gamma H_t = Q \rho W (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1)$$

$$\gamma = \rho g$$

$$U_1 = r_1 W$$

$$U_2 = r_2 W$$

$$\left. \begin{array}{l} C_{u1} = C_1 \cos \alpha_1 \\ C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2 \end{array} \right\} \text{Proyecciones de } C_1 \text{ y } C_2 \text{ sobre } U_1 \text{ y } U_2$$

$$Q \rho g H_t = Q \rho (W r_2 C_2 \cos \alpha_2 - W r_1 C_1 \cos \alpha_1)$$

Simplificando y sustituyendo valores obtenemos la ecuación de Euler.

$$g H_t = U_2 C_{u2} = U_1 C_{u1}$$

$$H_t = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} / g \text{ ----- (13)}$$

H_E = Altura de Euler, es la energía específica intercambiada entre el impulsor y el fluido o altura hidráulica.

$$H_E = \frac{U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}}{g}$$

1ª Expresión de la ecuación de Euler ----- (14)

De los triángulos de velocidad: Notación internacional podemos deducir la segunda expresión de la ecuación de Euler.

Del triángulo de entrada se deduce trigonométricamente

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1 C_1 \cos \alpha_1 \text{ ----- (15)}$$

Pero $C_1 \cos \alpha_1 = C_{u1}$

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1 C_{u1} \text{ ----- (16)}$$

Despejando $U_1 C_{u1}$

$$U_1 C_{u1} = \frac{U_1^2 + C_1^2 - W_1^2}{2} \text{ ----- (17)}$$

Del triángulo de salida se deduce trigonométricamente.

$$W_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2 C_2 \cos \alpha_2 \text{ ----- (18)}$$

$C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2$

$$W_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2 C_{u2} \text{ ----- (19)}$$

Despejando $U_2 C_{u2}$

$$U_2 C_{u2} = \frac{U_2^2 + C_2^2 - W_2^2}{2} \text{ ----- (20)}$$

Sustituyendo en la primera expresión de la ecuación de Euler.

$$H_E = \frac{U_2^2 + C_2^2 - W_2^2 - (U_1^2 + C_1^2 - W_1^2)}{2g}$$

$$H_E = \frac{U_2^2 + C_2^2 - W_2^2 - U_1^2 - C_1^2 + W_1^2}{2g}$$

$$H_E = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \quad \begin{array}{l} 2^{\text{a}} \text{ expresión de} \\ \text{la ecuación de -} \\ \text{Euler ----- (21)} \end{array}$$

PERDIDAS, RENDIMIENTOS Y POTENCIAS

PERDIDAS:

Las pérdidas de energía en una bomba se clasifican en:

- Pérdidas hidráulicas
- Pérdidas volumétricas
- Pérdidas mecánicas

Pérdidas hidráulicas:

Las pérdidas hidráulicas disminuyen la altura manométrica.

Existen dos tipos de pérdidas hidráulicas:

- 1.- Pérdidas de superficie.
- 2.- Pérdidas de forma.

Cuando un cuerpo sólido se mueve en un fluido se originan fuerzas y su resultante en la dirección del movimiento es la resistencia.

Resistencia es la componente de la fuerza ejercida sobre el - cuerpo por el movimiento del fluido, paralela a la velocidad de - - aproximación.

El origen de estas fuerzas es la viscosidad, aunque también la resultante de las fuerzas debidas a presiones normales puede dar -- origen a una resistencia de presión.

La resistencia de superficie es causada directamente por la -- viscosidad (capa límite).

La resistencia de forma es causada directamente por el incre-- mento de presiones, pero indirectamente por la viscosidad, que esta junto con la forma adversa del contorno, producen el desprendimiento de la capa límite.

Capa límite:

Para fluidos con una viscosidad relativamente pequeña, el efecto que produce el rozamiento interno es apreciable solamente en una región próxima a los límites del fluido.

Descripción de la capa límite:

Cuando comienza un movimiento en un fluido tiene muy poca viscosidad y el flujo es irrotacional (es la energía constante en todos los puntos aun que no esten en la misma línea de corriente).

En los primeros instantes el fluido en las paredes tiene una velocidad nula con relación a estas paredes, existe un gradiente de velocidades muy grandes, desde la pared hacia el interior del flujo.

La capa de fluido que tiene su velocidad afectada por estas -- fuerzas de cortadura es la capa límite.

La velocidad en la capa límite tiende asintóticamente a la velocidad del flujo principal.

La capa límite es muy delgada en el extremo de aguas arriba de un cuerpo de forma fluido-dinámico, que esta en reposo en un flujo-uniforme.

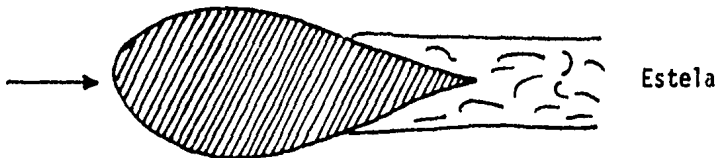


FIG. 9 Cuerpo fluido - dinámico

Cuando la capa límite avanza a lo largo del fluido, las fuerzas de cortadura tiende a frenar partículas del fluido, lo que hace que el espesor aumente con la distancia al borde de aguas arriba.

El fluido en la capa límite esta sometido a un incremento de presiones determinados por el flujo potencial que aumenta la cantidad de movimiento de la capa si la presión disminuye hacia aguas -- abajo y disminuye la cantidad de movimiento si la presión aumenta -- aguas abajo (incremento de presiones adverso).

En las superficies lisas la capa límite comienza siendo una -- capa límite laminar, las partículas se mueven en capas finas, al -- aumentar el espesor de la capa límite este se hace inestable y se -- transforma en capa límite turbulenta, en la cual las partículas se

mueven en trayectorias elegidas al azar aunque su velocidad se ha reducido por la acción de la viscosidad en la pared.

Aún cuando ya existe la capa límite turbulenta todavía existe una capa muy delgada próxima a la pared que tiene movimiento laminar y se llama subcapa laminar.

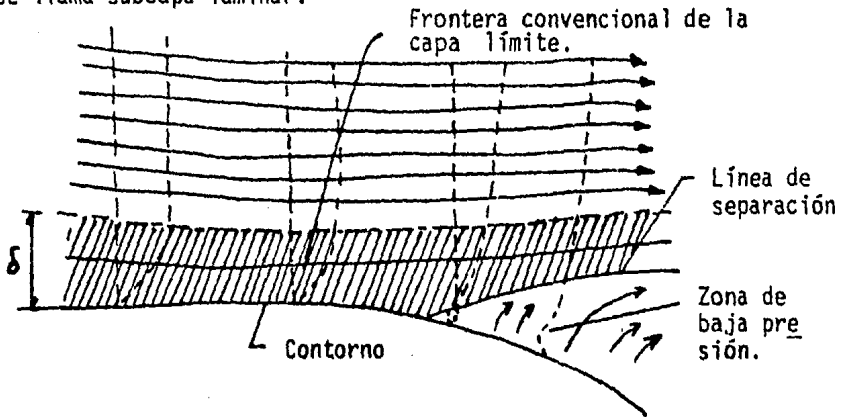


FIG. 10 Separación de la capa límite.

Las pérdidas hidráulicas se originan en:

- La entrada del impulsor.
- En la carcasa.
- Desde la salida de la carcasa hasta la salida de la bomba.

Pérdidas volumétricas:

Las pérdidas volumétricas son debidas a las pérdidas de caudal y se clasifican en:

- Pérdidas exteriores (q_e).
- Pérdidas inferiores (q_i).

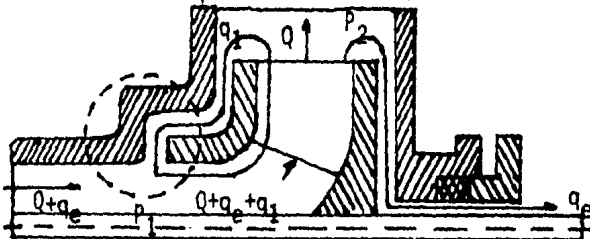


FIG. 11 Pérdidas volumétricas en una bomba.

Q = carga útil

El impulsor bombea $Q + q_e + q_i$

q_e = sale por el prensaestopas al exterior (goteo de la bomba).

q_i = retrocede por el intersticio.

Por la tubería de aspiración circula un caudal $Q + q_e$ menor - que por el impulsor.

Pérdidas exteriores (q_e)

Las pérdidas exteriores son una fuga del fluido al exterior - que escapa entre la carcaza y el eje de la bomba que la atraviesa.

La manera de reducir esta fuga es mediante un prensaestopas - que se llena de material de cierre con una tapa con pernos que permite comprimir el prensaestopas contra el eje de la bomba.

Esta presión no debe ser excesiva para no aumentar las pérdidas mecánicas.

Pérdidas interiores (q_i)

Estas son las más importantes y reducen bastante el rendimiento volumétrico en algunas bombas aunque las pérdidas exteriores se hayan reducido a cero con un prensaestopas de alta calidad.

Estas pérdidas interiores son debido a que en la salida del impulsor hay más presión que a la entrada, luego parte del líquido en vez de seguir a la carcaza retrocede por el conducto que forma el impulsor con la carcaza a la entrada del impulsor para volver a ser impulsado por la bomba.

Este caudal de corto circuito absorbe energía del impulsor para reducir las pérdidas interiores se construye un laberinto que aumenta grandemente las pérdidas hidráulicas disminuyendo el caudal de corto circuito.

(En el lugar marcado por un círculo en la fig. 11).

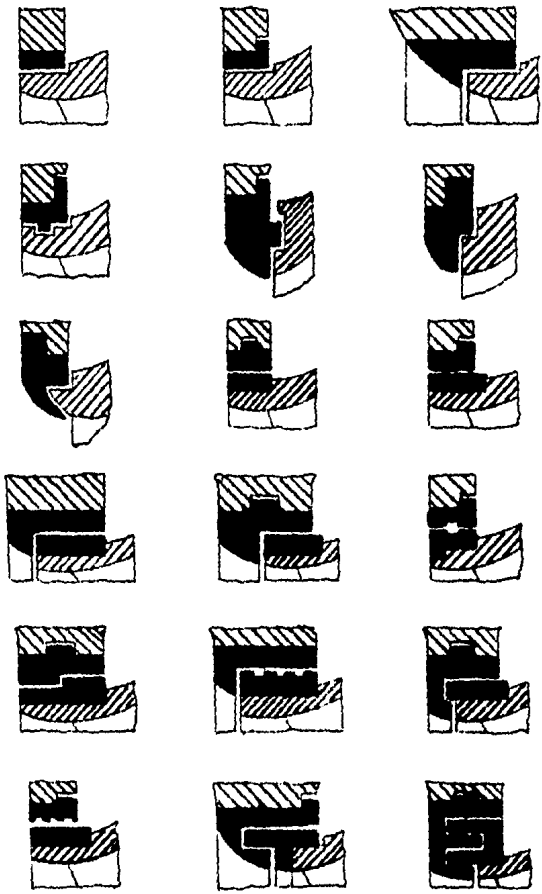


FIG. 12

DIVERSAS FORMAS DE CIERRES
DE LABERINTO

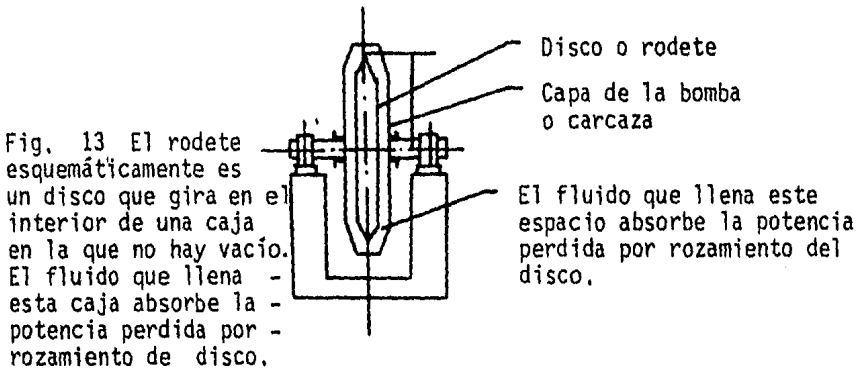
Pérdidas mecánicas:

Las perdidas mecánicas se originan:

- a).- Por el rozamiento del prensaestopas con el eje de la máquina.
- b).- Por el rozamiento del eje con los cojinetes.

Pérdidas de rozamiento de disco:

Es el rozamiento de la pared exterior del impulsor con la atmósfera líquida que le rodea.



El impulsor de una bomba en esquema puede verse en la figura anterior, es un disco en cuyo interior circula el fluido, pero en el juego entre el impulsor y la carcasa penetra el fluido, el disco gira en una atmósfera viscosa donde produce un rozamiento.

Rendimiento hidráulico:

Es debido al rozamiento del líquido con la superficie interna de los platos, de los álabes del impulsor, de los conductos de la carcasa, en general del recorrido del fluido en la bomba, incluyendo el de sus moléculas entre sí.

El rendimiento hidráulico es función de la velocidad y del caudal el rendimiento aumenta cuando aumenta la velocidad y disminuye cuando aumenta el caudal.

El rendimiento hidráulico toma en cuenta todas las pérdidas de la bomba.

$$H_m = H_t - H_{r-int} \quad \text{-----} \quad (22)$$

Donde

H_m = altura manométrica

H_t = altura útil que da la bomba (altura teórica)

H_{r-int} = pérdidas en el interior de la bomba.

$$\eta_H = \frac{H_m}{H_t} \quad \text{Rendimiento hidráulico} \quad \text{-----} \quad (23)$$

Rendimiento volumétrico:

No todo el fluido que entra a la bomba esta en posibilidad de intercambiar energía con los álabes del impulsor, parte del fluido se fuga por los sellos, estoperos o retenes.

El rendimiento volumétrico toma en cuenta todas las pérdidas volumétricas.

El rendimiento volumétrico es función del caudal.

$$\eta_V = \frac{Q}{Q + q_e + q_i} \quad \text{-----} \quad (24)$$

Donde

Q = Caudal útil

$Q + q_e + q_i$ = Caudal bombeado por el impulsor

q_e = pérdidas exteriores

q_i = perdidas interiores

Rendimiento mecánico:

El rendimiento mecánico toma en cuenta las pérdidas por el rozamiento mecánico en chumaceras, cojinetes y órganos de circulación.

Su valor es difícil de precisar y por lo regular se calcula en forma indirecta a través de los otros rendimientos que se consideren.

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_a} \text{ ----- (25)}$$

$$N_i = N_a - P_m \text{ ----- (26)}$$

$$\eta_m = \frac{N_a - P_m}{N_a} = 1 - \frac{P_m}{N_a} \text{ ----- (27)}$$

Donde

N_i = potencia interna

N_a = potencia al eje

P_m = pérdidas mecánicas

Rendimiento total:

Es el resultado de dividir el trabajo práctico realizado por la bomba elevando un caudal a una altura por una potencia necesaria para llevarla a cabo.

Eliminando las pérdidas mecánicas, el impulsor ha de impulsar un caudal.

$$Q + q_e + q_i > Q$$

a una altura

$$H_t = H_m + H_{r-int} > H_m$$

(40)

En cuyo bombeo se gasta la potencia interna.

La potencia útil es la que se emplea para bombear un caudal útil (Q), a la altura manométrica por lo tanto.

$$N_i = (Q + q_e + q_i) (H_m + H_{r-int}) \gamma \quad (28)$$

Las pérdidas hidráulicas expresadas en potencia

$$P_h = \frac{Q \gamma H_{r-int}}{75} \quad CV \quad (29)$$

$$N_i = \frac{(Q + q_e + q_i) (H_m + H_{r-int}) \gamma}{75} \quad CV \quad (30)$$

$N_u =$ Potencia útil

$$N_u = \gamma Q H_m \frac{Kg}{seg} \quad (31)$$

$$N_u = \frac{Q \gamma H_m}{75} \quad CV \quad (32)$$

Multiplicando las ecuaciones de los rendimientos miembro a miembro y multiplicando el denominador y el numerador por γ .

$$\eta_h \eta_v \eta_m = \frac{H_m}{H_t} \cdot \frac{Q}{Q + q_e + q_i} \cdot \frac{N_i}{N_a} \cdot \frac{\gamma}{\gamma}$$

$$N_u = \gamma Q H_m$$

$$N_i = (Q + q_e + q_i) H_t \gamma$$

(41)

$$\eta_h \eta_v \eta_m = \frac{N_i}{N_a} \cdot \frac{N_u}{N_i} = \frac{N_u}{N_a}$$

$$\eta_T = \frac{N_u}{N_a}$$

$$\eta_T = \eta_h \eta_v \eta_m \quad \text{Rendimiento total --- (33)}$$

Potencias

Potencias de accionamiento

Es la potencia libre en el eje, (potencia absorbida de la red multiplicada por el rendimiento del motor expresada en magnitudes) la potencia del eje es.

$$N_a = \frac{\eta_v \cdot \frac{H_m}{\eta_h}}{75 \eta_m}$$

$$N_a = \frac{Q H_m \eta_v}{75 \eta_v \eta_m \eta_h}$$

$$N_a = \frac{Q H_m}{75 \eta_T} \quad \text{--- (34)}$$

Expresada en magnitudes mecánicas

$$N_a = \frac{M \omega}{75} = \frac{2 \pi}{60 \times 75} n M \quad \text{CV}$$

(42)

$$N_a = 0.001396 \text{ nm CV} \text{ ----- (35)}$$

n = rpm

M = Kg-m

Potencia útil (Nu)

Es el incremento de potencia que se emplea para bombear el caudal útil Q a la altura manométrica.

$$N_u = N_a - P_h - P_v - P_m \text{ ----- (36)}$$

Potencia interna (Ni)

Es la potencia suministrada al impulsor

$$N_i = N_a - P_m \text{ ----- (37)}$$

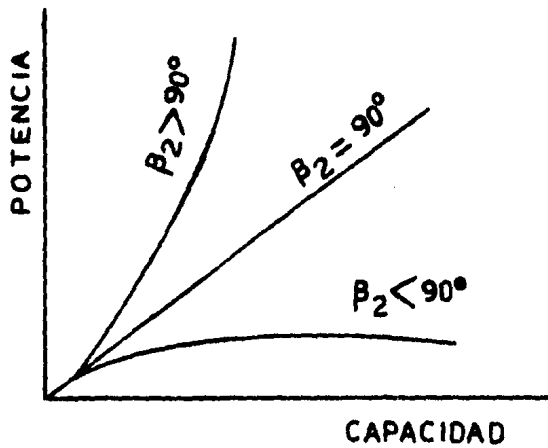


Fig. 14 Curvas de potencia

Esta curva se obtiene multiplicando

$$H_e = \frac{U_2 Cu_2}{g} \quad (Q) \quad \text{-----} \quad (38)$$

si $Cu_1 = 0$

Se obtiene el siguiente esquema de potencias

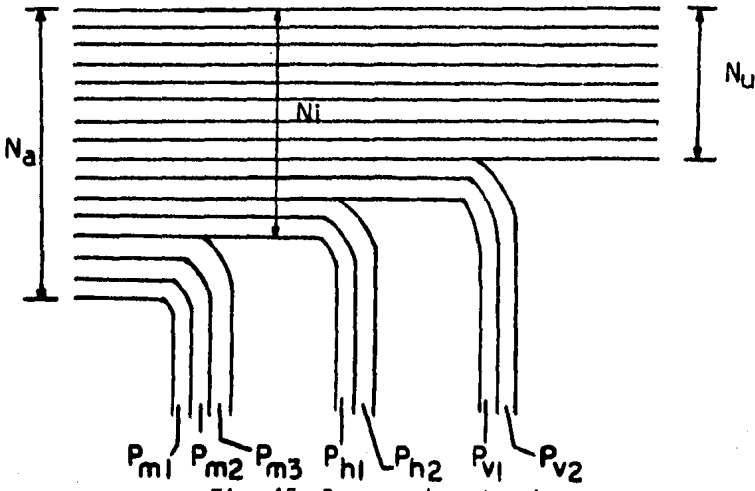


Fig. 15 Esquema de potencias

DISEÑO HIDRAULICO

Para nuestro diseño utilizaremos los siguientes datos:

$$Q = 140 \text{ lpm} = 0.0023 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$H = 15 \text{ m}$$

$$n = 3500 \text{ rpm}$$

D E S A R R O L L O

DISEÑO DEL IMPULSOR:

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga, recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba.

Los impulsores se clasifican en.

Tipos de succión:

- a) Simple succión
- b) Doble succión

Forma de aspas:

- a) Aspas curvas radiales
- b) Aspas tipo francis
- c) Aspas flujo mixto
- d) Aspas tipo propela

Dirección de flujo

- a) Radial
- b) Mixto
- c) Axial

Construcción mecánica

- a) Abierto
- b) Semiabierto
- c) Cerrado

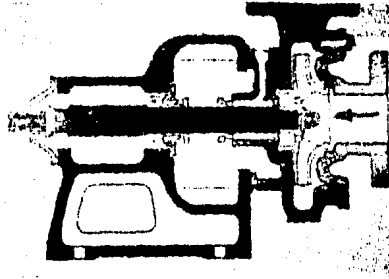


FIG. 1 Impulsor de simple succión

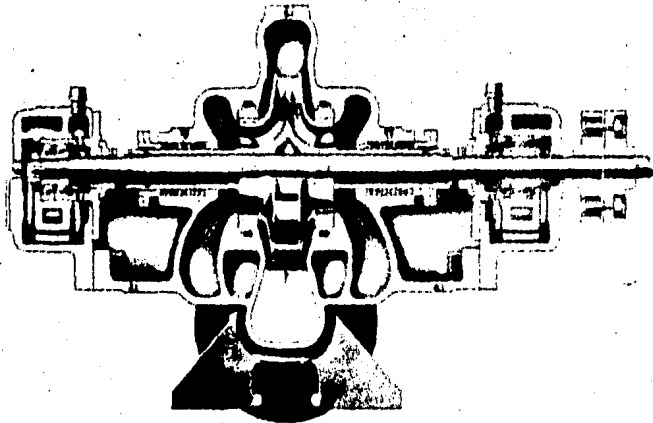


FIG. 2 Impulsor de doble succión

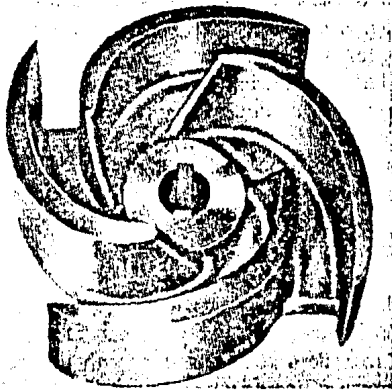


FIG. 3 Impulsor abierto



FIG. 4 Impulsor semiabierto



FIG. 5 Impulsor cerrado

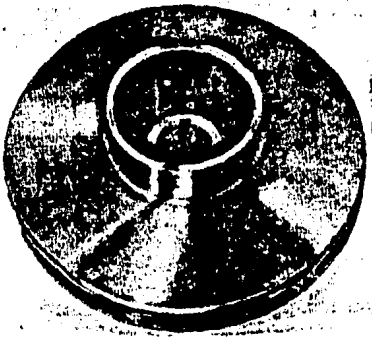


FIG. 6 Impulsor de aspas curvas radiales



FIG. 7 Impulsor tipo francis



FIG. 8 Impulsor aspas flujo mixto

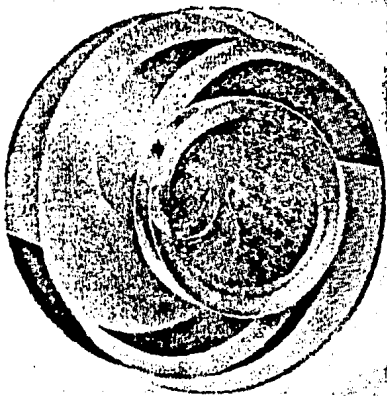


FIG. 9 Impulsor de flujo radial

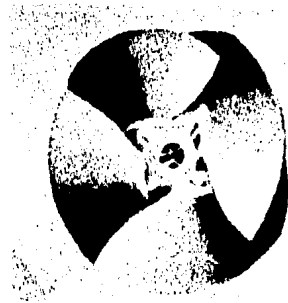


FIG. 10 Impulsor de flujo mixto

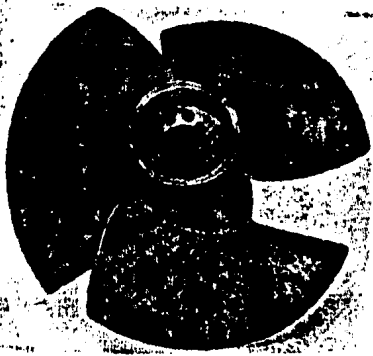


FIG. 11 Impulsor de flujo axial

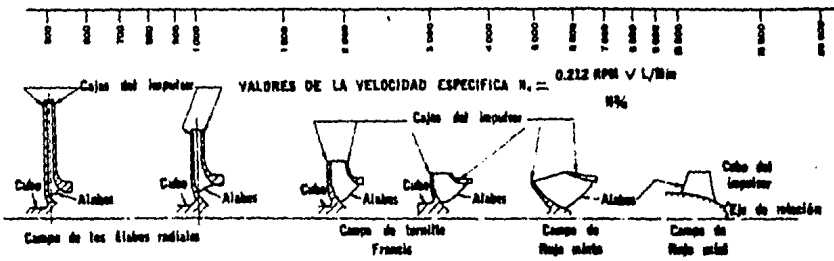


FIG. 12 Variaciones del perfil de los impulsores que muestran el campo aproximado de las velocidades específicas

Velocidad específica

- a) Baja
- b) Media
- c) Alta

En un impulsor de simple succión el líquido entra por un extremo. En un impulsor de doble succión tiene entrada por ambos extremos y una salida común.

El impulsor de simple succión es más práctico y usado debido a -- razones de manufactura y a que simplifica considerablemente la forma - de la carcasa.

Pero para grandes gastos es preferible usar un impulsor de doble succión ya que para la misma carga maneja el doble de gasto.

El impulsor de doble succión tiene la ventaja debido a que hay -- succión por lados opuestos no se produce empuje axial, sin embargo complica bastante la forma de la carcasa.

Los impulsores de aspas de simple curvatura son de flujo radial y estan sobre un plano perpendicular, son impulsores para gastos peque-- ños y cargas altas, por lo que son impulsores de baja velocidad espe-- cífica.

En un impulsor tipo francis las aspas tienen doble curvatura, son más anchas y el flujo tiende a ser radial y axial.

La velocidad específica va aumentando y la curva de variación del gasto con la curva se hace más plana.

El impulsor de flujo mixto es un derivado del impulsor tipo fran-- cis.

El impulsor tipo propela de flujo completamente axial para gastos y cargas reducidas que son las de más alta velocidad específica, tie-- nen pocas aspas y pueden manejar líquidos con suspensión de tamaño - - grande, son adecuados para bombas de drenaje.

Por su construcción mecánica pueden ser abiertos, semiabiertos o cerrados.

El impulsor abierto es aquel en el cual las aspas estan unidas al mamelón central sin ningún plato en los extremos.

Si estos impulsores son grandes en diámetro, resultan muy débiles por lo cual aún cuando en realidad son semiabiertos, lo que se conoce como impulsores abiertos, llevan un plato en la parte posterior que le da resistencia.

Tienen la desventaja de trabajar en espacios muy reducidos.

Los impulsores cerrados pueden trabajar con claros mayores entre ellos y la carcaza ya que en realidad el líquido va canalizado entre las tapas integrales con las aspas que cubren ambos lados del impulsor.

Para un impulsor de simple succión de una bomba centrífuga, uno de los platos se prolonga hasta el cubo para transmitir el movimiento; está cerrado no tiene entrada de líquido.

Mientras el otro plato tiene la única abertura u único oído, por donde todo el líquido pasa en una sola dirección, produciendo un fuerte empuje axial, que ha de ser compensado por un largo y resistente -- soporte-cojinete de empuje.

Como primer paso para el diseño de una bomba centrífuga es el cálculo de la velocidad específica.

Velocidad específica

La velocidad específica en la velocidad en rpm que determina el tipo de bomba a utilizar.

De la similitud de fórmulas obtenidas en la homología de bombas -- que facilitan el cálculo mediante el cálculo de la velocidad específica para obtener dicha fórmula se parte de la siguiente ecuación del -- Nekrasov,

$$\frac{D_1^2}{D_{11}^2} = \left[\frac{Q_1}{Q_{11}} \right]^{2/3} \left[\frac{n_1}{n_{11}} \right]^{-2/3} \quad \text{----- (1)}$$

Sustituyendo la ec. 1 en la siguiente ec.

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \frac{(n^2 D^2)_I}{(n^2 D^2)_{II}}$$

Obtenemos

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \left[\frac{Q_I}{Q_{II}} \right]^{2/3} \left[\frac{n_I}{n_{II}} \right]^{4/3} \quad \text{----- (2)}$$

Y elevando a la potencia de 3/4 obtenemos la siguiente ecuación.

$$\frac{n_I (Q_I)^{1/2}}{(H_I)^{3/4}} = \frac{n_{II} (Q_{II})^{1/2}}{(H_{II})^{3/4}} = \text{constante} \quad \text{---- (3)}$$

Esta expresión es válida no solamente para dos bombas homólogas I y II sino para un sin número de bombas operando bajo condiciones similares.

Suponiendo que para estas bombas homólogas, tenemos un estandar - de bomba con una altura de aspiración de $H_s = 1$ m y con una potencia - $N_s = 1$ HP y el peso específico del agua $\gamma = 1,000$ Kg/m³.

Usando la ecuación de potencia,

$$N = \frac{Q \gamma H}{75} \quad \text{HP} \quad \text{----- (4)}$$

Es fácil determinar la capacidad de una bomba estandar

$$Q = \frac{75N}{\gamma H}$$

(54)

$$Q = \frac{(75) (1)}{(1,000) (1)} = \frac{75}{1,000}$$

$$Q = 0.075 \text{ m}^3 / \text{seg} = 75 \text{ lt/seg.}$$

Relacionando los parámetros Q_s , H_s , n_s de la bomba estandar con los parámetros Q , H , n de cualquier otra bomba homóloga bajo condiciones similares de operación usando la ecuación (3).

$$\frac{n_s (Q_s)^{1/2}}{(H_s)^{3/4}} = \frac{n (Q)^{1/2}}{(H)^{3/4}}$$

Sustituyendo los valores de Q_s y H_s , determinamos la velocidad específica de una bomba estandar.

$$N_s = \frac{1}{(0.075)^{1/2}} \frac{n (Q)^{1/2}}{(H)^{3/4}}$$

Esta expresión es la velocidad específica.

$$N_s = 3.65 \frac{n (Q)^{1/2}}{(H)^{3/4}} \quad (5)$$

La cantidad promedio de la velocidad específica es aparente, la velocidad en rpm de una bomba estandar homóloga con una bomba dada y operando bajo condiciones similares, con una altura de aspiración $H_s = 1 \text{ m}$ a razón de una descarga de caudal $Q_s = 0.075$ metros cúbicos por segundo.

Tanto la eficiencia hidráulica como la volumétrica es la misma para ambas bombas.

La potencia de una bomba estandar es 1 HP, el peso específico del agua 1000 Kg/m^3

La capacidad de una bomba es menor cuando el líquido es más alto - y más aún si éste se desvía.

El diámetro de un impulsor se determina como sigue:

$$\frac{H_s}{H} = \frac{n_s^2 D_s^2}{n^2 D^2} \quad \text{-----} \quad (6)$$

$$D_s = \frac{nD}{n_s (H)^{1/2}} \quad \text{-----} \quad (7)$$

Donde

$$H = \text{m}$$

$$Q = \text{m}^3/\text{seg}$$

$$n = \text{rpm}$$

Bajo ciertas condiciones de velocidad específica, las características de la capacidad de una bomba a desarrollar una altura de aspiración y obtener cierto caudal.

A mayor velocidad específica menor altura de aspiración (para un gasto y velocidad dados) y para una gran capacidad (para una altura y velocidad dados).

La velocidad específica depende del diseño del impulsor.

Para bombas con baja velocidad específica tenemos impulsores con una pequeña anchura (b_2 / D_2), pero a un alto valor de D_1 / D_2 longitud de álabes, es necesario obtener una altura de elevación más alta.

El flujo a través de cada impulsor se representa en un plano perpendicular a el eje de rotación.

Con la velocidad específica se incrementa la relación D_2 / D_1 - -

(como D_2/D_0) decrete.

Los álabes son muy cortos y la anchura relativa de los impulsores -- b_2/D_2 es más grande.

El flujo a través del impulsor parte a través del plano de rotación y viene incrementándose tridimensionalmente.

En el límite un valor máximo de n_s , el flujo es a lo largo del eje - de rotación y el impulsor es del tipo flujo axial.

El ángulo del álabes β_2 decrete de 35° a 15° con la velocidad específica decreciendo de 40 a 200.

Las bombas centrífugas como las bombas rotodinámicas pueden clasificarse de acuerdo con la velocidad específica según Nekrasov es la siguiente.

En el Sistema Métrico

$$\text{Baja velocidad flujo radial } n_s = 80 \text{ ---} \frac{D_2}{D_1} \text{ ---} = 2,2 \text{ a } 3,5 \text{ ---} \text{ (8)}$$

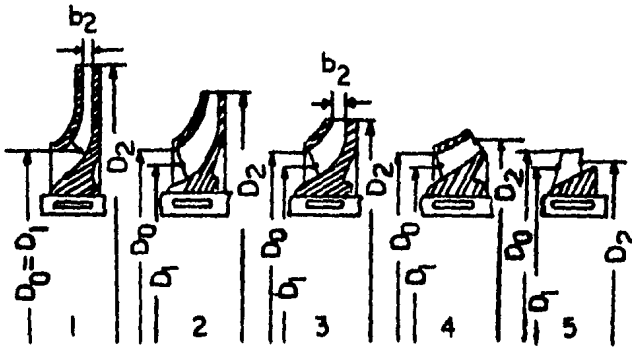
$$\text{Velocidad media flujo radial } n_s = 80 \text{ a } 150 \text{ ---} \frac{D_2}{D_1} \text{ ---} = 2,2 \text{ a } 1,8 \text{ ---} \text{ (9)}$$

$$\text{Alta velocidad flujo radial } n_s = 150 \text{ a } 300 \text{ ---} \frac{D_2}{D_1} \text{ ---} = 1,8 \text{ a } 1,3 \text{ ---} \text{ (10)}$$

$$\text{Flujo mixto } n_s = 300 \text{ a } 600 \text{ ---} \frac{D_2}{D_1} \text{ ---} = 1,3 \text{ a } 1,1 \text{ ---} \text{ (11)}$$

$$\text{Flujo axial o hélice } n_s = 600 \text{ a } 1200 \text{ ---} \frac{D_2}{D_1} \text{ ---} = 1 \text{ ---} \text{ (12)}$$

Los impulsores correspondientes a estos 5 tipos son representados esquemáticamente en la figura siguiente:



CALCULOS

Velocidad específica

$$n_s = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (3.65)$$

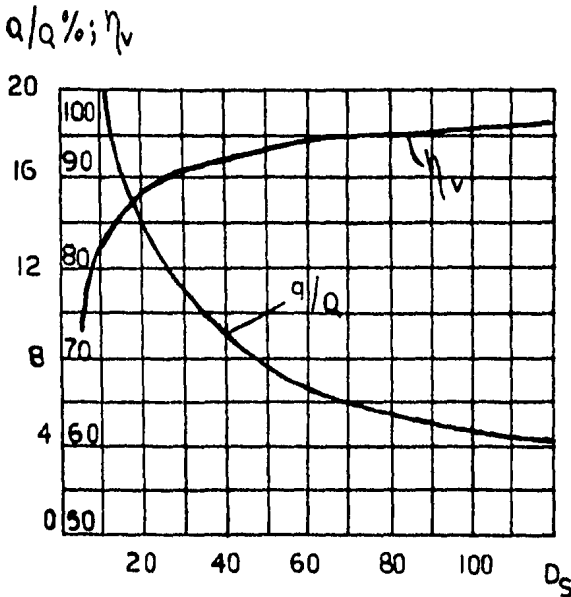
$$n_s = \frac{(3500) \cdot (0.0023)^{1/2}}{(15)^{3/4}} \quad (3.65)$$

$$n_s = 80 \text{ RPM}$$

Por lo tanto es una bomba de baja velocidad y de -- flujo radial.

Tomando en cuenta todas las pérdidas de caudal y con el rendimiento volumétrico se calcula el caudal teórico que se va a utilizar en el diseño.

De la siguiente gráfica se obtiene la eficiencia volumétrica que tiene un valor de 95%.



GRAFICA I

$$\eta_v = 95\%$$

Hay pérdidas en un 5%

$$Q' = Q + (0.05 Q)$$

$$Q' = 0.0023 + ((0.05) (0.0023))$$

$$Q' = 0.0024 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$\eta_v = \frac{Q}{Q'} = \frac{0.0023}{0.0024} = 0.95$$

Corrigiendo la velocidad específica, tomado en cuenta las pérdidas volumétricas obtenemos.

$$n'_s = 3.65 \frac{(3500) (0.0024)^{1/2}}{(15)^{3/4}}$$

$$n_s = 82 \text{ RPM}$$

Conociendo la velocidad específica obtenemos los siguientes datos.

Relación de diámetros a la entrada y a la salida.

Debido a que nuestra bomba tiene una $n_s \leq 80$ es una bomba de flujo radial y de baja velocidad y tenemos la siguiente relación:

$$\frac{D_2}{D_1} = 2.2 \text{ a } 3.5$$

(60)

Tomando un valor promedio

$$\frac{D_2}{D_1} = 2.85$$

Donde

D_2 = Diámetro de salida del impulsor.

D_1 = Diámetro de entrada del impulsor.

$$D_o = \left[\frac{Q'}{(\frac{\pi}{4})(C_o)(F_e)} \right]^{1/2} \text{----- (13)}$$

Donde

D_o = Diámetro inmediatamente antes de la entrada.

Según Stephanoff obtenemos las siguientes relaciones de n_s en el sistema métrico.

Baja velocidad flujo radial $n_s = 80$ $\frac{D_2}{D_o} = 3$ ----- (14)

Velocidad media flujo radial $n_s = 80$ a 150 $\frac{D_2}{D_o} = 2$ --- (15)

Alta velocidad flujo radial $n_s = 150$ a 300 $\frac{D_2}{D_o} = 1$ a 1.4 -(16)

Flujo mixto $n_s = 300$ a 600 $\frac{D_2}{D_o} = 1.1$ a 1.2 ----- (17)

Flujo axial o de hélice $n_s = 600$ a 1200 $\frac{D_2}{D_o} = 0.8$ ---- (18)

(61)

C_o = Velocidad antes de entrar al canal del impulsor.

$$C_o = 2 \text{ a } 4 \text{ m/seg.}$$

Tomando un valor promedio

$$C_o = 3 \text{ m/seg.}$$

F_e = Factor de estrangulamiento.

$$F_e = 0.82 \text{ a } 0.87$$

Tomando un valor promedio

$$F_e = 0.85$$

$$D_o = \left[\frac{0.0024}{(0.78) (3) (0.85)} \right]^{1/2}$$

$$D_o = 0.034 \text{ m} = 34 \text{ mm}$$

Como $n_s \leq 80 \text{ rpm}$,

$$\frac{D_2}{D_o} = 3$$

$$D_2 = 3 D_o$$

$$D_2 = 3 (0.034)$$

$$D_2 = 0.102 \text{ m} = 102 \text{ mm}$$

(62)

$$\frac{D_2}{D_1} = 2,85$$

$$D_1 = \frac{D_2}{2,85} = \frac{0,102}{2,85}$$

$$D_1 = 35 \text{ mm.}$$

Velocidad tangencial de entrada (U_1).

$$U_1 = \frac{(\pi) (D_1) (n)}{60} \text{ ----- (19)}$$

$$U_1 = \frac{(\pi) (0,035) (3500)}{60}$$

$$U_1 = 6,41 \text{ m/seg.}$$

Velocidad tangencial a la salida (U_2)

$$U_2 = \frac{(\pi) (D_2) (n)}{60} \text{ ----- (20)}$$

$$U_2 = \frac{(\pi) (0,102) (3500)}{60}$$

$$U_2 = 18,69 \text{ m/seg.} \quad U_2 \text{ nunca } 40 > \text{ m/seg}$$

Velocidad meridional a la salida (C_{m_2})

$$C_{m_2} = (0,1 \text{ a } 0,2) U_2 \text{ ----- (21)}$$

Tomando un valor promedio

$$C_{m_2} = (0,15) U_2$$

(63)

$$Cm_2 = (0.15)(18.69)$$

$$Cm_2 = 2.80 \text{ m/seg}$$

Velocidad meridional a la entrada (Cm_1)

$$Cm_2 = (0.8 \text{ a } 0.9) Cm_1 \text{ ----- (22)}$$

Tomando un valor promedio.

$$Cm_2 = (0.85) Cm_1$$

$$Cm_1 = \frac{Cm_2}{0.85}$$

$$Cm_1 = \frac{2.80}{0.85}$$

$$Cm_1 = 3.30 \text{ m/seg}$$

Número de impulsores (i) mediante fórmula empírica

$$i = \frac{H_m}{H} \text{ ----- (23)}$$

$$H = 1.4 \times 10^{-4} D_2^2 n^2$$

$$H = (1.4 \times 10^{-4}) (0.102)^2 (3500)^2$$

$$H = 17.84 \text{ m}$$

$$i = \frac{15}{17.84}$$

$$i = 0.84$$

$$i = 1 \text{ impulsor}$$

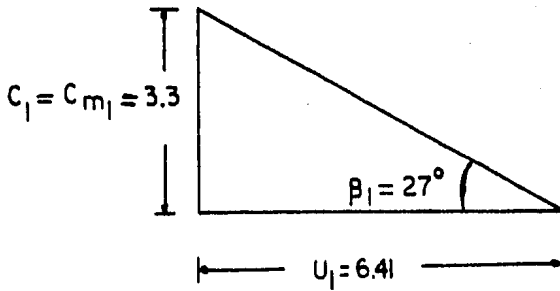
(64)

Angulo de entrada β_1

$$\beta_1 = \text{arc tan } \frac{C_{m1}}{U_1} \text{ ----- (24)}$$

$$\beta_1 = \text{arc tan } \frac{3.30}{6.41}$$

$$\beta_1 = 27^\circ$$



Angulo de salida β_2

$$\beta_2 = \text{arc tan } \frac{C_{m2}}{W_{u2}} \text{ ----- (25)}$$

$$U_2 = W_{u2} + C_{u2}$$

(65)

$$H_E = \frac{U_2 Cu_2}{g} \quad \text{-----} \quad (26)$$

$$\eta_H = \frac{H_m}{H_E} \quad \text{-----} \quad (27)$$

$$H_E = \frac{H_m}{\eta_H}$$

Es practicamente imposible ofrecer una expresi3n para las p3rdidas hidr3ulicas en el interior de una bomba y consecuentemente para el rendimiento hidr3ulico. Esta cantidad depende de un n3mero de factores.

Para una gran altura de elevaci3n (Baja velocidad) la eficiencia - hidr3ulica del impulsor puede variar desde 0.7 a 0.9.

El valor m3nimo referido es para peque1os valores de n_s y peque1os di3metros del impulsor de la orden de $D = 100 - 200$ mm, y para el l3mite superior corresponde para una $n_s = 90 - 120$ y $D = 500$ a 600 mm.

Tomamos el valor m3nimo para nuestro dise1o por lo tanto la eficiencia hidr3ulica es:

$$\eta_H = 0.70$$

$$H_E = \frac{15}{0.70}$$

$$H_E = 21.43 \text{ m.}$$

$$H_E = \frac{U_2 Cu_2}{g}$$

Despejando Cu_2

$$Cu_2 = \frac{H_E g}{U_2}$$

(66)

$$C_{u_2} = \frac{(21.43) (9.81)}{18.69}$$

$$C_{u_2} = 11.24 \text{ m/seg.}$$

$$U_2 = W_{u_2} + C_{u_2} \text{ ----- (28)}$$

Despejando

$$W_{u_2} = U_2 - C_{u_2}$$

$$W_{u_2} = 18.69 - 11.24$$

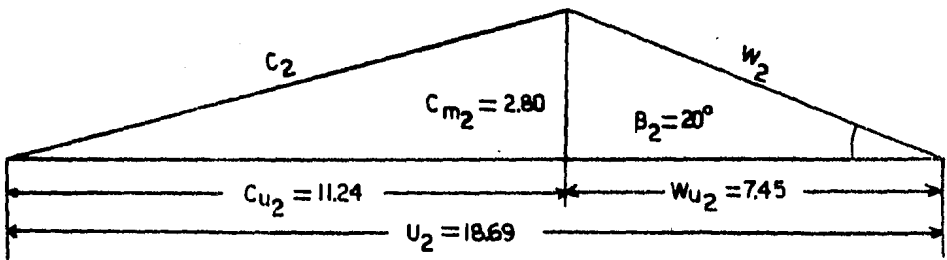
$$W_{u_2} = 7.45 \text{ m/seg.}$$

$$\beta_2 = \text{arc tan } \frac{C_{m_2}}{W_{u_2}}$$

$$\beta_2 = \text{arc tan } \frac{2.80}{7.45}$$

$$\beta_2 = 20^\circ$$

El ángulo $\beta_2 = 20^\circ$ se representa en la siguiente fig.



Número de álabes

Los álabes están destinados a dar un impulso al fluido mediante un ángulo determinado,

Número de álabes óptimo de 4 a 12 álabes.

$$Z = \frac{2\pi (D_1 + D_2)}{D_2 - D_1} \operatorname{sen} \beta_m \quad (29)$$

$$\beta_m = \frac{27^\circ + 20^\circ}{2}$$

$$\beta_m = 23.5^\circ$$

$$Z = \frac{2\pi (0.102 + 0.035)}{(0.102 - 0.035)} \operatorname{sen} 23.5^\circ$$

$$Z = 5.12$$

$$Z = 5 \text{ álabes}$$

Ancho de entrada (b_1)

$$Q' = \pi b_1 D_1 C_m \theta_1 \quad (30)$$

$$\theta_1 = 0.82 \text{ a } 0.87$$

$$\theta_1 = 0.85$$

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi D_1 C_m \theta_1}$$

$$b_1 = \frac{0.0024}{(\pi) (0.035) (3.3) (0.85)}$$

(68)

$$b_1 = 0,0077 \text{ m} = 7,7 \text{ mm}$$

Ancho a la salida (b_2)

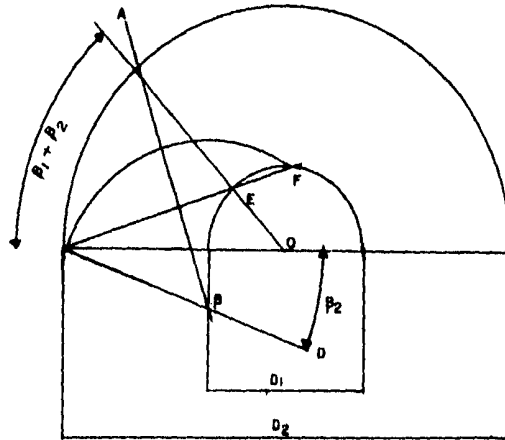
$$b_2 = \frac{Q'}{\pi D_2 C_{m2} \phi_2} \quad \text{-----} \quad (31)$$

$$\phi_2 = 0,92 \text{ a } 0,97$$

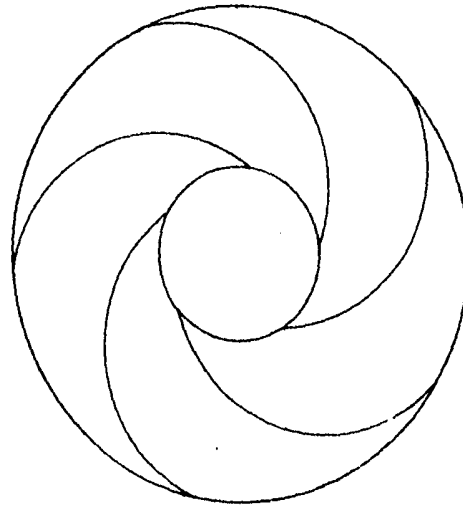
$$\phi_2 = 0,95$$

$$b_2 = \frac{0,0024}{(\pi) (0,102) (2,80) (0,95)}$$

$$b_2 = 0,0028 \text{ m} = 2,8 \text{ mm}$$



FES - C	Tesis Profesional
TRAZO DE ALABES IMPULSORES	
Ricardo Perez	Martinez
Ruben Roberto	Mancera Cruz
Acol. en mm.	Esc 1 : 1



FES - C	Tesis Profesional
I M P U L S O R	
Ricardo Perez Martinez	Ruben Roberto Manera Cruz
Acot. en mm	Esc. 1:1

DISEÑO DE LA CARCAZA

La función de la carcasa en una bomba centrífuga es el de convertir la energía de velocidad impartida al fluido por el impulsor en energía - de presión.

Esta conversión de energía se lleva a cabo mediante la reducción de velocidad por un aumento gradual del área.

Tipos de carcasa

Según la manera de conversión de energía:

- a.- Carcasa tipo voluta
- b.- Carcasa tipo difusor

Según su construcción:

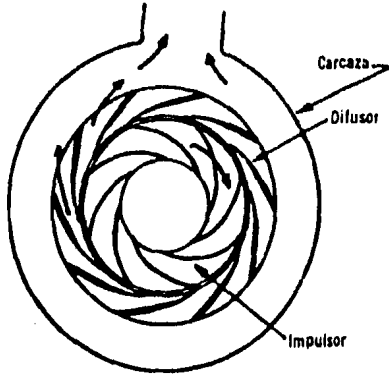
- a.- Una pieza
- b.- Partida {
 - Por un plano horizontal.
 - Por un plano vertical.
 - Por un plano inclinado.

Según sus características de succión:

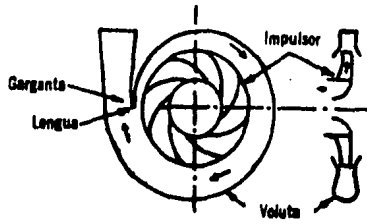
- a.- Simple
- b.- Doble
- c.- Succión por un extremo {
 - Lateral
 - Superior
 - Inferior

Según el número de pasos:

- a.- De un paso
- b.- De varios pasos



Carcasa tipo difusor



Carcasa tipo voluta

Carcaza tipo voluta

Es llamada por su forma espiral, su área se incrementa a lo largo - de los 360° que rodean al impulsor hasta llegar a la garganta de la carcaza donde se conecta con la descarga.

La voluta no es simétrica por lo que existe un desbalanceo de presiones, lo cual origina una fuerza radial.

La magnitud de este empuje radial es función de la carga, diámetro del impulsor, ancho del impulsor y del diseño de la misma carcaza.

Cuando se requiere eliminar este empuje radial que se produce en -- una bomba de simple voluta se usa una bomba de doble voluta, cada voluta toma la mitad del gasto y cada una tiene su garganta colocadas a 180°.

Carcaza tipo difusor

Consiste en una serie de álabes fijos que además de convertir la - energía de velocidad en energía de presión, guía el fluido de un impulsor a otro.

Carcaza de una sola pieza

Tienen una abertura por donde entra el fluido sin embargo para poder introducir el impulsor es necesario que la carcaza este partida, puede ser vertical, inclinada o horizontal.

Según sus características de succión

Pueden ser de simple o doble succión según las características del impulsor que succiona el fluido por uno o ambos extremos.

Para el impulsor diseñado se escogió una carcaza tipo voluta en forma de espiral, a continuación se da una breve descripción de sus características.

Funciones

a.- Circulación

(74)

El cálculo y el diseño de la carcaza se basan en la suposición de - que la componente circunferencial de velocidad en la espiral cambia en - proporción inversa al radio (ley de distribución de la velocidad por la sección del torbellino, o ley de conservación del momento de la cantidad de movimiento), por eso, siendo finito el número de álabes, tendremos.

$$C_{u_2} = \frac{\Gamma}{2 \pi r} \quad \text{-----} \quad (32)$$

Donde

Γ = Es la circulación de velocidad por el perímetro cerrado que a barca el impulsor es una magnitud constante para una voluta dada y el re gimén de trabajo dado de la bomba.

r = Constante para cada voluta (radio)

Deducción de la circulación Γ , a partir de la ec. 26

$$H_E = \frac{U_2 C_{u_2}}{g} \quad \text{-----} \quad (26)$$

$$U_2 = r_2 W \quad \text{-----} \quad (33)$$

$$C_{u_2} = \frac{\Gamma}{2 \pi r_2} \quad \text{-----} \quad (34)$$

Sustituyendo las ecs. (33) y (34) en la ec. (26)

$$H_E = \frac{\frac{r_2 W}{1} \frac{\Gamma}{2 \pi r_2}}{g}$$

$$H_E = \frac{W \Gamma}{2 \pi g}$$

(75)

$$H_E = \frac{\Gamma W}{2\pi g} \text{-----} (35)$$

De la ec, 27 despejando H_E , e igualandola con la ec, 35 obtenemos

$$\frac{W \Gamma}{2\pi g} = \frac{H_m}{\eta_H}$$

Despejando obtenemos

$$= \frac{2\pi g H_m}{W \eta_H} \text{-----} (36)$$

Cálculo de la carcaza

a.- Circulación

$$\Gamma = \frac{H_m 2\pi g}{W \eta_H}$$

$$U_2 = r_2 W$$

$$W = \frac{2U_2}{D_2} = \frac{2 (18,69)}{0,102}$$

$$W = 366,47 \text{ rad/seg.}$$

$$H_m = 15 \text{ m}$$

$$\eta_H = 0,70$$

$$\Gamma = \frac{(15) (2) (\pi) (9,81)}{(366,47) (0,70)}$$

(76)

$$\Gamma = 3,60 \text{ m}^2 / \text{seg.}$$

b.- Constante de circulación (K)

$$K = \frac{\Gamma}{Q} = \frac{2 \pi g H_m}{W \eta_H Q} \text{ ----- (37)}$$

$$K = \frac{3,6}{0,0023}$$

$$K = 1565,21 \frac{1}{\text{m}}$$

c.- Según Nekrasov $r_3 = (1,03 \text{ a } 1,05) r_2$ ----- (37)

r_3 = Es el radio de una superficie cilíndrica que envuelve al impulsor con la sección transversal de la voluta las cuales son tangentes.

$$r_3 = 1,04 r_2$$

$$r_3 = \frac{(1,04) (0,102)}{2}$$

$$r_3 = 0,053 \text{ m} = 53 \text{ mm.}$$

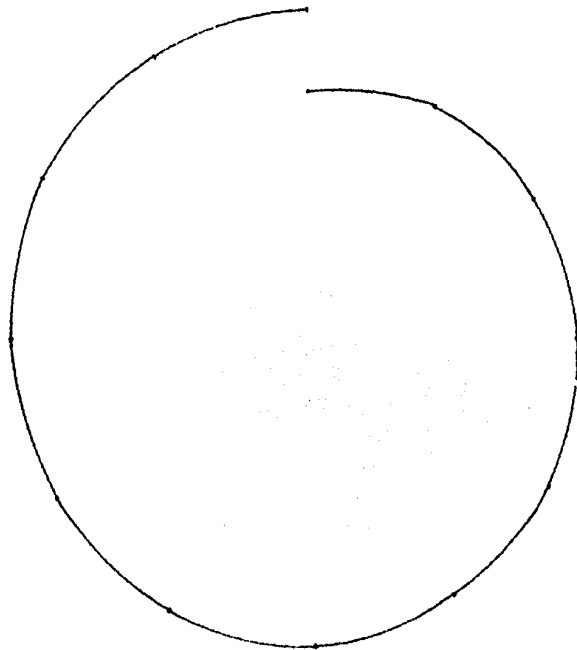
Variando el ángulo α en incrementos de 30° en la ecuación.

$$r_o = \frac{\alpha_o}{360^\circ K} + \left[\frac{2 \alpha_o}{360^\circ K} r_3 \right]^{1/2} \text{ ----- (38)}$$

Obtenemos los siguientes resultados que se representan en la siguiente tabla, (1)

α	r_0 (mm)	$r = r_3 + 2r_0$ (mm)
0	0	53,0
30	2,4	57,8
60	3,4	59,8
90	4,2	61,4
120	4,9	62,8
150	5,5	64,0
180	6,1	65,2
210	6,6	66,2
240	7,1	67,2
270	7,6	68,2
300	8,0	69,0
330	8,4	69,8
360	8,8	70,6

Tabla 1



Tesis	
FES - C	Profesional
C A R C A Z A	
Ricarda Perez Martinez Ruben Roberto Manero Cruz	
Acot. en mm	Esc. 1:1

CONO DIFUSOR

La energía de velocidad al final de la carcaza se tiene que convertir en energía de presión para la cual es utilizado el cono difusor que consiste en un ensanchamiento moderado de la descarga de la carcaza.

El rendimiento del cono difusor depende del ángulo de salida α_2 - si es muy pequeño el rendimiento bajará, también depende de la entrada - radial del anillo si no es suficientemente grande.

Ensanchamiento del cono difusor

El ensanchamiento del cono difusor debe hacerse con la curvatura menor que se pueda, por medios experimentales se ha visto que el mejor rendimiento del cono difusor es aquel en que ningún punto del ensanchamiento no rebase los valores del ángulo $\alpha = 4^\circ$ a 8° .

$$D_5 = D_4 + \alpha h \text{ ----- (40)}$$

Donde

D_5 = Diámetro de salida del cono difusor

D_4 = Diámetro de entrada del cono difusor

h = Longitud

α = Angulo en rad/seg.

$$D_4 = 2 r_o \text{ } 360^\circ \text{ ----- (41)}$$

$$D_4 = 2 (8,8)$$

$$D_4 = 17,6 \text{ mm.}$$

$$\alpha = 4^\circ \text{ a } 8^\circ$$

(80)

Tomando un valor promedio

$$\alpha = 6^\circ = 0,104 \text{ radianes}$$

$$Q = A V_{\text{sal}} \text{ ----- (42)}$$

$$A = \frac{\pi D_5^2}{4} \text{ ----- (43)}$$

$$Q = \frac{\pi D_5^2}{4} V_{\text{sal}} \text{ ----- (44)}$$

$$D_5 = \left[\frac{4Q}{\pi V_{\text{sal}}} \right]^{1/2} \text{ ----- (45)}$$

$$V_{\text{sal}} = 2 C_o \text{ ----- (46)}$$

$$V_{\text{sal}} = 2 (3)$$

$$V_{\text{sal}} = 6 \text{ m/seg.}$$

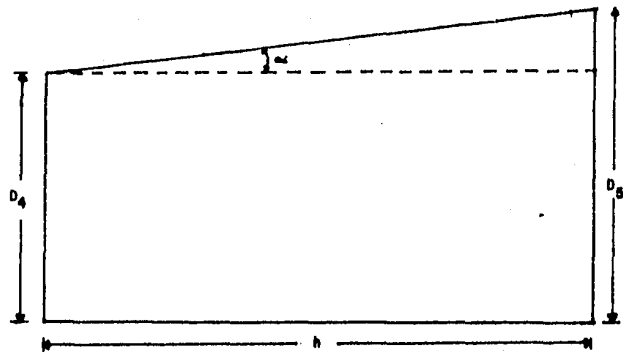
$$D_5 = \frac{(4) (0,0023)}{(\pi) (6)}^{1/2}$$

$$D_5 = 22 \text{ mm}$$

$$h = \frac{D_5 - D_4}{\alpha} \text{ ----- (47)}$$

$$h = \frac{22 - 17,6}{0,104}$$

$$h = 42,3 \text{ mm}$$



F É S - C	Tesis Profesional
CQNO DIFUSOR	
Ricardo Pérez Ruben Roberto	Martines Mancera Cruz
Aot. en mm.	Eco. 1 : 3

DISENO MECANICO

POTENCIA AL EJE

$$\text{Peje} = \frac{\gamma Q H_m}{75 \eta_t} \text{ ----- (1)}$$

$$\gamma = 1,000 \text{ Kg/m}^3$$

$$Q = 0.0023 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$H_m = 15 \text{ m}$$

$$\eta_v = 0.95$$

$$\eta_h = 0.70$$

$$\eta_m = \eta'_{\text{mec}} \eta''_{\text{mec}} \text{ ----- (2)}$$

η''_{mec} puede ser asumida independientemente de n_s y es equivalente alrededor de 0.95

$N_f/N_h \%$; $\eta'_m \%$

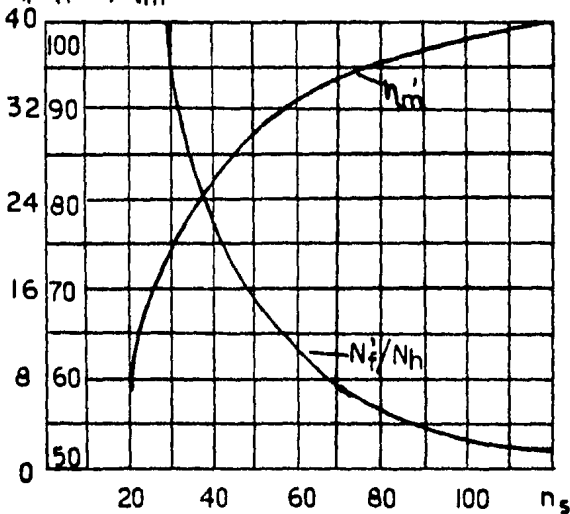


FIGURA
No. 1

(84)

De la gráfica anterior se obtiene el valor de la η'_{mec} .

$$\eta'_{mec} = 0.96$$

$$\eta_{mec} = (0.96) (0.95)$$

$$\eta_{mec} = 0.912$$

$$\eta_t = (0.95) (0.70) (0.912)$$

$$\eta_t = 0.60$$

$$Peje = \frac{(1000) (0.0023) (15)}{(75) (0.60)}$$

$$Peje = 0.76 \quad CV = 0.75 \text{ HP}$$

EJES Y CUBOS DE LOS IMPULSORES

Diámetro del eje

$$D_{\text{ eje }} = \left[\frac{360,000}{S} \right]^{1/3} \left[\frac{P}{n} \right]^{1/3} \quad \text{---- (3)}$$

Donde

S = Coeficiente de trabajo admisible según el material de que se construya (kg / cm²)

n = Velocidad angular (rev / seg)

P = Potencia a transmitir (HP)

360,000 = 3600 seg. de una hora multiplicados por 100 cm. de --
1 m.

Constantes del material.

Los valores medios de resistencia admisible del material, S, referidos a los materiales más comúnmente utilizados, considerando que el trabajo es únicamente a torsión simple en una sola dirección o sentido de giro, pero con carga variable entre el cero y el máximo exigido son:

Hierro dulce ----- S = 600 Kg / cm²

Acero Martin siemens ----- S = 800 Kg / cm²

Aceros especiales ----- S = 1100 Kg / cm²

P = 0.76 CV = 0.75 HP

n = 3500 rpm = 58.33 rev / seg

S = 800 Kg / cm² Para acero Martin Siemens

(86)

$$D_{\text{eje}} = \left[\frac{360,000}{800} \right]^{1/3} \left[\frac{0.75}{58.33} \right]^{1/3}$$

$$D_{\text{eje}} = 1.79 \text{ Cm.}$$

- A mayor potencia mayor diámetro del eje.
- A mayor velocidad angular o mayor resistencia del material menor diámetro del eje.

Diámetro del cubo del impulsor

El impulsor y su cubo se construyen generalmente de materiales distintos y de diferente resistencia (menor) que el material de los ejes - y son:

$$\text{Hierro fundido ----- } S = 400 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Bronce o latón fundido ----- } S = 300 \text{ Kg/cm}^2$$

Si llamamos S_{eje} y S_{imp} coeficientes admisibles de trabajo del eje y del impulsor respectivamente, la sección útil del cubo del impulsor será mayor que el eje.

Siendo R la relación entre ambas resistencias

$$R = \left[\frac{S_{\text{eje}}}{S_{\text{imp}}} \right]^{1/3} \text{ ----- (4)}$$

El cubo del impulsor es un eje hueco, cuyo diámetro es igual al diámetro del eje; pero donde el área del anillo circular es R veces mayor que el área del círculo interno.

(87)

El área total ocupada por el cubo del impulsor es la suma de las -
dos áreas citadas.

Area de una sección circular

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_2 = A_1 (1 + R) = S_c \text{ ----- (5)}$$

$$\frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{\pi D_1^2}{4} (1 + R) = S_c \text{ ----- (6)}$$

Diámetro del cubo D_2 en función del diámetro del eje D_1

$$D_2^2 = D_1^2 (1 + R) = S_c \text{ ----- (7)}$$

Por consiguiente el valor del diámetro exterior del cubo vale

$$D_2 = (1 + R)^{1/2} D_1 \text{ ----- (8)}$$

Pero

$$R = \left[\frac{S_{eje}}{S_{imp}} \right]^{1/3}$$

$$D_2 = \left[1 + \left[\frac{S_{eje}}{S_{imp}} \right]^{1/3} \right]^{1/2} D_1 \quad (88)$$

$$D_2 = \left[1 + \frac{S_{eje}}{S_{imp}} \right]^{1/6} D_1 \quad \text{----- (9)}$$

$$S_{imp} = 300 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{eje} = 800 \text{ Kg/cm}^2$$

$$D_1 = \text{Diámetro del eje} = 1.79 \text{ cm.}$$

$$D_2 = \text{Diámetro del cubo}$$

$$D_c = \left[1 + \frac{800}{300} \right]^{1/6} \quad (1.79)$$

$$D_c = 2.22 \text{ cm.}$$

CALCULO DEL ESPESOR DE LA CARCAZA

El cálculo del espesor de la carcaza debe hacerse en todos los casos. Sólo es útil en determinadas bombas de gran tamaño o de alta presión.

En bombas pequeñas o de baja presión, la resistencia exige un espesor tan pequeño que produciría dificultades para un buen colado de la fundición de hierro o de bronce.

El espesor depende del diámetro, D_2 , que tenga el círculo en consideración, de la carga P , que deba soportar en calidad de presión interna, uniformemente repartida y de la resistencia admisible a tracción fisuración, S , del material que hayamos de emplear.

$$e_{\text{carc}} = \frac{(P)(D_2)}{2S} \quad \text{-----} \quad (10)$$

$$r_3 = (1.03 \text{ a } 1.05) r_2 \quad \text{-----} \quad (11)$$

$$r_3 = \frac{1.04}{2} D_2$$

$$r_3 = \frac{(1.04)(0.102)}{2}$$

$$r_3 = 5.3 \text{ cm.}$$

$$e_{\text{carc}} = \frac{(P)(r_3)}{2S} \quad \text{-----} \quad (12)$$

Valores de S.

Para los materiales más comúnmente empleados vale:

Hierro dulce ----- S = 600 Kg/cm²

Fundición de hierro ----- S = 200 Kg/cm²

Fundición acerada ----- S = 225 Kg/cm²

Fundición de latón ----- S = 125 Kg/cm²

Fundición de bronce ordinario- S = 150 Kg/cm²

Fundición de bronce de cañon - S = 250 Kg/cm²

Espesores mínimos recomendados

Fundición ordinaria de hierro -- e_{mín} = 1.00 cm.

Fundición ordinaria de bronce -- e_{mín} = 0.30 cm.

Valores de la carga P.

La carga está representada por la altura manométrica, H, máxima - que puede desarrollar la bomba.

Al calcular el espesor de la carcasa debemos contar con un 20% - más de altura, que la máxima calculada.

Cada metro de altura manométrica que representa 1 tonelada por -- metro cuadrado solo representa 0.1 Kg/cm² en efecto, una columna de -- agua de 1 cm² de sección y de 1 metro de altura, contendrá 100 cm³ de agua, que, a peso específico igual a 1, pesará 100 g, es decir 0.1 Kg por lo tanto tomaremos la altura manométrica como 1/10 de su valor.

a).- En bombas de media y alta presión, se supone que habrá de - instalarse una válvula de retención que anule el golpe de - ariete sin transmitirlo a la bomba.

$$P = 1.2 (0.1 H) = 0.12 H \text{ Kg/cm}^2 \text{ ----- (13)}$$

b).- En bombas de baja presión ($H \approx 50$ m) hay que preveer la posibilidad que no haya válvula de retención y que deban de soportar el golpe de ariete.

Como al calcular la bomba, rara vez conocemos la forma en que va a ser instalada, por consiguiente ignoramos el valor del golpe de ariete, tomaremos el doble de la altura manométrica por consiguiente tenemos.

$$P = 2 (0.12 H) = 0.24 H \text{ Kg/cm}^2 \text{ ----- (14)}$$

$$P = 0.24 \text{ (15)}$$

$$P = 3.6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S = 200 \text{ Kg/cm}^2 \text{ para fundición de hierro.}$$

$$r_3 = 5.3 \text{ cm}$$

$$D_2 = 2 r_3$$

$$e_{\text{carc}} = \frac{P D_2}{2 S}$$

$$e_{\text{carc}} = \frac{(3.6) (5.3) (2)}{(2) (200)}$$

$$e_{\text{carc}} = 0.0954 \text{ cm}$$

Como el espesor es menor que el mínimo permisible para una buena fundición tomaremos el espesor mínimo admisible para el hierro fundido que es de 1 cm.

CALCULO DEL ESPESOR DEL ALABE

Espesor mínimo de los álabes

Los principios del cálculo son diferentes de los anteriores; no es una presión interna uniformemente repartida, por el contrario es -- una carga directa sobre una superficie de 1 cm. de longitud de álabe, sobre cuya superficie debe apoyar la carga.

Cada uno de los álabes soporta la misma carga, que no se reparte entre todos ellos.

Cuando existe la posibilidad de golpe de ariete se produjese has ta el interior de la bomba, hay que girar el impulsor en sentido contrario al normal, sin ofrecer ninguna resistencia.

En consecuencia la carga a considerar, con respecto a la altura manométrica, H, es:

$$p = \frac{0.12 H_m}{b_2} \text{ ----- (15)}$$

b_2 = Ancho del álabe

Repartido uniformemente sobre todo el ancho del álabe.

El esfuerzo del álabe empieza en su diámetro interno, D_1 , para - terminar en el diámetro externo, D_2 , de modo que el diámetro a consi- derar es la diferencia entre ambos.

$$D_m = D_2 - D_1$$

Por lo tanto el espesor mínimo de los álabes vale

$$e_{\text{álabe}} = \frac{p \cdot D_m}{2 S b_2} \text{ ----- (16)}$$

(93)

$$P = 0.12 H_m$$

$$P = 0.12 (15)$$

$$P = 1.8 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

$$D_m = 10.2 - 3.5 (\text{ cm})$$

$$D_m = 6.7 \text{ cm}$$

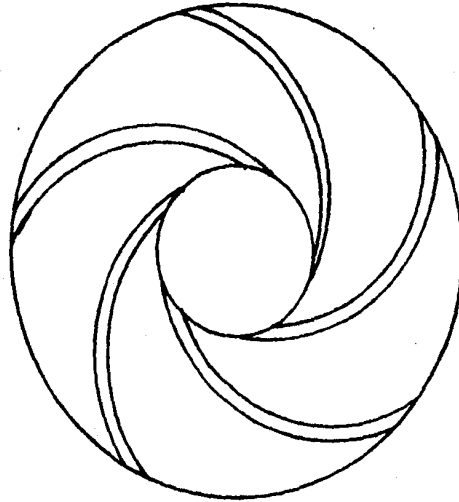
$$S = 150 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \text{ para bronce ordinario}$$

$$b_2 = 0.28 \text{ cm}$$

$$e_{\text{álabe}} = \frac{(1.8) (6.7)}{(150) (0.28)}$$

$$e_{\text{álabe}} = 0.28 \text{ cm}$$

Como el espesor es menor que el admisible para una buena colada de fundición tomaremos el espesor mínimo admisible para el bronce que es - de 0.30 cm.



FES - C	Tesis Profesional
I M P U L S O R	
Ricardo Perez Martinez Ruben Roberto Mansera Cruz	
Acat. en mm.	Esc. 1:1

CALCULO DE ESPESOR DEL PLATO CONDUCTOR

Este plato es el que unido al eje, transmite la potencia a todo el sistema.

De forma que, el espesor necesario vale

$$e_p = \frac{R}{R_e} = \frac{F}{(\pi) (S) (D_{eje})} \quad \text{----- (17)}$$

Donde

R = Resistencia que se opone a la transmisión de la potencia

R_e = Resistencia del material

Si tomamos la potencia en unidades de trabajo, es decir en Kg - m sobre segundo y dividimos el resultado por la velocidad tangencial del eje en m/seg tendremos una fuerza o carga en Kgf.

$$P = F V \quad \text{----- (18)}$$

$$P = 0.75 \text{ HP (75)} = 56.25 \text{ Kg - m / seg}$$

$$V = \omega r = \frac{(D_{eje}) (\pi) (n)}{60} \quad \text{----- (19)}$$

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60}$$

$$\omega = \frac{(2) (\pi) (3500)}{60}$$

$$\omega = 366.52 \text{ rad/seg}$$

$$D_{eje} = 2r$$

$$r = \frac{1.79}{2}$$

$$r = 0.895 \text{ cm}$$

$$V = (366.52) (0.00895)$$

$$V = 3.28 \text{ m/seg}$$

$$F = \frac{P}{V} = \frac{56.25}{3.28}$$

$$F = 17.15 \text{ Kgf}$$

$$S = 150 \text{ Kg/cm}^2 \text{ para bronce ordinario}$$

$$e_p = \frac{17.15}{(\pi) (150) (1.79)}$$

$$e_p = 0.020 \text{ cm}$$

Como el espesor es menor que el espesor mínimo admisible, tomaremos el mínimo admisible $e_p = 0.30 \text{ cm}$.

FLECHA

La función básica de la flecha en una bomba centrífuga es la de transmitir los momentos de flexión o torsión, que se presentan al arrancar y durante la operación mientras esta soportando el impulsor y demás partes giratorias.

La desviación de la flecha debe ser menor que el espacio libre mínimo que existe entre las partes estacionarias y giratorias.

Al diseñar la flecha, la desviación máxima permisible, la distancia entre apoyos, localización de las cargas, deben de considerarse igual que la velocidad crítica de diseño.

Generalmente las flechas están diseñadas para soportar el esfuerzo que se aplica al arrancar súbitamente una bomba.

La velocidad crítica es un factor importante para la selección de diámetros de flechas.

Cuando el impulsor o eje de la bomba gira a cualquier velocidad que corresponda a su frecuencia natural, los pequeños desequilibrios aumentaran, a estas velocidades se les llama velocidades críticas.

En el diseño de bombas teóricamente el conjunto giratorio es uniforme alrededor del eje de la flecha, y el centro de masa deberá coincidir con el eje de rotación, pero prácticamente no puede llevarse a cabo por dos razones:

- 1.- Existen pequeñas irregularidades de maquinado o fundición.
- 2.- Existe una variación de densidad del metal en cada parte.

Aún en bombas de flecha vertical que no tienen desviación radial que es causada por el peso de las partes, esta excentricidad del centro de masa produce una fuerza centrífuga y por lo tanto una desviación del conjunto giratorio.

A la velocidad a la cual la fuerza centrífuga excede a la fuerza elástica restauradora, el impulsor vibrara como si estuviera desbalanceado. Si se corre a esta velocidad sin fuerzas -- amortiguadoras, la desviación aumentara y hará que la flecha falle.

Una flecha rígida es la que trabaja con una velocidad de operación - más baja que su primera velocidad crítica.

Una flecha flexible es aquella que opera con una velocidad de operación más alta que su primera velocidad crítica.

En realidad la velocidad crítica de una flecha puede alcanzarse sin peligro porque las fuerzas de fricción tienden a reducir la desviación, - dichas fuerzas las ejercen el líquido circunvecino, la empaquetadura del estopero, las diversas juntas de escurrimiento internas, que trabajaran como cojinetes interiores lubricados con líquido.

Una vez que ha pasado la primera velocidad crítica, la bomba correrá con suavidad hasta que llega a la segunda velocidad crítica que corresponde a la oscilación propia del impulsor y así sucesivamente.

La velocidad de diseño para flechas rígidas es de 1750 rpm o menos.

La velocidad de diseño para flechas flexibles es de 3600 rpm, o más, la operación de la flecha a la velocidad crítica exacta no causara la falla de la flecha.

La cantidad de vibración que interviene depende principalmente del - desbalanceo existente de la flecha y de la masa giratoria.

Por dos razones se puede operar bombas centrífugas arriba de sus velocidades críticas.

- 1.- Se requiere muy poco tiempo para obtener la velocidad total desde el reposo.
- 2.- El líquido bombeado en la empaquetadura del estopero y de las juntas de escurrimiento internas actúa como fuerza amortiguadora en la vibración.

La desviación de la flecha depende del peso giratorio W , de la distancia entre los puntos de apoyo de la flecha, l , y del diámetro de la flecha, d , la siguiente fórmula es para el cálculo de la desviación estática la que solo afecta los cálculos de la velocidad crítica.

$$f = \frac{W l^3}{m E I} \quad (20)$$

Donde

f = desviación en cm.

W = peso del elemento giratorio en gr.

l = distancia entre apoyos en cm.

m = coeficiente que depende de los métodos del soporte de la flecha y de la distribución de la carga.

E = módulo de elasticidad de los materiales para flechas en Kg / cm^2 .

I = momento de inercia $d_4 / 64$ en cm^4 .

Esta fórmula es para una flecha de diámetro constante, para una flecha de diámetro variable, los cálculos de desviación son mucho más complicados. La desviación real de la flecha que debe determinarse para establecer los espacios libres internos mínimos permisibles, se deben tomar en cuenta todas las reacciones transversales hidráulicas en el impulsor, el peso real de los elementos giratorios y otras cargas externas.

No es necesario calcular la desviación exacta para hacer una comparación relativa de flechas, en vez de ello se desarrolla un factor que será representativo de la desviación relativa de la flecha.

Como la mayor parte del peso del impulsor está en la flecha y como los métodos de dar soporte y los módulos de elasticidad son comunes a diseños -- similares.

La desviación f , puede calcularse de la manera siguiente:

$$f = \frac{(1d^2)(l^3)}{d^4}$$

$$f = \frac{l^4}{d^2} \quad (21)$$

La desviación de la bomba varfa aproximadamente como la cuarta potencia de la distancia entre apoyos e inversamente proporcional con el cuadrado del diámetro de la flecha.

Por lo tanto entre más pequeño sea el factor l^4/d^2 , para cualquier

bomba dada, más baja será la desviación de la flecha entre los soportes. Para usos prácticos de la primera velocidad crítica, N_c , (RPM) puede -- calcularse como sigue:

$$N_c = \frac{187.7}{f^{1/2}} \text{ ----- (22)}$$

Para mantener los espacios libres interiores en los anillos de desgaste generalmente se desea limitar la desviación de la flecha de 0.125 a 0.150 mm.

Pero un diseño de la flecha que permita una desviación de 0.125 a 0.150 mm. tendrá una primera velocidad crítica de 2400 a 2600 RPM esta -- es la razón para usar flechas rígidas para bombas que operan a 1750 RPM o menos.

Mientras la velocidad de operación sea suficientemente diferente de la velocidad crítica y los espacios libres móviles que se hayan fijado -- convenientemente para admitir la holgura de la flecha poco importa si la primera velocidad crítica esta arriba o abajo de la velocidad de opera-- ción.

Determinación del tamaño de la flecha

Los diámetros de las flechas generalmente tienen dimensiones más -- grandes de lo necesario para transmitir el torque.

El diámetro de la flecha debe ser escalonado varias veces del extre-- mo del acoplamiento a su centro para facilitar el montaje del impulsor -- empezando con el diámetro máximo en la montadura del impulsor, hav un es-- calón para la manga de la flecha, otro para la tuerca externa de la fle-- cha, seguidos de varios más para cojinetes y acoplamientos.

Por lo tanto el diámetro de la flecha en el impulsor excede al requere-- rido por el esfuerzo de torsión en el acoplamiento, por lo menos de una cantidad suficiente para permitir todos los escalonamientos intermedios.

Como una bomba debe transmitir el caballaje total para toda la uni-- dad en serie, el diámetro de la flecha en su cojinete interior debe ser -- mayor que el diámetro normal.

Un método para reducir la desviación de la flecha, en el impulsor -- y en el estopero donde la concentricidad de los ajustes móviles es extremadamente importante, es aumentar considerablemente el diámetro de la flecha entre los cojinetes.

Este diseño permite acortar el espacio entre apoyos, permitiendo una unidad más compacta.

Las flechas de las bombas centrífugas se protegen contra el desgaste, erosión y corrosión, con manguitos para flechas renovables.

Para bombas muy pequeñas los manguitos para la flecha presentan algunas desventajas, como los manguitos no contribuyen a la resistencia de la flecha, en si ésta debe diseñarse para la resistencia al esfuerzo total - máximo.

El diámetro de la flecha se aumenta materialmente con la adición del manguito ya que el espesor de éste no puede reducirse más allá de un mínimo seguro.

Otras desventajas son las pérdidas hidráulicas y del estopero causadas por el diámetro efectivo de la flecha fuera de proporción con el tamaño de la bomba. Para eliminar estas deficiencias en bombas pequeñas se usan flechas de acero inoxidable ó algún otro material que sea suficientemente resistente a la corrosión para no necesitar el manguito de la flecha.

Las bombas que usan sellos mecánicos en vez de estoperos deberán tener flechas razonablemente rígidas para reducir la desviación a un mínimo.

Mantenimiento de la flecha

Durante la reparación de una bomba, se debe examinar cuidadosamente la flecha para ver si hay señales de desgastamiento o si existen irregularidades en los ajustes importantes, como son los calibres de los cubos del impulsor, debajo de la flecha y en los cojinetes.

La flecha puede dañarse por oxidación o picandose debido al escurrimiento bajo los impulsores o manguitos de la flecha.

Si la bomba esta equipada con baleros, la flecha se puede dañar al girar en el cojinete interior.

Si se usan chamuceras se puede gastar en los muñones o rayarse o -- aflojarse en su ajuste del acoplamiento.

Es importante verificar la condición de la flecha en los cuñeros la torcedura de la flecha, esfuerzo térmico excesivo, corrosión y un ajuste original imperfecto, puede aflojar los impulsores dando por resultado el desgaste del cuñero.

Después de la inspección visual de la flecha hay que verificar su -- concentricidad.

No deberá corregirse una flecha doblada o deformada, tampoco debe -- soldarse porque siempre se deformará.

Si el costo de una flecha es demasiado alto se puede reparar una -- flecha desgastada por metalización a chorro y retorneándola. Para hacer estas reparaciones hay que tomar en cuenta el material de la flecha y de los métodos de metalización a chorro.

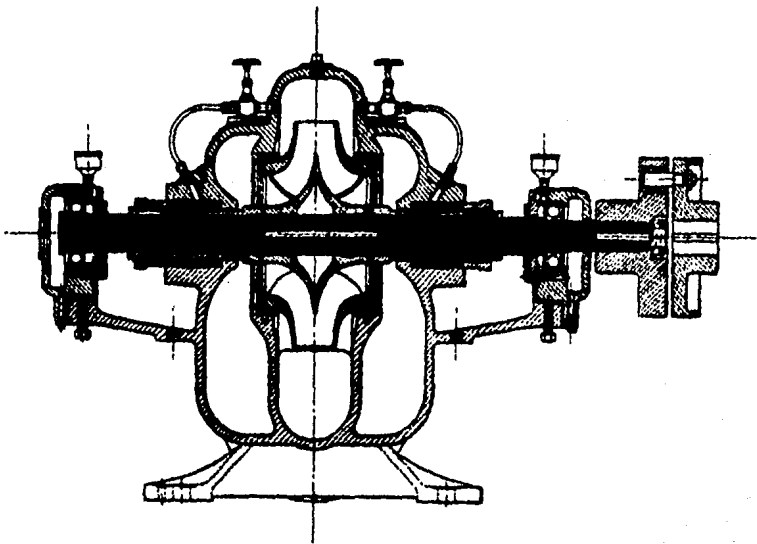


FIG. 2 FLECHA

CALCULO DE LA FLECHA

El diseño de la flecha se hace tomando en cuenta que debe transmitir una potencia sin vibraciones.

Se debe considerar el momento torcionante, el peso del impulsor y los --empujes radiales y axiales que actúan sobre el impulsor.

El tipo de carga más común existente en la flecha, es una combinación de flexión y torsión.

Si la flecha es sólida y tiene un momento torcionante, T, el esfuerzo --cortante será:

$$f_T = \frac{P I}{J} = \frac{16T}{\pi D^3} \text{ ----- (23)}$$

Si el máximo momento flexionante es, M, el esfuerzo será:

$$f_F = \frac{M Y}{I} = \frac{32M}{\pi D^3} \text{ ----- (24)}$$

Si ambos esfuerzos existen sobre la misma sección, el esfuerzo total será:

$$f_{\text{Máximo}} = \left[f_T^2 + \frac{f_F^2}{4} \right]^{1/2} \text{ ----- (25)}$$

$$f_{\text{máx}} = \left[\left[\frac{16T}{\pi D^3} \right]^2 + \frac{1}{4} \left[\frac{32M}{\pi D^3} \right]^2 \right]^{1/2} \text{ ----- (26)}$$

$$f_{\text{máx}} = \frac{16}{\pi D^3} \left[T^2 + M^2 \right]^{1/2} \text{ ----- (27)}$$

Tomando en cuenta que los esfuerzos varían debido a la rotación de la -- flecha y al tipo de carga a la que la flecha está sometida,

" The code for the desing of transmisión shafting " recomienda el uso - de los factores K_T y K_M .

$$f_{\text{máx}} = \frac{16}{\pi D^3} \left[\left[K_T T \right]^2 + \left[K_M M \right]^2 \right]^{1/2} \text{----- (28)}$$

Los valores de K_T y K_M estan dados en la siguiente tabla:

Naturaleza de la carga	K_M	K_T
Flechas estacionarias		
Aplicación gradual	1.0	1.0
Aplicación brusca	1.5 - 2.0	1.5 - 2.0

Naturaleza de la carga	K_M	K_T
Aplicación gradual constante	1.5	1.0
Aplicación brusca c/cambios leves	1.5 - 2.0	1.0 - 1.5
Aplicación brusca con fuertes cambios	2.0 - 3.0	1.5 - 3.0

El valor mínimo de K_M es 1.5 para cualquier carga en flechas rotatorias, la razón de esto es que los esfuerzos de tensión cambian de sentido, -- durante cada revolución de la flecha, la flecha permanece todo el tiempo pandeada en el mismo plano un punto de la flecha que esta en compresión cambia cuando la flecha gira 180° para ser comprimidos 180° después.

Par o momento torcionante

A partir de la potencia se deducirá la fórmula para el cálculo de el par o momento torcionante.

Si suponemos una fuerza F en Kg. que actúa en una circunferencia de radio r , en cm, y se mueve n veces por minuto alrededor del círculo el -- trabajo hecho por minuto sera:

$$\text{Trabajo} = \frac{(F) (2\pi r) (n)}{100} \text{ Kgm/min} \text{ ----- (29)}$$

Pero 4500 kgm/min equivalen a 1 cv, (caballo de vapor métrico = 75 - kgm/seg) Por lo tanto la potencia en cv, viene dada por:

$$\text{cv} = \frac{(F) (2\pi r) (n)}{100} \cdot 4500 \text{ ----- (30)}$$

$$\text{cv} = \frac{F n r}{71700} \text{ ----- (31)}$$

$$\text{cv} = \frac{Tn}{71700} \text{ ----- (32)}$$

r en cm, T en Kgm.

Siendo 71700 aproximadamente igual a $100 \times 4500/2 \times 3,14$

CALCULOS

Empuje radial

Peso del impulsor

Peso del cople

Peso de la flecha

Par torcionante

Empuje radial

Es la fuerza que ejerce el fluido descargado por el impulsor en la carcaza, el cual produce fuerzas hidráulicas que no siempre se equilibran.

En un diseño de cubierta de una sola voluta, actúan sobre el impulsor presiones uniformes o casi uniformes cuando la bomba se opera a su capacidad de diseño.

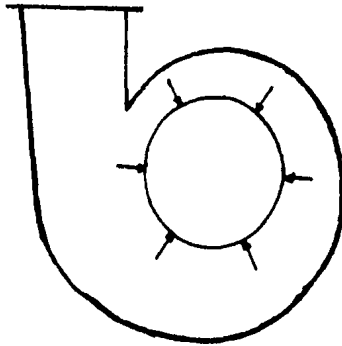


Fig. 3 Reacción radial cero en la cubierta de una sola voluta.

A otras capacidades, las presiones alrededor del impulsor no son uniformes y hay una reacción radial resultante, F .

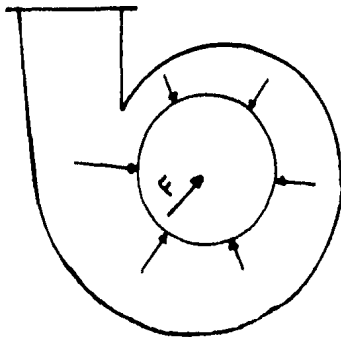


Fig. 4 Reacción radial en una cubierta de una sola voluta.

Una representación gráfica del cambio típico de esta fuerza con la capacidad de la bomba, en la cual se muestra que la fuerza es mayor en el cierre.

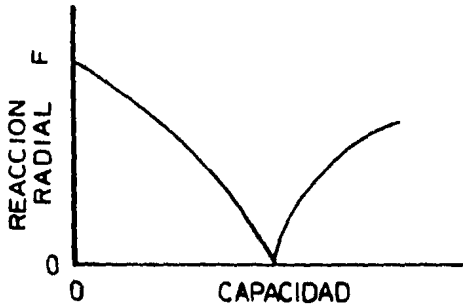


Fig. 5 Magnitud de la reacción radial en cubierta de una sola voluta

Para cualquier porcentaje de capacidad, la reacción radial es una función de la altura total de elevación y del ancho del impulsor incluyendo paredes y del diámetro del impulsor.

Así una bomba de gran altura de elevación con un impulsor de diámetro grande, tendrá una fuerza de reacción radial mucho mayor a capacidades parciales que con una bomba de poca altura de elevación y un impulsor de diámetro pequeño.

En una bomba de tipo difusor que tiene la misma tendencia para descomponerse por sobrecarga como una bomba de una sola voluta, la reacción se limita a un pequeño arco repetido alrededor de todo el impulsor, con las fuerzas por separado cancelándose unas con otras.

Debido al aumento de la operación de las bombas a capacidades reducidas se ha hecho necesario diseñar las unidades de norma para satisfacer esas condiciones.

Una solución es usar flechas y cojinetes más fuertes.

Pero esta solución no es económica.

Una solución práctica es un diseño de una voluta, que desarrolle una reacción radial mucho más pequeña a capacidades parciales, uno de éstos - es el diseño de una cubierta de doble voluta, también llamada voluta gemela o voluta dual.

La aplicación del principio del diseño de la doble voluta para neutralizar las fuerzas de reacción a capacidad reducida.

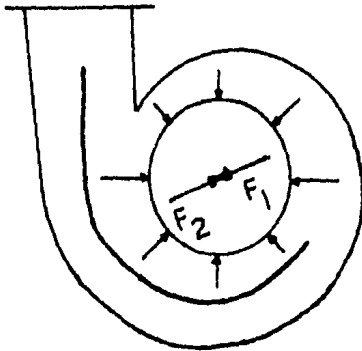


Fig. 6 Reacción radial en una bomba de doble voluta.

Este diseño consiste en dos volutas a 180°, un paso externo a la segunda y las dos en una descarga común.

Aunque existe un desequilibrio de presión a capacidad parcial a través de cada arco de 180°, las fuerzas F_1 y F_2 son aproximadamente iguales y opuestas por lo que producen si acaso muy poca fuerza radial sobre la flecha y los cojinetes.

Para la selección de baleros se tomará en cuenta el empuje radial,

CALCULO DEL EMPUJE RADIAL

El empuje radial se expresa

$$P = \frac{K H D_2 b_2}{2.31} \text{ ----- (33)}$$

P = Empuje radial en lb

H = Altura total en ft

D_2 = Diámetro del impulsor en pulgadas.

b_2 = Ancho del impulsor incluyendo paredes en pulgadas.

K = Constante experimental

$$K = 0.36 \left[1 + \left[\frac{Q}{Q_n} \right]^2 \right] \text{ ----- (34)}$$

Q = Capacidad cualquiera

Q_n = Capacidad normal

Esta fórmula nos da un empuje nulo a capacidad normal y máximo a válvula cerrada cuando $K = 0.36$.

El efecto de las fuerzas radiales en la carcaza es la flexión de la flecha que puede ocasionar su ruptura, así como un rápido desgaste en los anillos de rozamiento.

Se calculara el empuje radial para los datos obtenidos y posteriormente para espesores mínimos permisibles.

Para datos obtenidos

$$H = 15m = 49 \text{ ft}$$

(110)

$$D_2 = 0.102\text{m} = 4 \text{ pulg}$$

$$b_2 + 2 e_p = 0.0028 + 2(0.00020) = 0.126 \text{ pulg}$$

$$k = 0.36$$

$$P = \frac{K H D_2 b_2}{2.31}$$

$$P = \frac{(0.36) (49) (4) (0.126)}{2.31}$$

$$P = 3.84 \text{ lb}$$

$$P = 1.74 \text{ kg}$$

Para espesor mínimo permisible del plato

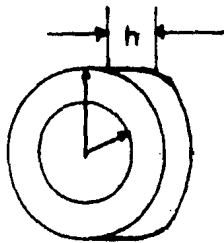
$$b_2 + 2 e_p = 0.0028 + 2 (0.0030) = 0.0088 = 0.346 \text{ pulg}$$

$$P = \frac{(0.36) (49) (4) (0.346)}{2.31}$$

$$P = 10.57 \text{ lb}$$

$$P = 4.79 \text{ kg}$$

Peso del impulsor



$$W = V \rho$$

W = Peso en kg

V = Volumen en m³

γ = Peso específico en kg/m³

Volumen de un cilindro circular recto

$$V = \pi r^2 h$$

$$r = D_2/2 = \frac{0.102}{2} = 0.051 \text{ m}$$

$$V = \pi (0.051)^2 (0.0081)$$

$$V = 0.0000662 \text{ m}^3$$

$$h = b_1 + 2 e_p$$

$$h = 0.0077 + (0.0002) 2$$

$$h = 0.0081 \text{ m}$$

Peso específico del bronce

De la tabla AT -3', del diseño de elementos de máquinas de V. W. Fairres.

Para bronce comercial 90% Cu, 10% Zn,

$$\gamma = 0.318 \text{ lb/pulg}^3 = 8.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$$

$$W = (0.0000662) (8.8 \times 10^3)$$

$$W = 0.583 \text{ kg}$$

CALCULO DEL MOMENTO TORCIONANTE

$$CV = \frac{T \cdot n}{71700}$$

$$T = \frac{(71700)(CV)}{n}$$

$$T = \frac{(71700)(0,76)}{3500}$$

$$T = 15,57 \text{ kgm}$$

Diámetro de la flecha basado únicamente en el momento torcionante.

$$d^3 = \frac{16 T}{\pi S} \quad (35)$$

Donde

d = diámetro de la flecha

T = momento torcionante

S = esfuerzo del material

$$d^3 = \frac{(16)(1557)}{(\pi)(800)}$$

$$d^3 = 9,91$$

$$d = 2,14 \text{ cm.}$$

$$d = 0,84 \text{ pulg.}$$

ACOPLAMIENTOS

Las bombas centrífugas están conectadas a sus impulsores por medio de acoplamientos, excepto para bombas conectadas en forma compacta, en las -- que el impulsor está montado en una extensión de la flecha.

Tipos de acoplamiento:

Acoplamientos rígidos

Acoplamientos flexibles

Acoplamientos rígidos:

Son aquellos que no permiten movimiento relativo axial o radial entre las flechas del impulsor y de la bomba. Conecta las dos flechas sólidamente, y las convierte en una sola flecha.

Estos acoplamientos están restringidos a bombas verticales.

Acoplamientos flexibles:

Son un dispositivo que conecta dos flechas, es capaz de transmitir -- torque de la flecha del impulsor a la flecha impulsada, permitiendo un pequeño desalineamiento (angular, paralelo o una combinación de ambos).

Hay una gran variedad de acoplamientos flexibles de bajo costo que -- están desplazando el uso de los acoplamientos rígidos. Además el tiempo -- necesario para alinear exactamente los ejes acoplados rígidamente, como -- el costo de producción bajo ciertas tolerancias, hace más económico el uso de los acoplamientos flexibles.

Hay gran variedad de acoplamientos flexibles, pero todos operan similarmente.

Los acoplamientos flexibles se agrupan en tres categorías:

Los que dependen del movimiento mecánico.

Los que dependen de la flexibilidad de los materiales.

Los que combinan ambas propiedades.

La vida de los acoplamientos depende por lo tanto de las características de desgaste de los materiales de contacto, o de la resistencia a la -- fatiga de los materiales flexibles.

La vida de estos se acorta en razón del desplazamiento angular de los ejes, o del escalonamiento entre ellos en caso de ser paralelos. Para seleccionar los acoplamientos flexibles se deben de considerar:

La potencia que va a transmitirse (rpm y momento de torsión).

El desplazamiento angular o paralelo de los dos ejes; si es permisible el contragolpe y el enrollamiento torsional, el aislamiento vibratorio, el aislamiento térmico, el aislamiento eléctrico, el medio de operación, el acceso para mantenimiento; si es permisible la lubricación periódica; si es posible retirar el acoplamiento sin mover los ejes de su sitio.

Para facilitar su selección, la mayoría de los fabricantes de acoplamientos establecen la capacidad de transmisión de éstos en HP por cada - - 100 rpm y citan un máximo permisible de rpm.

La capacidad de transmisión se puede determinar por la siguiente fórmula:

$$\text{HP por cada 100 rpm} = \frac{\text{HP impulsores} \times 100 \times \text{factor de servicio}}{\text{rpm del acoplamiento}}$$

El factor de servicio depende de la fuerza motriz que impulsa el sistema y del trabajo que éste realiza.

Fuerzas motrices que provienen de motores eléctricos o cargas como -- compresores centrífugos se consideran suaves y con un factor de servicio - igual a 1.

COJINETES

COJINETES

La función de los cojinetes es mantener la flecha en un alineamiento correcto con las partes estacionarias bajo la acción de cargas - radiales y transversales.

Los cojinetes se clasifican en:

- Cojinetes de alineación
- Cojinetes de empuje

Los cojinetes de alineación son aquellos cojinetes que dan colocación radial al impulsor.

Los cojinetes de empuje son aquellos que dan colocación axial al impulsor.

La mayoría de los cojinetes de empuje sirven como cojinetes de - empuje y de alineamiento.

Tipos de cojinetes

En el diseño básico de una bomba centrífuga se hace con dos o -- más cojinetes diferentes, ya sea por condiciones de servicio o por -- preferencia del cliente.

Para bombas de doble succión y de un solo paso generalmente se - utilizan dos cojinetes exteriores. Se utilizan cojinetes resistentes a la fricción que usan lubricación de grasa o aceite.

Los cojinetes generalmente se designan por su colocación como cojinetes exterior e interior.

Los cojinetes interiores son los que están colocados entre la carcaza y el acoplamiento.

Una bomba centrífuga con cojinetes en ambos lados, el cojinete de empuje generalmente se coloca en el extremo exterior y el cojinete de alineación en el extremo interior.

Los cojinetes están montados en una caja, generalmente soportada por ménsulas fijas a la carcaza de la bomba o formando parte de ella.

Esta caja también tiene la función de contener el lubricante - necesario para la operación apropiada del cojinete.

Debido al calor generado por el propio cojinete o al calor del fluido bombeado se utilizan algunos medios como radiación al aire - circunvecino para mantener la temperatura del cojinete dentro de - los límites apropiados.

Si los cojinetes tienen un sistema de lubricación forzada, el enfriamiento generalmente se obtiene circulando aceite por un enfriador separado de aceite o agua.

Los cojinetes de la bomba pueden ser rígidos o autoalineantes.

El cojinete autoalineante se ajusta automáticamente a un cambio en la posición angular de la flecha.

Los cojinetes resistentes a la fricción son aquellos cuyos casquillos exteriores están maquinados esféricamente o cuyas cajas permiten un ajuste esférico.

Los cojinetes más comunes a la resistencia de la fricción que se usan en bombas centrífugas son los diversos cojinetes de bolas.

Los cojinetes de rodillos se usan menos, aunque el cojinete esférico de rodillos se usa para tamaños grandes de flechas, para los que hay una selección limitada de cojinetes de bolas.

La mayoría de los cojinetes de bolas son apropiados sólo para cargas radiales, su uso en bombas centrífugas tiende a limitarse a las aplicaciones en las que no se requiere que resistan cargas radiales y de empuje combinadas.

En las bombas de doble succión en las cuales se supone que -- existe un equilibrio hidráulico, en la práctica raras veces se verifica este equilibrio de modo que hasta estas bombas están provistas de cojinetes de empuje.

La bomba centrífuga está sujeta a ciertas pequeñas irregularidades debido a la fundición que pueden causar diferencias en las - corrientes de remolinos que se originan en ambos lados del impulsor.

Como está alteración puede causar un empuje hidráulico axial, es necesario un cojinete de empuje que sea capaz de resistir el impulso en cualquier dirección para mantener el impulsor en su posición correcta.

La capacidad de empuje de un cojinete de una bomba centrífuga de doble succión, generalmente está excedida del equilibrio probable causado por las irregularidades.

Esta provisión se hace para preveer:

- 1.- El desgaste desigual de los anillos y de otras partes que pueden causar desequilibrio.
- 2.- El flujo del líquido dentro de los dos ojos de admisión puede ser desigual y causar desequilibrio debido a un arreglo impropio de la tubería de succión.

Cojinetes de bolas (baleros)

En los baleros la carga se lleva en un punto de contacto de la bola con la pista, pero en el punto de contacto no roza o desliza sobre la pista y no se genera calor apreciable.

Además el punto de contacto esta cambiando constantemente al rodar las bolas en la pista y la operación es prácticamente sin fricción.

Los baleros operados a una velocidad constante en teoría no necesitan lubricante, sin embargo ninguna velocidad es absolutamente constante, porque las condiciones que afectan a la velocidad siempre varían ligeramente.

Cada variación de velocidad hace que las bolas de un cojinete se retrasen o se adelanten en la pista debido a su inercia, en consecuencia se verifica una ligera acción de deslizamiento, casi inapreciable pero existente.

Otra condición limitante, es que el metal por muy duro que sea - sufre deformaciones pequeñas al recibir carga, perturbando el punto de contacto y agregando otra ligera acción de deslizamiento. Por esta razón debe darse alguna lubricación a los baleros.

Los baleros de empuje estan contruidos para resistir cargas pesadas por puro movimiento rodante en un punto angular.

La carga de empuje axial se distribuye por igual a todas las bolas a lo largo de la pista y la carga individual de cada fila es solo una pequena fracción de la carga de empuje total.

En estos cojinetes es esencial que las bolas esten espaciadas uniformemente, para esto se utiliza una jaula de retén entre las bolas y el carril interior y exterior.

Esta jaula no recibe carga, pero el contacto entre la caja y la bola produce fricción de deslizamiento que genera una pequena cantidad de calor. Por esta razón los cojinetes de bolas de empuje tienen chaquetas de agua.

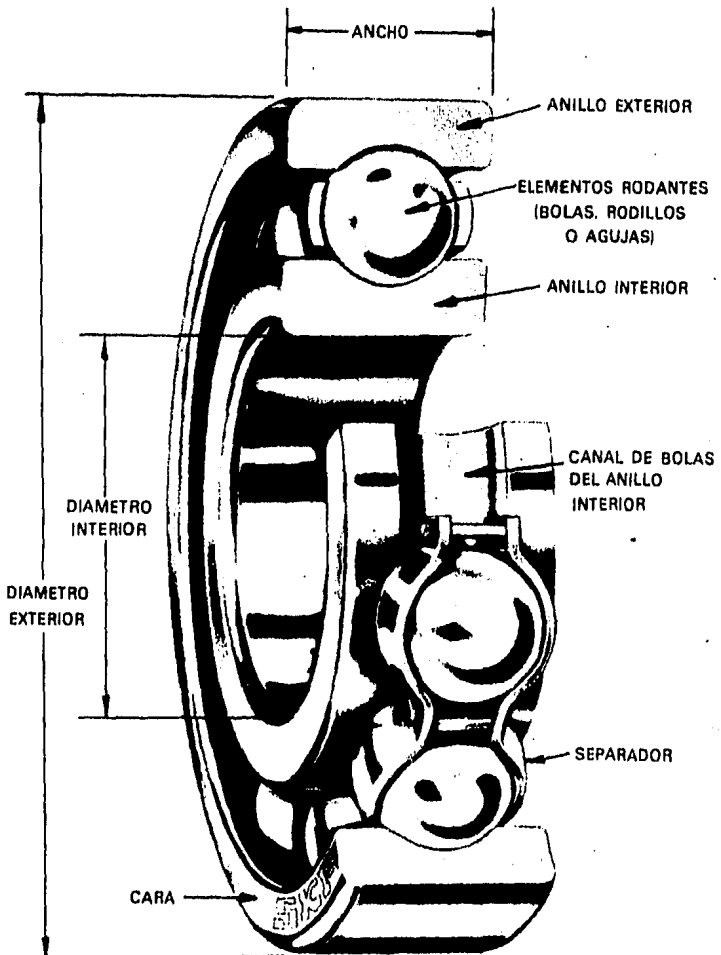


FIG. I

Tipos y aplicaciones:

Los baleros más comúnmente usados en bombas centrífugas son:

- Baleros de una sola hilera y surco profundo.
- Baleros de doble hilera y surco profundo.
- Baleros de doble hilera y oscilante.
- Baleros de contacto angular de una o dos hileras.

Los baleros sellados, los baleros adaptadores y otras modificaciones, tienen aplicaciones especiales.

Los baleros sellados prelubricados requieren atención especial si la unidad en la que se instalan no operan durante largo tiempo.

Baleros de una sola hilera con surco profundo.

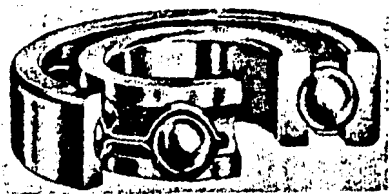


FIG. 2

Es el balero más comúnmente usado en bombas centrífugas, excepto para tamaños grandes.

Tienen aplicación tanto para cargas radiales, de empuje como combinadas, pero requiere un cuidadoso alineamiento entre la flecha y la caja en que esta montado el cojinete.

Balero de doble hilera y surco profundo.

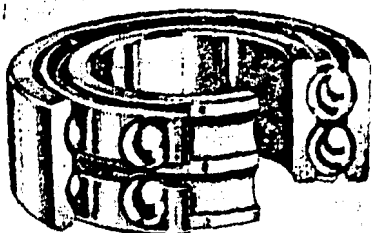


FIG. 3

Son dos baleros de una sola hilera colocados lado a lado, tiene -- más capacidad tanto para cargas radiales como de empuje. Se usari fre-- cientemente cuando la carga es mayor que la permitida para un balero de una sola hilera.

Balero de doble hilera y oscilante.

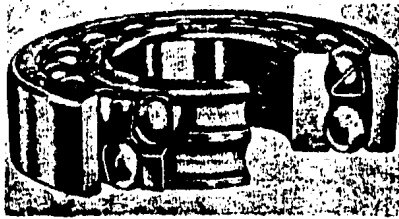


FIG. 4

El balero oscilante tiene más aplicación para cargas pesadas, altas velocidades, separación larga entre cojinetes y sin empuje terminal por esta razón se adapta como cojinete de alineación en bombas centrífugas .

Su doble hilera de bolas corre en surcos fijos en el carril interior o de la flecha, su carril exterior está acabado en un asiento esférico, cualquier vibración o deformación de la flecha se compensa en este cojinete que opera como un pivote.

Balero de contactor angular.

Este tipo de balero opera bajo un principio que lo hace bueno para cargas pesadas de empuje.

El balero de contacto angular de una sola hilera es aplicable para empuje de una sola dirección.

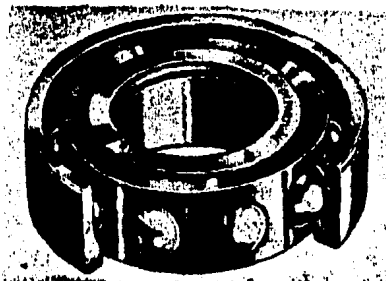


FIG. 5

El balero de contacto angular de doble hilera puede soportar empuje en ambas direcciones.

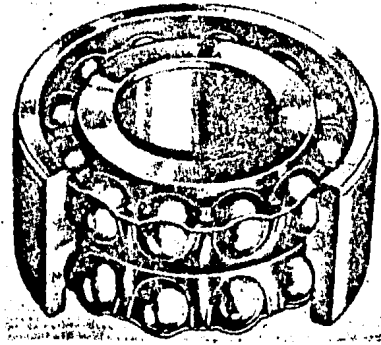


FIG. 6

Si se usan dos baleros separados hay que tener cuidado para montarlos correctamente en la flecha.

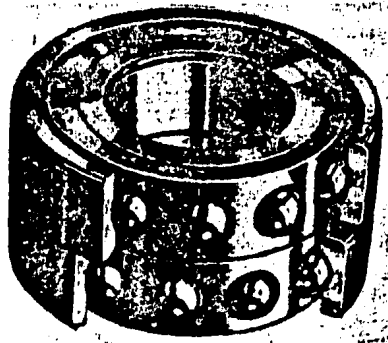


FIG. 7

El balero de una sola hilera de contacto angular se puede usar -- por separado en bombas centrífugas solo si el empuje es en una sola -- dirección.

Su campo de acción esta limitado a bombas verticales.

Tipos de cojinetes de rodillo.

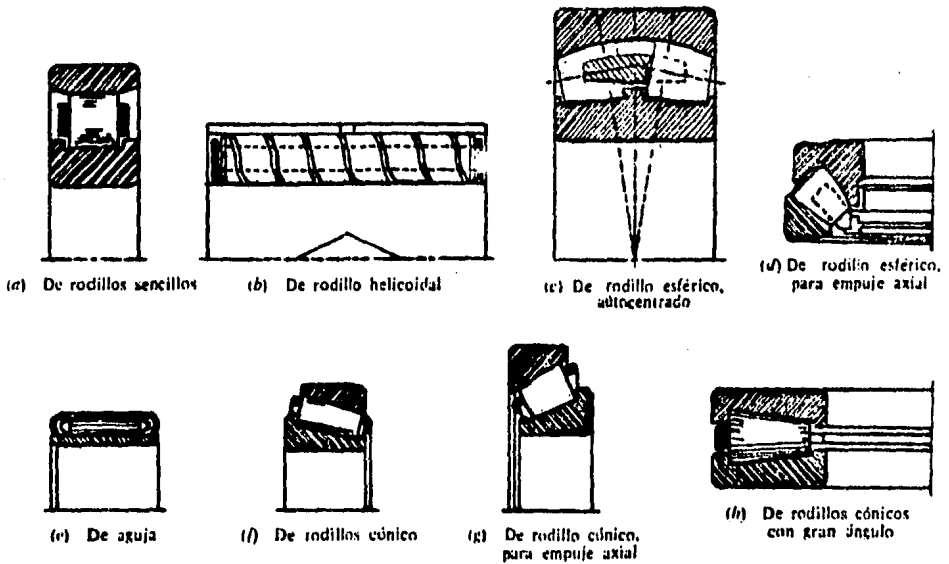


FIG. 8

En la figura anterior se representan algunos de los muchos tipos de cojinetes de rodillos existentes.

Cojinetes de rodillos rectos (a)

Pueden soportar una carga mayor que los cojinetes de bolas del mismo tamaño, debido a la mayor superficie de contacto, tienen la desventaja de requerir una geometría casi exacta de rodillos y canales,-- un ligero descentramiento de ellos hace que los rodillos se tuerzan y salgan de la línea.

Los cojinetes de rodillos rectos no pueden soportar ninguna carga axial.

Rodillos helicoidales (b)

Se obtienen enrollando pletinas sobre rodillos, templándolos y rectificándolos después, por su inherente flexibilidad puede soportar un descentramiento considerable.

Rodillos esféricos para carga axial (d)

Es útil para cargas pesadas y descentramientos, los elementos esféricos tienen la ventaja de aumentar su contacto cuando se aumenta la carga.

Cojinetes de agujas (e)

Son muy útiles cuando el espacio radial es limitado. Tienen capacidad de carga muy alto cuando se emplean separadores, se pueden sin ellos.

Cojinetes de rodillos cónicos (f, g, h)

Combinan las ventajas de los cojinetes de bolas y los de rodillos rectos ya que pueden soportar cargas radiales y axiales o cualquier combinación de ambas y además tienen la capacidad de carga de los cojinetes de rodillos rectos.

Selección de baleros

Se deben de tomar en cuenta las siguientes consideraciones para seleccionar el tipo de cojinete a utilizar.

Cada uno de estos tipos tiene características adecuadas para ciertas aplicaciones. Aunque algunas veces la selección puede presentar -- problemas complejos que requieren una considerable experiencia las consideraciones son las siguientes:

- 1.- Para bomba centrífuga no muy grandes, se emplean generalmen--te baleros de bolas.
Los cojinetes de bolas son más económicos en tamaños peque--ños y cargas livianas, mientras que los cojinetes de rodillos son menos costosos en los tamaños mayores y más altas cargas.
- 2.- Los cojinetes de rodillos operan de manera más satisfactoria que los de bolas bajo cargas de impacto.
- 3.- En el caso de existir desalineamiento entre el bastidor y el eje se deben usar un cojinete autoalineador de bolas o un cojinete de rodillos esféricos.
- 4.- Los cojinetes axiales de bolas solo se deben someter a cargas de puro empuje. A altas velocidades es mejor usar rodamien--tos de surco profundo o con contacto angular aún para casos -de puro empuje.
- 5.- Los cojinetes autoalineadores de bolas y de rodillos cilíndri--cos tienen muy bajos coeficientes de fricción.
- 6.- Los cojinetes de surco profundo se consiguen de tipo sellado pudiéndose prelubricar para operar sin atención por largos pe--ríodos.

Carga existente.

La carga de una bomba es la resultante de fuerzas radiales y axiales.

Debido a estas diferentes condiciones de aplicación es conveniente definir una carga radial equivalente a carga ficticia, P.

La ecuación para carga radial equivalente es la siguiente.

$$P = X F_r + Y F_a \text{ -----(1)}$$

P = Carga radial equivalente, en Kg

F_r = Carga radial aplicada, en Kg.

F_a = Carga axial aplicada, en Kg.

X = Coeficiente radial.

Y = Coeficiente axial.

Los coeficientes X y Y dependen de la forma geométrica del cojinete incluyendo el número de bolas y diámetro de la bola.

Tipo de cojinete -----	X_1	Y_1	X_2	Y_2
Cojinetes de bolas de contacto radial.	1	0	0,5	1,4
Cojinetes de bolas de contacto angular, con ángulo pequeño.	1	1,25	0,45	1,2
Cojinetes de bolas de contacto angular, con ángulo pronunciado	1	0,75	0,4	0,75
Cojinetes de bolas de doble fila y duplex (tipo DB ó DF)	1	0,75	0,63	1,25
Cojinetes de rodillos esféricos (serie 22 ó 30)	1	2,5	0,67	3,7
Cojinetes de rodillos esféricos (serie 23, 31 y 32)	1	2,0	0,67	3,0
Cojinetes de rodillos cónicos, una sola fila, tipo TS	1	0	0,4	1,8
Cojinetes de rodillos cónicos, una sola fila, gran ángulo tipo TSS	1	0	0,4	1,0
Cojinetes de rodillos cónicos, doble fila	1	1,6	0,67	2,5

Tabla 1

En la tabla 1 se han obtenido dos valores de X y Y.

Debe emplearse siempre el par de valores que den la carga más alta.

Debido a que en bombas se ha reducido grandemente el empuje axial debido a los procedimientos de balanceo hidráulico, por ello se considera sólo la carga radial ya que en los baleros de una sola hilera, la carga axial no empieza a influir sobre la carga equivalente hasta que la relación F_a/F_r pasa de cierto valor.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.32 \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 0.32 \quad \text{se tiene} \quad P = F_r \quad \text{-----} \quad (2)$$

Por consiguiente la carga equivalente P nunca es inferior a la carga radial F_r .

Duración de los cojinetes.

La fatiga es la única causa de fallo cuando el cojinete esta adecuadamente, montado y sellado contra la entrada de polvo o suciedad -- que le mantiene esta condición.

La duración de los cojinetes se define como el número total de revoluciones o como el número de horas a una velocidad constante dada a la que funciona el cojinete hasta que aparece la primera evidencia de fatiga.

Los catálogos de baleros dan la relación C/P para los valores propios de duración de funcionamiento y velocidad de operación en rpm, -- donde C es la carga dinámica.

Por lo tanto la duración de un cojinete sometida a una carga radial P es:

$$\frac{C}{P} = L^{1/3} \quad \text{-----} \quad (3)$$

Selección de baleros

De acuerdo a los cálculos de cargas radiales y axiales son las siguientes:

$$F_r = 4.79 \text{ Kg}$$

$$F_a = 1.69 \text{ Kg}$$

Por lo tanto:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1.69}{4.79} = 0.35$$

La carga existente (P)

$$P = X F_r + Y F_a$$

De la tabla 1 del catálogo SKF para cojinetes de bolas de contacto radial,

$$Y = 1.4$$

$$P = 4.79 + 1.4 (1.69)$$

$$P = 7.1 \text{ Kg}$$

Al calcular el tamaño de los rodamientos de una máquina, es a menudo difícil determinar la duración que debe ser considerada como necesaria. Por lo tanto para determinar esta duración es necesario recurrir a la experiencia.

Según SKF la duración en horas de funcionamiento para bombas - es de 40,000 a 60,000.

Tomando un promedio

$$D_h = 50,000 \text{ horas de funcionamiento}$$

De la tabla 3 del SKF seguridad de carga C/P para diferentes duraciones expresadas en horas de funcionamiento y para diferentes velocidades,

Para 50,000 horas de funcionamiento y 3,500 rpm

$$\frac{C}{P} = 22.05$$

Por lo tanto la carga dinámica será:

$$C = 22.05 (7.1)$$

$$C = 156.84$$

Con este valor se selecciona el balero.

P A R T E S M E N O R E S

E S T O P E R O S

El estopero es una de las partes más importantes de una bomba cen-
trífuga, su función principal es proteger a la bomba del escurrimiento
en el punto en que la flecha atraviesa la carcasa de la bomba,

Esta función varía cuando la bomba maneja una elevación de succión
y si la presión en el interior del estopero es inferior a la atmosféri-
ca, la función del estopero es evitar la entrada del aire a la bomba.
Si la presión del estopero es superior a la presión atmosférica, la --
función del estopero es evitar el escurrimiento del líquido fuera de -
la bomba.

Partes constitutivas del estopero.

- Jaula de sello o anillo de cierre hidráulico.
- Empaquetadura del estopero o estopadas.
- Prensaestopas.

- Jaula de sello.

Cuando la bomba opera con una altura de succión negativa, el ex--
tremo interior del estopero está sujeto al vacío y el aire tiende a me-
terse dentro de la bomba. Para este servicio, la empaquetadura esta -
dividida en dos secciones por una jaula de sello hidráulico. Es un a-
nillo con perfil de doble "T" con cierto número de orificios que perfo-
ran el alma de la "T" en número no menor que cuatro, entra con ajuste
forzado ligero, en la caja de estopas y giratorio holgado con respecto
al eje.

Dentro de las alas de la "T" hay en la caja de estopas, un orifi-
cio roscado, (2), donde se monta el racor y el tubo de alimentación
a presión.

- Empaquetadura del estopero (3)

La empaquetadura del estopero es un dispositivo de abatimiento -- de presión.

La empaquetadura debe ser algo plástica de tal modo que pueda ajustarse para una operación adecuada.

La empaquetadura también debe de absorber energía sin dañar la flecha o inutilizarlos.

Existen muchas clases de materiales distintos de empaquetadura -- como son empaquetaduras metálicas (Babbit, laminillas de cobre, laminillas de aluminio) en la actualidad se emplean las empaquetaduras de algodón grafitado.

Si la bomba lleva anillo de cierre hidráulico, el número de anillos de estopada es de dos o tres al exterior, y uno solo al interior del anillo. Si no lleva anillo de cierre hidráulico, el número de estopadas es mayor entre cuatro y seis.

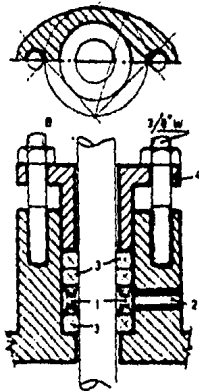


FIG. 1 Prensaestopas

- Prensaestopas (4)

Es un cilindro construido en bronce o latón, que tiene las dimensiones de la caja de estopas y que entra muy holgado en el eje o en la camisa de protección,

Con frecuencia la superficie interna en contacto con las estopadas es cónica hacia el interior, con una inclinación entre 45° y 60° con respecto al eje, el exterior es una brida oval.

Va sujeto, pero no apretado fuertemente con dos tornillos rosca-- dos a la caja de las estopas, y tuercas exteriores.

Es frecuente apretar el prensaestopas al máximo para que no go-- teen lo cual es un error.

La misión del estopadas es impedir la entrada de aire en la zona de aspiración (o vacío), pero nunca se ha dicho que sirvan para evitar totalmente la salida del agua siquiera en muy pequeñas cantidades.

Un prensaestopas nunca debe ser apretado al tope, puede ser apretado con los dedos. Sus tuercas deben apretarse por igual manera que la prensa entre paralela al eje, sin rozarlo, porque de otra forma con sumiría más potencia de la prevista y arriesgaría dañar el eje.

En las bombas corrientes el prensaestopas debe de gotear con una frecuencia no mayor de un segundo cuando la bomba está parada y cargada de agua.

En bombas provistas de cierre hidráulico en los prensas, que sirve para evitar con mayor eficacia la entrada de aire, la presión del - cierre hidráulico, transmitida desde el lado del impulsor, hace que la posibilidad de goteo sea mucho mayor, llegando incluso a chorrear leve mente, esto no puede ni debe ser evitado.

El prensaestopas se clasifica en dos formas:

- Prensaestopas sólidos
- Prensaestopas divididos

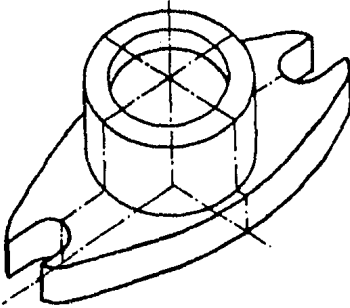


FIG. 2 Prensaestopas Sólido

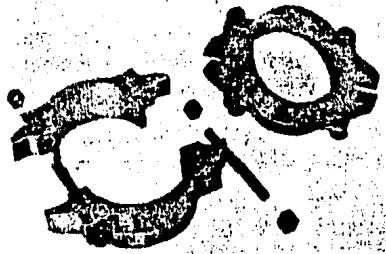


FIG. 3 Prensaestopas Dividido

Los prensaestopas divididos estan hechos en mitades para que se puedan sacar de la flecha sin desmantelar la bomba, dejando así más espacio libre cuando se estan reemplazando los estoperos, son convenientes cuando la bomba se tiene que estar reemplazando con frecuencia especialmente si el espacio entre la caja y el cojinete es restringido.

Los prensaestopas divididos son un refinamiento de construcción más que una necesidad y por lo regular no se utilizan en bombas pequeñas.

ANILLOS DE DESGASTE

La función del anillo de desgaste es la de tener un elemento fácil y barato de remover en aquellas partes en donde, debido a las cerradas holguras que se producen entre el impulsor que gira y la carcaza que es la parte estacionaria, la presencia de desgaste es casi segura.

De esta forma en lugar de tener que cambiar todo el impulsor o la carcaza solamente se quitan los anillos, los cuales pueden estar montados a presión en la carcaza o en el impulsor o en ambas.

Los anillos de desgaste no son caros para bombas pequeñas especialmente si son de simple succión.

Tipos de anillos de desgaste

Existen varios tipos de anillos de desgaste y su selección del tipo más apropiado depende:

- Del líquido manejado.
- Presión a través de la junta de escurrimiento.
- Del diseño de la bomba.
- Velocidad de fricción

Las construcciones más comunes de anillos de desgaste son:

- Anillos planos
- Anillos en forma de L
- Anillos de laberinto

Los anillos de desgaste se localizan en el ojo del impulsor o en la periferia del impulsor.

Los anillos de desgaste deben de tener una mínima separación con respecto al impulsor para reducir al mínimo las fugas, que son una de las causas principales de desgaste, el material del anillo será un bronce distinto al del impulsor.

El diámetro interior del anillo de desgaste es igual a la suma del diámetro de entrada del impulsor (D_1) más el 1.5 del espesor del plato conductor.

$$D_1 = 3.5 \text{ cm.}$$

$$e_p = 0.30 \text{ cm. espesor mínimo de colada.}$$

Por lo tanto el diámetro interior del anillo de desgaste es:

$$\begin{aligned} \text{Diámetro del anillo de desgaste} &= 3.5 + 1.5 (0.30) \\ &= 3.95 \text{ cm.} \end{aligned}$$

El diámetro exterior del anillo de desgaste es el radio r_3 anteriormente calculado cuyo valor es 5.3 cm.

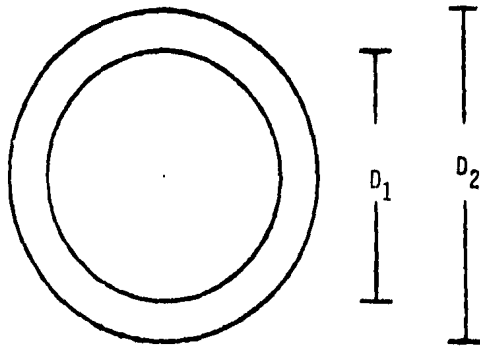


FIG. 4 Anillo de Desgaste

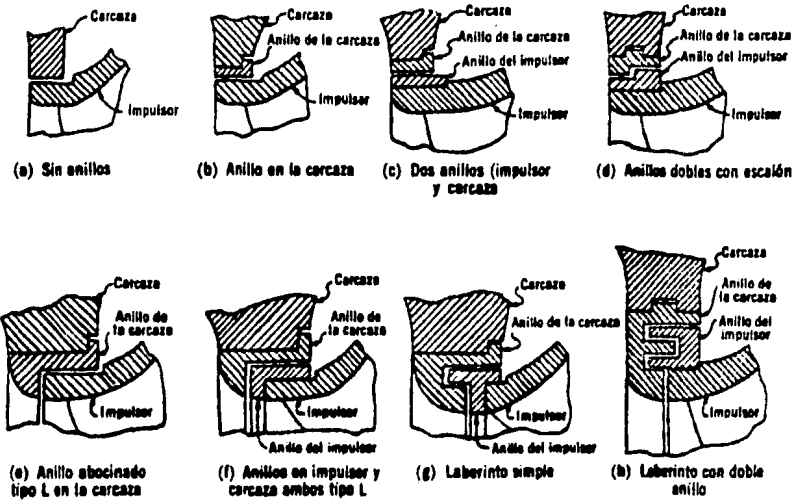


FIG. 5 Diferentes Tipos de Anillos de Desgaste

EMPUJE AXIAL

Y

GAVITACION

EMPUJE AXIAL

Las presiones generadas por una bomba centrífuga ejercen fuerzas -- tanto en sus partes estacionarias como giratorias.

El empuje axial hidráulico es la suma de las fuerzas del impulsor -- no equilibradas que actúan en dirección axial.

Actualmente se cuenta con cojinetes de empuje axial, por lo que el empuje axial en bombas de un solo paso se considera problema sólo en -- las bombas más grandes.

Teóricamente, un impulsor de doble admisión está en equilibrio hi-- dráulico axial con las presiones de un lado iguales y contrarestando -- las del otro, como se muestra en la siguiente figura, (1).

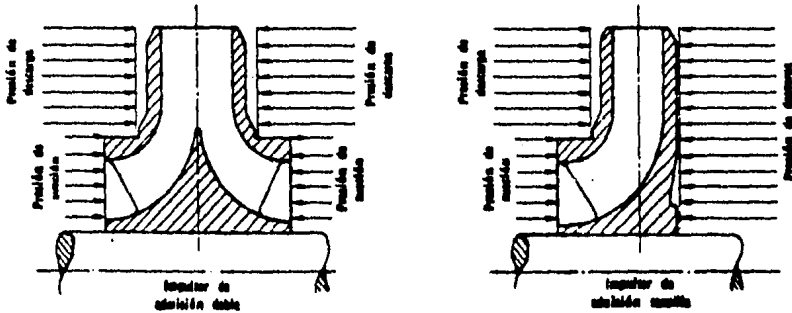


FIG. 1 Origen de la presión que actúa en las cajas de los impulsores para producir el Empuje - Axial.

En la práctica este equilibrio no puede lograrse por lo siguiente:

- 1.- Los ductos de succión a los dos ojos de succión puede no proporcionar flujos iguales a los dos lados.
- 2.- Las condiciones externas, como que un codo esté muy cerca de la boquilla de succión de la bomba puede causar flujos desiguales a los ojos de succión.
- 3.- Los dos lados de la cubierta de descarga pueden no estar simétricos o el impulsor puede estar colocado fuera del centro.
- 4.- El escurrimiento desigual a través de las dos juntas de escurrimiento tenderá a alterar el equilibrio.

Combinados estos factores crean un desequilibrio axial definido.

Para compensar esto todas las bombas centrífugas tienen cojinetes de empuje.

El impulsor ordinario, de una sola admisión y flujo radial con la flecha que pasa por el ojo del impulsor, está sujeto a un empuje axial porque una parte de la pared frontal esta expuesta a la presión de succión, exponiendo por lo tanto, relativamente más superficie de la parte posterior a la presión de descarga. Si la presión de la cámara de descarga fuera uniforme en toda la superficie del impulsor, la fuerza axial que actúa hacia la succión sería igual al producto de la presión neta generada por el impulsor y el área anular desequilibrada.

La magnitud del empuje axial se calcula con la siguiente fórmula:

$$T = (A_i - A_s) (P_i - P_s)$$

Donde

T = Empuje axial, en lb

A_i = Area, correspondiente al diámetro interior del anillo desgaste, en pulg.²

A_s = Area de la camisa de la flecha, tomando su diámetro en el estopero, en pulg.²

P_s = Presión de succión, en lb/pulg.²

P_i = Presión existente en la pared posterior del impulsor a un diámetro D_p en, lb/pulg.²

La presión existente entre el anillo del impulsor y el anillo de desgaste es menor que la presión existente en la voluta.

Esta reducción en la presión se debe a la rotación del líquido en el espacio comprendido entre las paredes del impulsor y de la carcasa.

Usualmente se supone que el líquido en este espacio gira a la mitad de la velocidad angular del impulsor.

La presión en la voluta se puede obtener deduciendo de la carga total de la bomba, la energía cinética del líquido en la voluta.

Para este cálculo se desprecia la pérdida de carga debida a la fricción en la voluta y la carga de velocidad en la boquilla de descarga.

Por lo tanto la presión en la voluta será:

$$H_v = H - \frac{C_3^2}{2g}$$

$$C_3 = K_3 (2gH)^{1/2}$$

$$H_v = H (1 - K_3^2)$$

Donde

H = Altura manométrica

C_3 = Velocidad promedio de la voluta

g = Gravedad

(142)

K_3 = Factor de diseño experimental que varía con la velocidad específica de la bomba. En la siguiente figura se muestran estos valores.

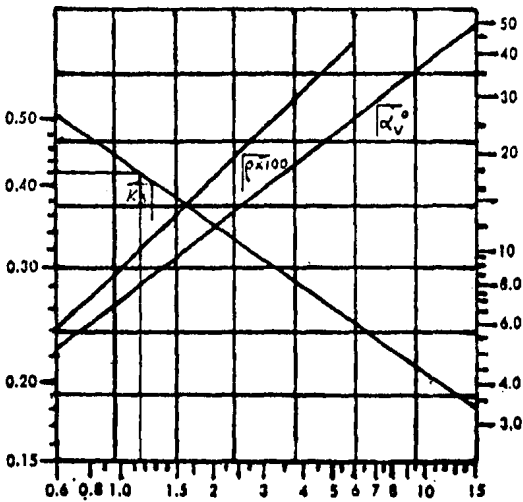


FIG. 2

Para nuestro cálculo

De la gráfica anterior para una $N_s = 1144$ rpm

$$K_3 = 0.42$$

(143)

Por lo tanto la presión en la voluta es:

$$H_V = 15 (1 - 0.42^2)$$

$$H_V = 12.35 \text{ m}$$

La presión en los anillos de desgaste esta dada por la siguiente --
relación:

$$H_L = H (1 - K_3^2) - \frac{U_2^2 - U_r^2}{8g}$$

$$U_r = wr$$

Donde

. U_r = velocidad periférica del anillo del impulsor

Para nuestro diseño

$$H_L (1 - K_3^2) = 12.35 \text{ m}$$

$$U_2 = 18.69 \text{ m / seg.}$$

$$w = 366.47 \text{ rad / seg}$$

$$r = 0.01975 \text{ m}$$

Por lo tanto

$$U_r = (366.47) (0.01975)$$

$$U_r = 7.23 \text{ m / seg}$$

Entonces

$$H_L = 12.35 - \frac{18.69^2 - 7.23^2}{8 (9.81)}$$

(144)

$$= 8.56 \text{ mca}$$

$$H_L = 0.856 \text{ Kg / cm}^2$$

Suponiendo que el empuje axial sea uniforme sobre toda el área --- usaremos el valor antes calculado (H_L) para su cálculo.

Area del anillo del impulsor

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (3.95)^2$$
$$= 12.25 \text{ cm}^2$$

Area de la camisa de la flecha

El objeto de la camisa de la flecha es proteger a la flecha contra la corrosión, erosión y desgaste por el uso.

La camisa de la flecha se desgasta, pero es fácil reponerla, se -- usa en casi todas las bombas, a excepción de las muy pequeñas, en las - cuales podría resultar desventajoso porque habría que aumentar el ojo - del impulsor.

Por lo tanto usaremos el diámetro de la flecha

$$A = \frac{\pi}{4} (2.14)^2$$

$$A = 3.59 \text{ cm}^2$$

$$T_1 = P_s A_1$$

$P_s = 0.3806$ valor máximo de presión de succión a la carga dada --
obtenido en la práctica realizada en el laboratorio.

$$T_1 = (0.3806) (12.25)$$

$$= 4.66 \text{ Kg}$$

$$T_2 = P_1 (A_1 - A)$$

$$= (0.856) (12.25 - 3.59)$$

$$= 7.41 \text{ Kg}$$

$$\text{Empuje axial} = T_2 - T_1 = 7.41 - 4.66$$

$$= 2.75 \text{ Kg}$$

El empuje axial real es algo menor que el valor dado en la ecuación anterior, porque existe una fuerza debida al cambio de dirección del agua el cual es casi de 90° esta fuerza se opone al empuje axial.

El valor de esta fuerza es igual a:

$$F = 2 A_e \frac{\rho \cdot C_{m1}^2}{2g}$$

Donde

A_e = área del ojo del impulsor

C_{m1} = velocidad meridional a través del ojo del impulsor.

ρ = peso específico del agua.

g = gravedad

(146)

$$C_{m1} = 3.30 \text{ m / seg}$$

$$\gamma = 1000 \text{ Kg / m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m / seg}^2$$

$D_1 = 0.035 \text{ m}$ diámetro interior del impulsor

$$A_e = \frac{\pi}{4} (0.035)^2$$

$$A_e = 0.0009621 \text{ m}^2$$

Por lo tanto

$$F = 2 (0.0009621) (1000) \frac{3.30^2}{2 (9.81)}$$

$$F = 1.06 \text{ Kg}$$

Por lo tanto

$$\text{Empuje axial real} = 2.75 - 1.06$$

$$= 1.69 \text{ Kg}$$

CAVITACION

Entre los factores más importantes que efectúan la buena operación o funcionamiento de una bomba centrífuga, están las condiciones existentes en la succión, alturas de succión exageradas, por regla general, -- reducen la capacidad de funcionamiento y la eficiencia de una bomba centrífuga y puede originar serios problemas o dificultades debidas a la presencia del fenómeno de cavitación.

Por mucho tiempo se considero y se sigue considerando que 4.60 Mts. al nivel del mar, manejando agua limpia y fría (15.6°C de temperatura) es la altura máxima de succión conveniente para el buen funcionamiento de una bomba centrífuga; sin embargo en la actualidad se dice que una - bomba centrífuga es capaz de trabajar correctamente con alturas de - -- succión o aspiración mayores de 4.60 Mts. si tales alturas han sido fijadas convenientemente.

Por el hecho de considerar de tanta importancia los límites de la succión es por lo que los fabricantes de bombas centrífugas construyen curvas límites de altura de aspiración; para cada bomba en particular - deduciendo estas en forma experimental.

La razón para tanto interés en limitar la altura de aspiración es la influencia tan decisiva que tiene está, tanto en el gasto elevado - como en la eficiencia de una bomba centrífuga; tal como se ha comprobado por la experiencia y cuyos resultados han quedado consignados en la siguiente tabla, (1)

Altura de succión (mts)	Gasto elevado (lts/seg)	Altura de descarga (mts)	Eficiencia mecánica (%)
4.60	44.3	100.6	77
5.50	43.2	100.6	76
6.40	33.1	100.6	66
7.30	24.3	100.6	65
8.25	15.8	100.6	49

TABLA 1

Los datos anteriores nos indican, sin lugar a dudas, la gran reducción tanto en el gasto elevado como en la eficiencia mecánica que da una bomba centrífuga a medida que se aumenta la altura de aspiración y se enfatiza la necesidad de tener la altura de aspiración correcta y si se desea obtener el gasto necesario y la mayor eficiencia posible.

Pero no sólo el rendimiento de una bomba centrífuga se ve afectado al trabajar ésta con una altura de aspiración mayor a la del límite aconsejado; sino que también la estructura física de la bomba se ve gravemente perjudicada debido a la presencia, en estas condiciones del fenómeno de la cavitación.

La cavitación además de reducir la eficiencia de la bomba es altamente destructiva, como puede comprobarse en la figura 1, en la cual se muestran los efectos producidos por la cavitación en el impulsor de una bomba centrífuga cuya altura de aspiración era superior al límite debido .

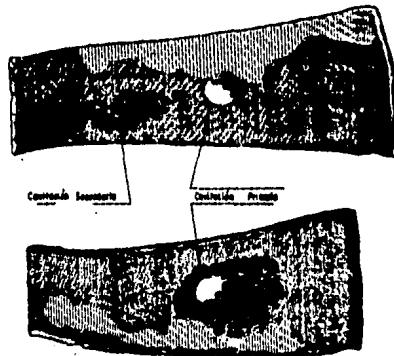


FIG. 1

Efecto destructivo por la cavitación en el impulsor de una bomba centrífuga.

Se ha encontrado en la práctica que el 90% de los contratiempos ó dificultades en el funcionamiento de una bomba centrífuga tiene lugar - precisamente en la succión. Bombas debidamente seleccionadas para las condiciones de operación fijadas y dentro de los límites de altura de aspiración debida, trabajan año tras año sin ningún contratiempo.

La altura de succión de todas las bombas depende de la presión barométrica existente sobre la superficie libre del agua en la fuente de alimentación; pero en una bomba centrífuga la altura de aspiración también depende de la carga por vencer, del gasto por elevar y de la velocidad de rotación a que se haga trabajar la bomba. La relación que liga estos factores esta expresada, por la velocidad específica del impulsor de una bomba centrífuga cuyo valor, en medidas métricas lo encontramos de la siguiente fórmula:

$$N_s = 3.65 N \frac{(Q)^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (\text{r.p.m.}) \quad \text{-----} \quad (1)$$

N_s = Velocidad específica en (r.p.m.)

Q = Gasto en (m^3 / seg.)

H = Carga en (mts.)

N = Velocidad de rotación en (r.p.m.)

Puesto que el aumento de cualquiera de estos tres factores, sin condiciones apropiadas en la succión motivan, como antes ya se dijo, serios inconvenientes por la vibración, el ruido y la destrucción que trae consigo la cavitación, los miembros del instituto de hidráulico americano, constructores de bombas centrífugas, después de muchos estudios y experiencias, las gráficas ó diagramas que a continuación se presentan, y que estan dados en las unidades del sistema métrico (Figuras 2, 3 y 4).

Cabe hacer notar que estas gráficas usan como argumento horizontal la N_s relativa (N_{sr}), como:

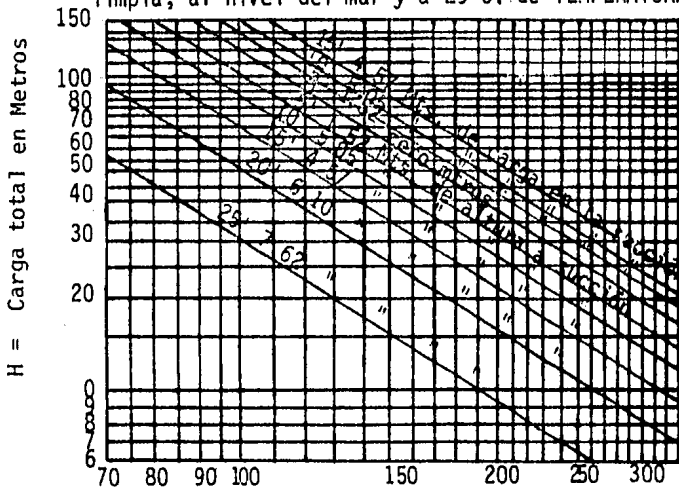
(150)

$$N_{sr} = \frac{(Q)^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (\text{r.p.m.}) \quad \text{-----} \quad (2)$$

Lo hace el instituto hidráulico sino la velocidad específica del impulsor de una bomba centrífuga y que esta expresada por:

$$N_s = 3.65 N \frac{(Q)^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (\text{r.p.m.})$$

Altura de succión máxima permitida o carga de presión necesaria en la succión, para bombas centrífugas provistas de impulsor de un solo ojo, atravesando por el eje de rotación, manejando agua limpia, al nivel del mar y a 29°C. de TEMPERATURA.

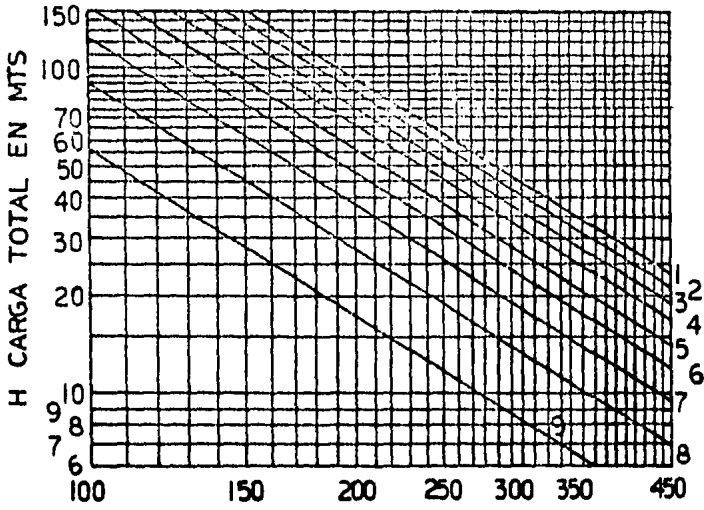


N_s = Velocidad específica del impulsor de una bomba centrífuga en r.p.m.

$$N_s = 3.65 \frac{N(Q)^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Fig. 2

Altura de succión máxima permitida o carga de presión necesaria en la succión para bombas centrífugas de doble succión, manejando agua limpia, al nivel del mar y a 29°C. de TEMPERATURA.



Ns VELOCIDAD ESPECIFICA DEL IMPULSOR
DE UNA BOMBA CENTRIFUGA EN R.P.M.

Fig. 3 $N_s = 3.65 \frac{N(Q)^{1/2}}{H^{3/4}}$ r.p.m.

- 1.- (15') 4.57 Mts. de carga de presión en la succión.
- 2.- (10') 3.05 " " " " " " " "
- 3.- (5') 1.52 " " " " " " " "
- 4.- 0 Cero Mts.
- 5.- (5') 1.52 Mts. de altura de succión.
- 6.- (10') 3.05 " " " " "
- 7.- (15') 4.57 " " " " "
- 8.- (20') 6.10 " " " " "
- 9.- (25') 7.62 " " " " "

Altura de succión máxima permitida o carga de presión necesaria en la succión, para bombas centrífugas de escurrimiento mixto o axial, manejando agua limpia, al nivel del mar y a 29°C. de TEMPERATURA.

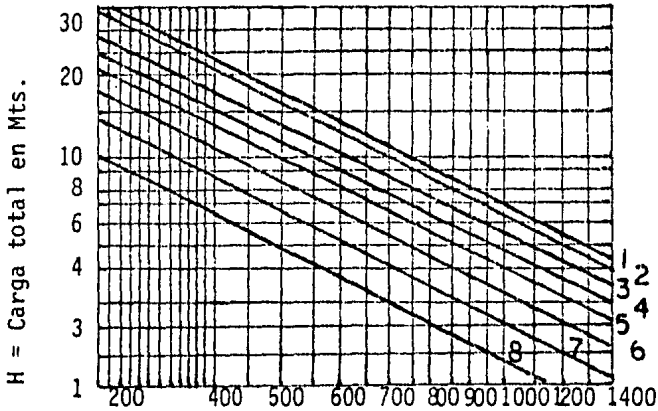


Fig. 4 N_s = Velocidad específica del impulsor de una bomba centrífuga en r.p.m.

NOTA: Los volúmenes del 1 al 9 son los mismos de las figuras 2 y 3.

Estos diagramas fueron obtenidos experimentando los diferentes tipos de bombas centrífugas que se construyen, manejando agua limpia a -- 20°C de temperatura y al nivel del mar y su empleo nos indica cual debe de ser el valor que hay que dar a la altura de aspiración o a la carga de presión positiva que debe de existir en la succión para que la bomba centrífuga por instalar trabaje correctamente, es decir, para que en -- ella no se presente el fenómeno de "cavitación".

La cavitación en una bomba centrífuga, es el fenómeno provocado -- cuando el agua bombeada se vaporiza dentro del tubo de succión y de la bomba misma, debido a que la presión en ella se reduce hasta ser menor que la tensión del vapor del agua a la temperatura que esta tiene. -- Las burbujas del vapor de agua así formadas en el ojo del impulsor al encontrarse en una región de menor presión dentro del impulsor, revientan y al reventar provocan la invasión tumultuosa del agua a las cavi-

dades ó huecos dejados por las burbujas de vapor que antes reventarón, provocandose con esto, ruido, vibraciones, corrosión y finalmente una - reducción en la capacidad de bombeo, en la altura de descarga y en la - eficiencia de la bomba.

La cavitación por lo antes visto, se debe precisamente al hecho de que la altura total de succión y las pérdidas por fricción dentro de la bomba reducen tanto la presión atmosférica sobre el agua que ésta se encuentra en cero, a punto de romper en vapor, por consecuencia es de mayor importancia, si se quiere un trabajo satisfactorio de la bomba empleada, se debe de analizar cuidadosamente en cada caso en particular - en que se presente, las condiciones existentes en la tubería de succión con el fin de estar siempre seguros de que no será provocada la cavitación; debiendo de tener en cuenta además, que cuando el agua que se maneje esta en cero o cerca del punto de tensión del vapor, la bomba debe de instalarse siempre abajo del nivel del agua en la fuente de aprovisionamiento, es decir, debe de trabajar (ahogada) bajo la acción de una determinada carga de presión positiva en la succión.

Definiciones que son útiles para enfrentarnos a un problema de cavitación,

1.- Qué es la presión manométrica y qué la presión absoluta. $\text{Presión absoluta} = \text{Presión barométrica} \pm \text{Presión manométrica}$. Si la presión manométrica considerada esta sobre la atmosférica entonces.

$\text{Presión absoluta} = \text{Presión barométrica} + \text{Presión manométrica}$.

Pero si la presión manométrica considerada es menor que la atmosférica o en otras palabras, si existe un vacío.

$\text{Presión absoluta} = \text{Presión barométrica} - \text{Presión manométrica}$.

2.- Que es la presión o tensión del vapor de agua. Si se coloca agua en un recipiente cerrado y se produce la evaporación y ocupa el espacio libre del recipiente cerrado, se satura con -

el vapor producido, momento en el cual cesa la evaporización - del agua. En las condiciones anteriores el vapor de agua ejerce una presión, de arriba hacia abajo, sobre la superficie del agua ha esta presión es la que se le da el nombre de presión - o tensión de vapor de agua.

Puede definirse como presión absoluta del vapor de agua. Como la presión necesaria para mantener el agua a una temperatura - determinada sin que esta entre en abullición o en otras pala-- bras sin que el agua rompa en vapor.

- 3.- Que es la carga positiva en la succión requerida por la bomba; representada por $HNPS_{req}$.

La $HNPS_{req}$.- Es la carga de presión que obra en la brida de succión de una bomba centrífuga y que cae o se reduce dentro - de la bomba; empezando tal reducción desde la brida de succión, continuándose después dentro del impulsor de la centrífuga. Esta carga de presión principia a caer o a reducirse, en la -- brida de la succión y sigue disminuyendo hasta llegar el agua al área del impulsor en donde éste empieza a proporcionar al - agua una cuarta carga de presión.

En la figura (5) se muestra el corte longitudinal de una bomba centrífuga y en él se ha designado como sección " 0 " a la - - sección que corresponde a la brida de succión, seguida por las secciones sucesivas: 1, 2, 3 10. La sección designada como 2 está a poco de iniciar el impulsor.

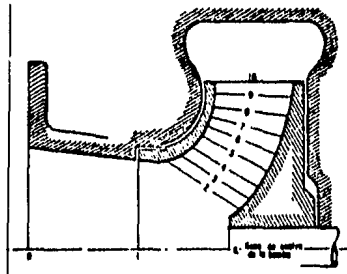


FIG. 5

El agua que entra a la bomba esta accionada por la carga de presión absoluta que obra en la succión ($H_{asp.}$). Si ahora se miden las presiones que va teniendo el agua en las secciones 1, 2, 3, 4, etc. y estas se acotan se podrá obtener una curva semejante a la mostrada en la siguiente gráfica (6).

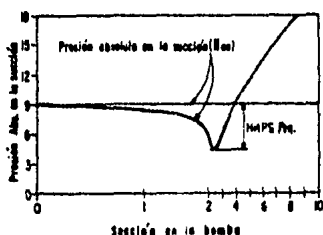


FIG. 6

En la anterior gráfica puede verse que en la sección " 0 ", la presión que obra es ($H_{asp.}$) y que esta va decreciendo hasta -- que el agua alcanza un punto tal como el que queda entre las -- secciones 2 y 3, en donde el impulsor empieza a proporcionarle al agua una carga de presión gradualmente creciente hacia la salida hasta llegar a la sección 10.

A la carga de presión neta positiva que cae o se reduce dentro de la bomba, es a lo que se llama la $HNPS_{req.}$ por la bomba, tal como se indica en la gráfica anterior.

Si ahora se supone que la presión absoluta del vapor del agua a la temperatura, a la que esta siendo bombeada ésta, es igual o un poco menor que la presión absoluta que obra en la succión, tal y como se indica en la siguiente figura (7).

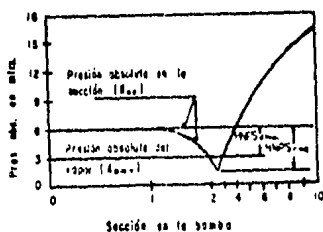


FIG. 7

Sucedera que una parte del agua que está siendo bombeada se vaporiza y con la puesta en libertad de estos vapores de agua en el área de menor presión, se forman burbujas las cuales al ser arrastradas a una zona de mayor presión dentro de la bomba, a partir de la sección 2, desde donde el impulsor empieza a darle al agua una carga de presión creciente las burbujas de vapor antes formadas revientan bruscamente por un tremendo esfuerzo concentrado, produciendo en las paredes de los canales un cacarañado. Este cacarañado tiene lugar en el punto donde explotan las burbujas, que es usualmente en el impulsor, pero en algunas ocasiones este efecto llega hasta la misma armadura.

A esta formación de burbujas en la zona de baja presión y su explosión brusca y repentina en la zona de alta presión es a la que se le llama "cavitación".

La cavitación se manifiesta por diferentes hechos: ciertos ruidos típicos debidos al reventar de las burbujas de vapor; vibración de la bomba y una reducción de la altura de descarga vencida, del gasto elevado y de la eficiencia de la bomba.

De lo antes mencionado podemos definir que para evitar el fenómeno de cavitación y sus efectos altamente dañinos. La carga de presión absoluta positiva que debe obrar en la succión -- necesita tener un valor suficientemente grande para que no obstante la reducción que está sufre a la entrada y en el impulsor

de la bomba, conserve una presión mínima, al llegar al área de baja presión, igual o mayor que la presión absoluta del vapor de agua a la temperatura que se bombea.

- 4.- Que es la carga neta positiva en la succión disponible, representada por $HNPS_{disp.}$.

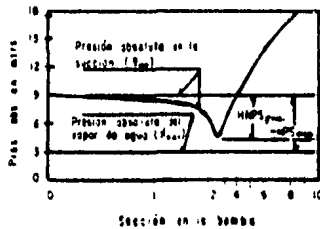


FIG. 8

La carga neta positiva en la succión, disponible, es según puede verse en la gráfica figura (8), la diferencia entre la carga de presión absoluta en la succión ($H_{asp.}$) y la presión absoluta del vapor del agua a la temperatura que se bombea ($H_{pav.}$) esto es:

$$HNPS_{disp.} = H_{asp.} - H_{pav.}$$

En la gráfica puede verse que $HNPS_{disp.}$ debe ser mayor o cuando menos igual que $HNPS_{req.}$ con el fin de tener una presión igual o mayor que la presión absoluta del vapor de agua ($H_{pav.}$) para poder tener una operación sin cavitación .

De todo lo anterior se deduce que cuando se haga necesario aumentar la $HNPS_{disp.}$ debe de aumentarse la carga absoluta de presión ($H_{asp.}$) en la succión o bien debe de reducirse la presión absoluta del vapor del agua ($H_{pav.}$) disminuyendo la temperatura del agua que se maneja o mejor aún hacer ambas cosas a la vez. Cuando ninguna de estas soluciones sea posible, habrá necesidad de escoger otra bomba que requiera una $HNPS_{req.}$ menor, esto úl-

timo generalmente hace que la bomba conveniente sea más costosa. Debido al hecho de que son muchas las variables que afectan la $HNPS_{req.}$; tales como las pérdidas por choque; la carga de velocidad; el proyecto del impulsor, etc., no hay un método simplificado para determinar este valor; por lo cual los fabricantes de bombas centrífugas determinan la $HNPS_{req.}$ mediante experiencias hidráulicas de cada tipo de bomba en particular y advierten al usuario de la bomba, cual es el valor del $HNPS_{req.}$ a fin de tener una operación satisfactoria libre de "cavitación", para un gasto determinado y una velocidad de rotación dada. En la misma forma en que aumentan las pérdidas por fricción en la tubería de succión y accesorios en ella cuando se hace crecer el gasto bombeado, se hace mayor asimismo la reducción de la presión dentro de la bomba, requiriéndose por tanto una mayor $HNPS_{req.}$.

Las curvas de $HNPS_{req.}$, tal como son propuestas por los fabricantes de bombas son semejantes a las que aparecen en las siguientes gráficas figura (9).

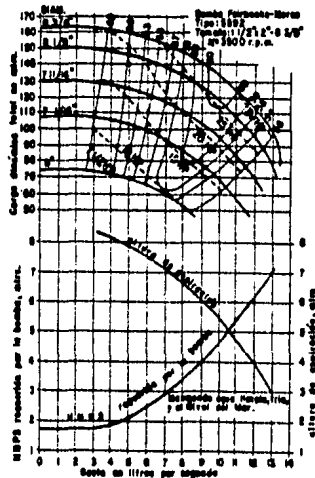


FIG. 9

Curvas aplicables tan sólo para la bomba indicada y a la velocidad de rotación también indicada.

Refiriendonos a la siguiente figura (10) en que la succión este sometida a una presión a la hora de trabajar, o sea en el caso en que la superficie libre del agua o líquido por bombear está sobre la línea del centro de la bomba.

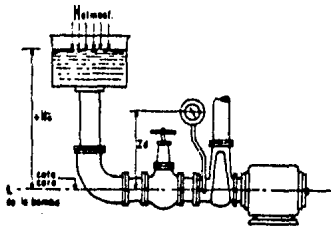


FIG. 10

Bajo estas condiciones la presión atmosférica ($H_{atmof.}$) del lugar más la carga de presión estática (H_s), están disponibles para forzar el agua dentro del impulsor a través de la tubería de succión. En la siguiente figura (11) se ha representado la presión ($H_s + H_{atmof.}$) con una línea horizontal de cota de 15 Mts.

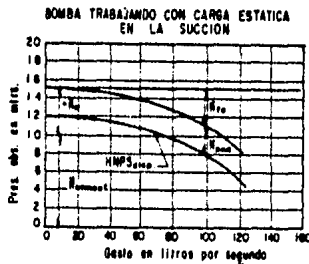


FIG. 11

Formada por ejemplo, con 5 Mts. de carga estática de presión y - 10 Mts. de presión atmosférica, condiciones que prevalecerán mientras la bomba no trabaje; puesto que cuando ésta acciona y eleva un cierto gasto, parte de la presión disponible, se emplea en vencer las pérdidas a la entrada y por fricción en la tubería de succión y accesorios en ella; por lo que la carga de presión absoluta que obrará en la brida de succión de la bomba, para el gasto considerado, será igual a la presión atmosférica ($H_{atmf.}$) -- más la carga estática en la succión (H_s), menos las pérdidas de carga por entrada y por fricción (H_{fs}) en la tubería de succión y accesorios en ella. Esta expresión quedaría indicada de la -- siguiente forma:

$$(H_{as.}) = H_{atmf.} + H_s - H_{fs.}$$

Puesto que las pérdidas por entrada y fricción de la tubería de succión ($H_{fs.}$) en la tubería de succión se verá reducida al aumentar el gasto elevado.

Ahora la carga neta positiva en la succión $HNPS_{disp.}$ de que se puede disponer para un gasto determinado lo obtendremos restando la presión absoluta del vapor de agua a la temperatura del - agua bombeada ($H_{pav.}$) de la presión absoluta en la succión ($H_{as.}$) esta expresión quedará como sigue:

$$HNPS_{disp.} = (H_{atmf.} + H_s - H_{fs.}) - H_{pav.}$$

Esta será por tanto la presión máxima disponible para compensar la presión $HNPS_{req.}$ que cae o se reduce dentro de la bomba misma.

Ahora consideremos el caso en que la bomba opera bajo una altura de aspiración ($-H_s$) o sea en el caso en que la fuente alimentadora está abajo de la de la bomba, como se indica en la -

siguiente figura (12)

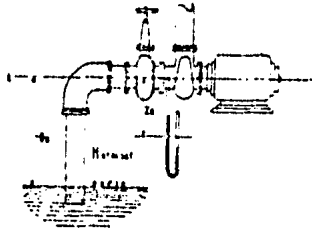


FIG. 12

Bajo estas condiciones en la succión la presión atmosférica - - ($H_{atmf.}$) que obra sobre la superficie del agua es la única presión disponible para hacer correr el agua a través de la tubería de succión y del impulsor de la bomba así como también para vencer la ($H_{fs.}$) y el peso de la columna de agua ($-H_s$) por tanto - para un gasto dado la presión absoluta en la succión (H_{as}), en la brida de succión será igual a la presión atmosférica ($H_{atmf.}$), menos la altura estática de la succión ($-H_s$), menos las pérdidas por entrada y fricción en la tubería de succión ($H_{fs.}$) para ese gasto. Este valor quedará expresado por lo tanto en la siguiente forma:

$$H_{as.} = H_{atmf.} - H_s - H_{fs.}$$

Valor que ha sido acotado para diferentes gastos en la siguiente gráfica figura (13).

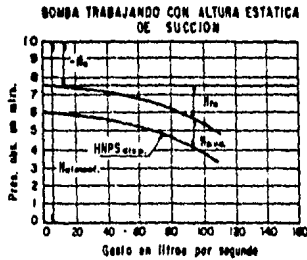


FIG. 13

La $HNPS_{dis.}$ a diferentes gastos se obtiene de la presión absoluta en la succión ($H_{as.}$), la presión absoluta del vapor de agua ($H_{pav.}$) a la temperatura que tiene el agua que se maneja, es -- decir:

$$HNPS_{disp.} = H_{atmf.} - H_s - H_{fs.} - H_{pav.}$$

C U R V A S

C A R A C T E R I S T I C A S

Curvas características

Funcionamiento de las bombas centrífugas.

Con el fin de poder estudiar el funcionamiento de una bomba centrífuga de un tipo determinado y de comparar entre si los distintos tipos de centrífugas que existen en el mercado, se construyen mediante datos obtenidos experimentalmente las curvas características del funcionamiento de las bombas, las gráficas siguientes nos permiten estudiar convenientemente el funcionamiento de una bomba centrífuga de un tipo determinado.

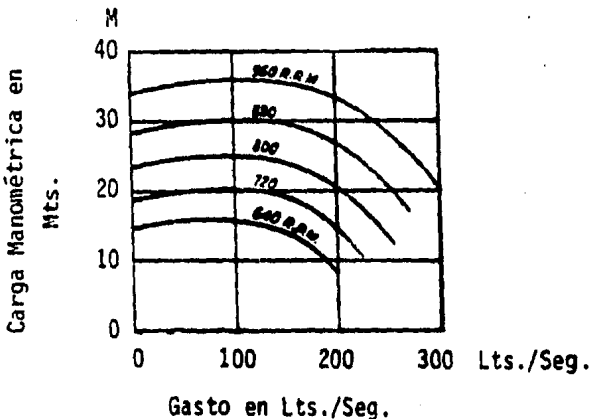


Diagrama A Altura de Elevación - Gasto

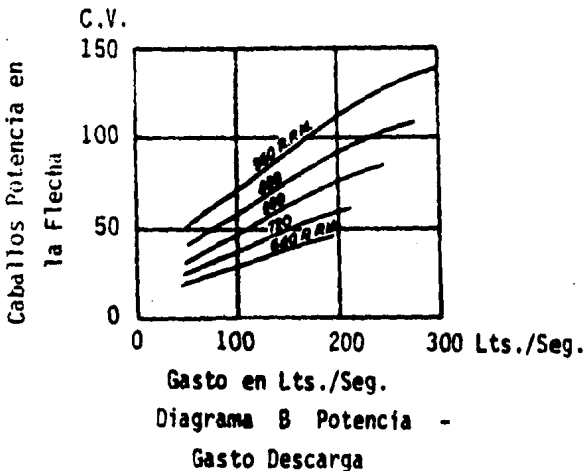
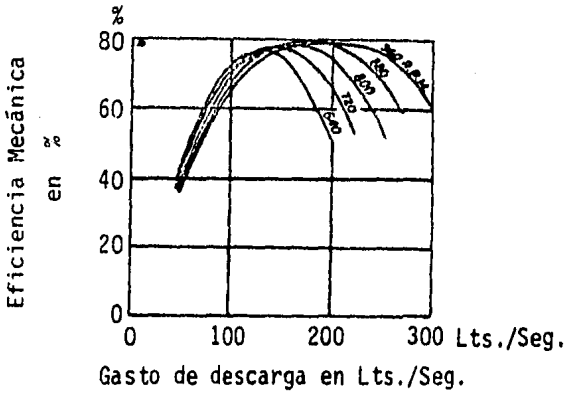
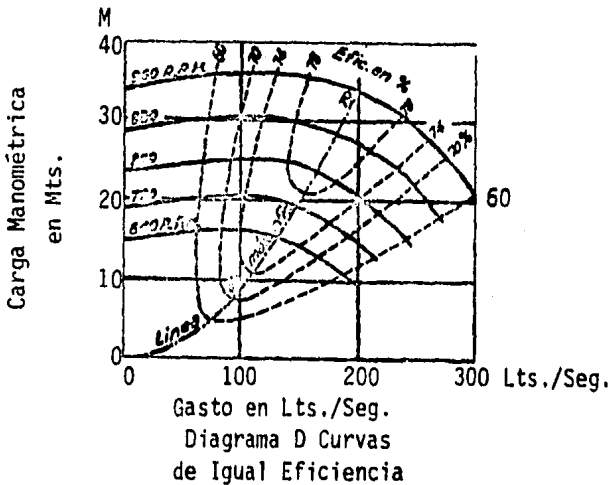


Diagrama B Potencia - Gasto Descarga



Cada curva representa el comportamiento de la bomba a una velocidad dada, considerando alturas de elevación variables (esto se hace en la práctica obturando la válvula instalada en la tubería de descarga) para los cuales se ha observado el gasto bombeado y la potencia correspondiente que tiene que ser entregada a la flecha del impulsor.

Para mayor facilidad los resultados obtenidos en la primera y tercer figura de las anteriores (A y C), pueden ser combinadas en un solo diagrama construyendo una serie de curvas de igual eficiencia tal como se muestra en la siguiente figura (D)



Para hacer tal diagrama trazamos sobre el diagrama (C) un horizontal que exprese una eficiencia determinada esta horizontal cortará a cada una de las curvas que representan las distintas velocidades de rotación a que puede trabajar la bomba centrífuga en dos puntos, que darán los gastos de descarga obtenidos para esa velocidad de rotación y para la eficiencia que se esta considerando.

El siguiente paso es pasar cada uno de esos pares de valores al diagrama (A) podrán encontrarse las alturas de descarga para estos gastos y por último uniendo mediante un trazo punteado todos los puntos así marcados, llegará a obtenerse el anterior diagrama.

Disponiendo del diagrama así formado, un sólo punto sobre él, nos dará toda la información necesaria con respecto "carga-gasto" y potencia en cuestión.

Como una explicación más sobre las características de funcionamiento de las bombas centrífugas se hará notar lo siguiente:

Las características de funcionamiento de las bombas centrífugas en general, están indicadas en la siguiente gráfica (E).

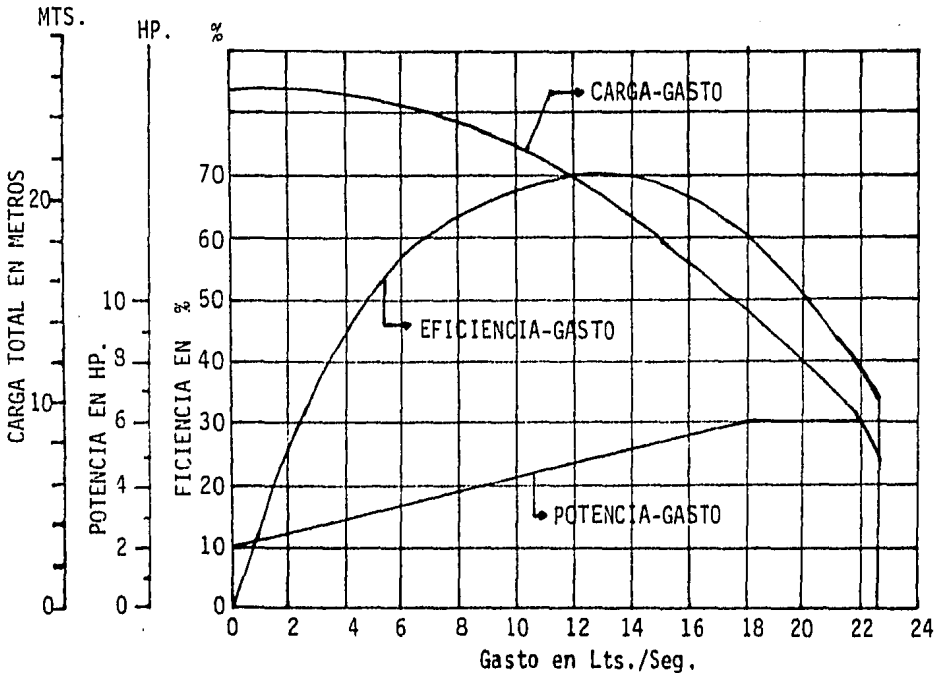


Diagrama E

Curvas de funcionamiento a 1780 R.P.M. y con Impulsor de 9 1/2" de diámetro.

Se nos muestran las curvas de funcionamiento de una bomba Goulds de 3" , provista de un impulsor de 9 1/2" de diámetro y que trabaja a razón de 1750 r.p.m.

La carga de presión, en metros, que le proporciona al agua un impulsor de un diámetro determinado trabajando a una velocidad de rotación constante, está acotada en la gráfica con relación al gasto de descarga expresado en litros por segundo, originándose así la curva $(H_{man.} - Q)$. Las curvas $(Potencia - gasto)$ y $(H_{man.} - Q)$ también están indicadas en la gráfica anterior.

De estas curvas pueden deducirse 3 cosas importantes.

- 1.- Que la altura de descarga $(H_{man.})$ teóricamente es máxima para un gasto nulo.
- 2.- Que la forma de la gráfica $(H_{man.} - Q)$ es una línea con cierta pendiente hacia abajo, que partiendo de un máximo para un gasto nulo, llega a un mínimo para el máximo gasto que puede elevar la bomba. La presencia de esta pendiente es debida a dos factores que son:
 - a).- La forma o curva que se le dé a las aspas o álabes - que constituyen el impulsor y el número de estos.
 - b).- La fricción o pérdida de carga dentro de la bomba a medida que el gasto de la bomba aumenta, la velocidad del agua en el interior de los canales que forman el impulsor, crece y al crecer tal velocidad las pérdidas por fricción aumentan con el cuadrado de la velocidad de escurrimiento. El proyectista puede, en cierta forma, controlar la pendiente de la curva $(H_{man.} - Q)$ modificando la curvatura y el número de álabes del impulsor; pero las pérdidas por fricción están fuera del proyectista.
- 3.- La curva $(mec. - Q)$ se levanta hasta alcanzar un máximo para ciertas condiciones de trabajo y en seguida cae a un máximo de capacidad de bombeo.

La eficiencia máxima debe caer o estar muy próxima a las condiciones de gasto y altura manométrica para los cuales fueron proyectados.

En todas las gráficas que muestren las características de funcionamiento de una bomba centrífuga debe especificarse siempre tanto el diámetro del impulsor como la velocidad de rotación constante a que trabaja la bomba.

Una de las grandes ventajas que tienen las bombas centrífugas sobre las positivas o de desplazamiento, es la flexibilidad en su funcionamiento. Esta flexibilidad consiste en el hecho que el constructor de bombas centrífugas no tiene que alterar las condiciones físicas de un proyecto para satisfacer otras condiciones de gasto y altura manométrica dentro del mismo tamaño y a la misma velocidad de rotación, pues basta para conseguirlo ajustar el diámetro exterior del impulsor - debastándolo. De este modo el fabricante con una sola serie de patrones y modelos, para un tamaño determinado, puede lograr cualquier combinación de gasto y altura manométrica siempre que estos caigan dentro de los límites de operación de la bomba de que se trata.

C E B A M I E N T O

CEBAMIENTO

Dispositivos para cebar las bombas centrífugas.

Puesto que la presión generada por el impulsor de una bomba centrífuga es proporcional a la densidad del fluido que llena sus canales un impulsor trabajando lleno de aire producirá tan solo una presión despreciable, motivo por el cual para una bomba centrífuga pueda trabajar, antes que nada debe ser cebada, llenándola de agua mediante dispositivos apropiados.

Cuando todo el aire ha sido desalojado de la tubería de succión y de la bomba y el sistema ha sido llenado totalmente de agua, la llave de purga se cierra y la bomba puede empezar a trabajar.

Diferentes métodos pueden emplearse para cebar una bomba centrífuga dependiendo del que se escoja, de las condiciones especiales de la instalación de que se trata.

A continuación se describiran algunas de las instalaciones más sencillas para cebar una bomba centrífuga así como también se va explicar cual es el modo de operar de cada uno de ellos.

- 1.- Alimentación a la succión sobre la línea de centro de la bomba. La bomba en este caso está instalada debajo de la superficie libre del agua en la fuente alimentadora, en tal forma, que el agua llega a la bomba accionada por una carga de presión. (Instalación según fig. 1)

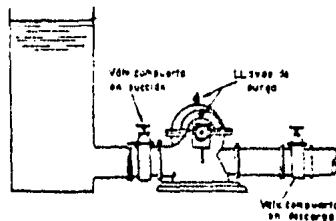


FIG. 1

Instalada la bomba como se indica en la figura anterior, la bomba se ceba por si misma; para lo cual tan sólo debe cerrarse la válvula de compuerta en la descarga y abrirse la válvula en la succión, manteniéndose abiertas todas las llaves de purga hasta que todo el aire haya sido expulsado y empiece a salir el agua por ellas. Cuando esto suceda son cerradas las llaves de purga, se arranca la bomba; se abre la válvula de descarga y la bomba continuará cebada para operaciones posteriores.

Este método es el más seguro y sencillo, particularmente para una operación automática.

2.- Cebado cuando la tubería de succión tiene coladera y válvula de pie.

a).- Mediante un abastecimiento exterior. (Instalación según fig. 2).

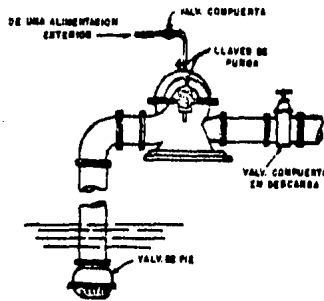


FIG. 2

En la figura anterior se muestra la instalación para llevar a cabo el cebamiento con un abastecimiento exterior, y la manera de llevarlo a cabo es de la siguiente forma. Se cierra la válvula de descarga se -

abren las llaves de purga, abrir la llave de la tubería que lleva la alimentación externa hasta que el aire que estaba acumulado dentro - del cuerpo de la bomba salga completamente por las válvulas de purga, cuando esto haya pasado se cierra la válvula de la tubería de alimentación externa, se cierran las válvulas de purga se arranca la bomba y se abre la válvula de descarga.

b).- Mediante una bomba recíprocante de émbolo, (Instalación según fig. 3)

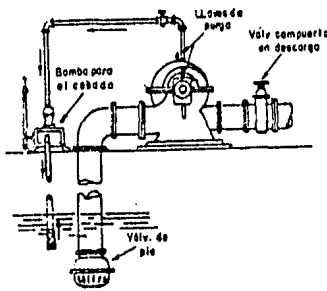


FIG. 3

La instalación de la bomba recíprocante para el cebado se muestra en la figura anterior. El procedimiento es el siguiente:

Cerrar la válvula de la descarga, abrir las llaves de purga, la tubería de succión de la bomba recíprocante debe ser alimentada de la fuente de abastecimiento (abastecimiento de la bomba centrífuga), se bombea agua al interior de la armadura de la bomba centrífuga, con la bomba recíprocante hasta que el agua salga por las llaves de purga.

En cualquiera de los dos procedimientos anteriores en que se tiene válvula de pie, la bomba centrífuga se mantendrá cebada mientras la

válvula de pie accione perfectamente. si ésta falla cuando la bomba no éste funcionando la bomba dejara de estar cebada.

c).- Derivación salvando la válvula check en la descarga.

Este método sólo puede emplearse en el caso de que la -
tubería de descarga exista alguna carga de presión.
La instalación se muestra en la siguiente fig. 4 .

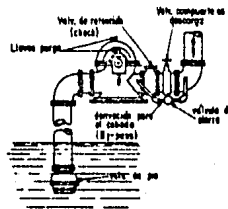


FIG. 4

Manera de Operar.

El cebado original tendrá que ser hecho utilizando alguna fuente de alimentación externa. Después de subsecuentes intervalos en que la bomba no trabaje, cerrar la llave de descarga, abrir las llaves de purga, mantener abierta la válvula del " By - Pass ", que salva las válvulas "check" y de compuerta de la descarga, hasta que salga agua por las llaves de purga y la válvula del " By - Pass "; arrancar la bomba y abrir la válvula de compuerta en la descarga.

La válvula del " By - Pass " puede dejarse abierta; en cuyo caso, en períodos de bomba parada, las pérdidas a través de la válvula de pie son constantemente compensadas por el agua almacenada en la tubería de descarga.

Este sistema es empleado para operación automática en donde pueda haber períodos de bomba parada de corta duración y cuando no exista el riesgo de extraer toda el agua de la tubería de descarga debido a posibles fugas en la válvula de pie.

LOCALIZACION
DE
DIFICULTADES

LOCALIZACION DE DIFICULTADES

Los problemas que puede ocasionar una bomba y las causas que los producen, se enlistan a continuación. Se podrá evitar gastos y molestias innútiles, si se toma en cuenta cuidadosamente las indicaciones que siguen:

1.- El fluido no sale:

- a).- La bomba no ha sido cebada.
- b).- La velocidad del impulsor es insuficiente.
- c).- La carga total dinámica es muy alta (mayor que aquella para la cual la bomba fue diseñada o seleccionada).
- d).- La altura de succión es excesiva.
- e).- Los conductos del impulsor están parcialmente obstruidos.
- f).- El sentido de rotación esta invertido.

2.- La capacidad no es la debida:

- a).- Entra aire en la tubería de succión.
- b).- La velocidad de la bomba es demasiado baja.
- c).- La carga total dinámica es mayor que aquella para la que la bomba fue diseñada o seleccionada.
- d).- La altura a la que descarga la bomba es excesiva.
- e).- Los conductos del impulsor están parcialmente obstruidos.
- f).- Impulsor dañado.
- g).- La válvula de pie que se puso al extremo de la succión es muy pequeña, o ha sido obstruida, por material extraño.
- h).- La válvula de pie o el tubo de succión, no tiene la su--
mergencia requerida (están muy cerca de la superficie --
del fluido a bombear).

3.- La presión de descarga es insuficiente.

- a).- La velocidad de la bomba es muy baja.

- b).- Hay aire en el fluido que se bombea.
 - c).- Hay defectos mecánicos. (ver nota 1).
- 4.- La bomba pierde su cebado después de arrancarla:
- a).- Hay fugas en la línea de succión.
 - b).- La altura de succión es muy alta.
 - c).- Hay gases, o aire en el líquido que se bombea.
- 5.- La bomba sobrecarga el motor:
- a).- La velocidad de operación es muy alta.
 - b).- El líquido bombeado tiene gravedad específica y viscosidad diferentes de aquellas para las que la bomba fué diseñada o seleccionada.
 - c).- Hay defectos mecánicos. (ver nota 1).
 - d).- El prensa estopas está muy apretado y por ese motivo produce pérdidas por fricción excesivas.
- 6.- La bomba vibra:
- a).- No está bien alineada.
 - b).- La cimentación no es lo bastante rígida.
 - c).- El impulsor está parcialmente obstruido y por ese motivo desbalanceado.
 - d).- Hay defectos mecánicos. (ver nota 1).

NOTA: 1

Por fallas mecánicas se entenderan las siguientes:

- 1.- Cuerpos extraños que llegan al impulsor.
- 2.- Desalineamiento.
- 3.- La cimentación no es firme o rígida.
- 4.- Flecha doblada.
- 5.- Alguna parte que gira está rozando con otra pieza fija.
- 6.- Baleros dañados.

- 7.- Impulsor averiado.
- 8.- Defectuosa junta de empaque de la carcaza que permite fugas internas, y recirculación.
- 9.- La flecha o las camisas de la flecha están desgastadas o rayadas en puntos en contacto con la empaquetadura.
- 10.- Empaque mal colocado.
- 11.- El tipo de empaquetadura usada no es el adecuado para las condiciones de trabajo.
- 12.- La flecha está descentrada, por desalineamiento o daño en los baleros.
- 13.- Rotor "desbalanceado" provocando vibraciones.
- 14.- El manguito (collarín) del prensa estopas quedó demasiado apretado, impidiendo el flujo del líquido necesario para la lubricación del empaque.
- 15.- Excesiva tolerancia en la caja de empaque entre la flecha y la carcaza ocasionando que el empaque pase al interior de la bomba.
- 16.- Tierra o arena en el líquido sellador, ocasionando que las flechas o las camisas de las flechas se rayen.
- 17.- Cantidad excesiva de grasa o de aceite en la caja de rodamientos antifricción, o falta de enfriamiento lo que provoca una elevación excesiva de temperatura en los cojinetes.
- 18.- Falta de lubricación.
- 19.- Instalación inadecuada de los baleros (maltratados al ensamblar) mal montaje de baleros múltiples o el empleo de baleros sencillos cuando deben ser dobles.
- 20.- Tierra o polvo en los baleros.
- 21.- Oxidación de los baleros, debidos a entradas de agua dentro de sus cajas.
- 22.- Enfriamiento excesivo de baleros enfriados por agua, provocando la condensación de la humedad atmosférica dentro de sus cajas - y haciendo que el agua de condensación pase al aceite,

ALMACENAMIENTO

ALMACENAMIENTO

Cuando la bomba se deba almacenar por algún tiempo antes de su instalación, se deberá tener cuidado de ponerla en un sitio seco.

Deberán también protegerse contra la humedad.

No se quitarán las bridas de protección que hayan sido atornilladas en la fábrica a los conos de succión, y de descarga. Los baleros y los coples deberán ser protegidos contra el ataque que pueda causarle la arena, la grava, u otros cuerpos extraños. La unidad deberá estar convenientemente lubricada para prevenirla contra el ataque del orín y de la -- corrosión. Habrá que darle vueltas al rotor, a mano, a intervalos frecuentes (por lo menos una vez por semana).

Precauciones aún mayores que las anteriores se requerirán cuando la bomba deba quedarse en el almacén por un período más largo. Se inspeccionará el prensa estopas, para comprobar que no contiene ningún empaque -- que pueda causarle que se oxiden las partes internas por una condensación de agua. Las superficies interiores de la bomba deberán ser pintadas para protegerlas contra la oxidación.

Todas las partes, como los baleros y los coples metálicos, deberán ser lavadas, secadas y recubiertas con vaselina, o con un aceite pesado que no contenga ningún ácido. Sólo después se procederá al almacenaje. Se tendrá cuidado de envolver, o de poner en cajas, las partes o elementos del ensamble, para impedir contacto de metal a metal. Todas las partes que se desarmen deberán ser etiquetadas y se llevará también un registro del lugar en que se almacenan.

Cuando se haya utilizado un anti-oxidante para proteger las partes almacenadas, antes que nada, se procederá a removerlo. En seguida, se lubricarán de nueva cuenta los baleros. Se pondrá el mayor cuidado para que no quede ninguna huella de la cubierta de pintura protectora que se haya usado.

REGLAS PARA EL MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE

BOMBAS CENTRIFUGAS

I.- Selección.

- 1.- Indicar y tener el conocimiento exacto del líquido a manejar.
Tal descripción debe de explicar de que líquido se trata, su composición y propiedades químicas así como sus características físicas, entre las que no debe faltar: la temperatura de operación, el peso específico y la viscosidad, no se debe de olvidar la presencia de cualquier substancia extraña en suspensión indicando el diámetro máximo de las partículas si se trata de sólidos.
- 2.- Especificquense los gastos o caudales máximos y mínimos -- que puedan llegar a necesitarse y la capacidad normal de trabajo, debe de incluirse toda la gama de variaciones esperadas desde el mínimo hasta el máximo.
- 3.- Especificquense los gastos o caudales máximos y mínimos relativos a la presión de la descarga.
- 4.- Debe de tenerse un plano detallado del sistema de aspiración o succión existente o deseado.
- 5.- Se necesita saber si el servicio a proporcionar será continuo o intermitente para evitar la compra o selección de una bomba para trabajo ligero en un servicio pesado y viceversa.
- 6.- Indicar de que tipo o tipos de energía se dispone para el accionamiento hay que hacer notar que la continuidad del servicio depende de la seguridad de una fuente constante de energía.
- 7.- Especificquense las limitaciones del espacio disponible, las bombas no deben ser instaladas en lugares reducidos que --

dificulten el mantenimiento y la inspección. Frecuentemente, es preferible utilizar una bomba vertical en lugar de la horizontal, cuando es vital la economía de espacio, o para obtener las mejores condiciones de succión.

- 8.- Se tiene que estar seguro de que se dispone de un lote -- completo de refacciones o partes de repuesto. Las bombas deben de inspeccionarse periódicamente, y hay que reponer las partes desgastadas o dañadas, aún en los casos en que no sea imprescindible la continuidad del servicio, deben tenerse disponible partes de repuesto para permitir llevar a cabo puntualmente los programas de mantenimiento.
- 9.- Conservese suficientes partes de repuesto " a mano " no - todas las bombas son del tipo estándar, y el fabricante - puede no tener en existencia permanente ciertas refacciones; pero recomendará cuáles son las que usualmente se re quiere tener.

II.- Instalación.

- 10.- Las bases de las bombas deben de ser rígidas. Las bases de concreto construídas sobre terreno firme son las más - satisfactorias. Si la bomba esta montada sobre una base de acero, deberá colocarse directamente sobre los cimientos principales del edificio, vigas o muros, o tan cerca de ellos como sea posible.
- 11.- Debe de cimentarse la placa del asiento de la bomba ello para rígidez al conjunto, previniendo el deslizamiento la teral de la placa del asiento, y reducirá las vibraciones.
- 12.- Debe de comprobarse el alineamiento entre la bomba y su - sistema de accionamiento. Hágase las correcciones neces rias. Aún cuando una unidad se alinea en la fábrica antes de ser embarcada es necesario una cuidadosa comprobación en

el " campo " o en la planta, debido al frecuente desalineamiento durante el tránsito. Si la bomba va a manejar líquidos calientes, la verificación debe efectuarse a la temperatura de operación.

- 13.- Las tuberías no deben ejercer esfuerzos sobre la bomba. El alineamiento más cuidadoso puede desaparecer fácilmente si hay que forzar las tuberías para conectarlas con la bomba.
- 14.- Usense tuberías de diámetro amplio, especialmente en la succión (aspiración). Generalmente deben usarse tubos mayores, en una o dos medidas, que el diámetro de la brida o rosca de succión. No deben usarse codos de radios pequeños en la aspiración de la bomba. No se instalarán tubos con codos o conexiones que produzcan cambios de -- dirección o de diámetro, tales que originen perturbaciones en la distribución adecuada del flujo dentro de la - bomba.
- 15.- Colóquese válvulas de purga en los puntos elevados de la bomba y de las tuberías. Si los vapores o gases purgados son nocivos flamables, entúbense las salidas hasta - lugares seguros.
- 16.- Instálese conexiones "calientes" para altas temperaturas. Las bombas que vayan a manejar líquidos calientes deberán tener conexiones para altas temperaturas.
- 17.- Instálese una conexión de derivación (By-Pass), si existe la posibilidad de tener que operar hasta el punto cero. Instálese una válvula de derivación. Está no deberá descargar cerca de la succión de la bomba, sino en algún punto lo suficientemente alejado para que pueda disipar el calor desarrollado en la bomba al trabajar, sin - circulación de líquido.

- 18.- Dispóngase un abastecimiento adecuado de agua fría. Re--frigérense los rodamientos y las cajas de empaques.
- 19.- Instálense medidores de flujo y manómetros adecuados. Sin instrumentos, como estos no se sabrá como está trabajando la bomba.

III.- Operación

- 20.- No debe nunca estrangularse la succión de la bomba para - disminuir el gasto. Tal práctica produce peligrosa "cavi- tación" en la bomba. El estrangulamiento en la descarga es más, sencillo y no causa perjuicios.
- 21.- No se operará la bomba "en seco". El líquido bombeado es necesario para enfriar y lubricar los conductos internos. Una bomba que trabaja sin líquido generalmente se sobre - calienta y se traba. Nunca debe de arrancarse una bomba con la válvula de aspiración cerrada.
- 22.- No debe de trabajarse una bomba con gastos excesivamente bajos.
 - a).- Aunque el servicio admita, en determinadas circuns- tancias, capacidades reducidas, el diseño de la bom- ba puede ser tal que dichos gastos provoquen gran - reacción radial y hasta rotura de la flecha,
 - b).- El diseño hidráulico puede ser tal que dichos gas- tos reducidos produzcan averías en el impulsor.
 - c).- Parte de la energía consumida por la bomba se gasta en calentar el líquido y, sino hay flujo suficiente de éste la bomba se sobrecalentará y se pegará.
- 23.- Efectúense observaciones frecuentes. Investíguense inme- diatamente los cambios que se observen en el ruido de una bomba trabajando. Obsérvense frecuentemente las tempera-

turas de los rodamientos y de las cajas de empaques. Hágase lecturas frecuentes de los manómetros y compruébense los caudales, para ver si las presiones y los gastos -- corresponden a las condiciones normales de operación.

- 24.- No debe pretenderse impedir totalmente el goteo de las cajas de empaques. Se necesita un ligero goteo para proporcionar lubricación y enfriamiento adecuado a la empaquetadura.
- 25.- No debe utilizarse demasiada agua fría en los rodamientos enfriados por agua. Si así se hiciera, se provocaría un enfriamiento excesivo en las cajas de los baleros, produciéndose la condensación de la humedad, que se emulsiona con el lubricante.
- 26.- No debe utilizarse demasiado lubricante en los rodamientos "antifricción". Si se está usando grasa, el rodamiento - deberá estar "empacado" con grasa aproximadamente en su tercera parte. Si es lubricación por aceite, el nivel no deberá exceder del marcado en el indicador correspondiente.
- 27.- Si las cajas de empaques necesitan ser "re-empaquetadas", úsese empaquetadura nueva. No se añadan uno o más anillos al empaque viejo, pues se puede incluso tapar la abertura del líquido sellador.
- 28.- Inspección semestral.
 - a).- Compruébese el libre movimiento de los casquillos - de la caja de empaque, límpiense y acéitese los pernos y las tuercas de los casquillos del prensa-estopas, e inspecciónese la empaquetadura.
 - b).- Chéquese el alineamiento entre la bomba y su accionamiento, y corríjase si es necesario,

c).- Dréñese los baleros lubricados con aceite, y vuelvanse a llenar los depósitos correspondientes.

29.- Inspección anual. Hágase anualmente una inspección total de cada bomba especialmente:

a).- Remuévanse los rodamientos para limpiarlos y ver si no se presentan defectos.

b).- Quitense los empaques e inspecciónese el desgaste de las camisas.

c).- Verifíquese y límpiase el drenaje; el sello hidráulico y la tubería de enfriamiento por agua.

d).- Recalíbrese todos los instrumentos y háganse pruebas completas del rendimiento de la bomba.

IV.- Mantenimiento y reparación.

30.- No debe desmontarse totalmente una bomba para su inspección general. A menos que exista una evidencia definitiva de que el rendimiento de la bomba a decrecido, o de que se advierta ruido o sobre carga de la máquina motriz que revelan un serio problema interno.

31.- Es preciso tener un gran cuidado en el desmontaje así como al efectuar una revisión completa. Con bombas de carcaza bipartida horizontalmente, levántese la parte superior verticalmente, de manera que no se dañen las partes internas. Marquense todas las partes tal y como vayan si endo removidas. Examínese todas las piezas y puntos importantes. Anótense todas las tolerancias existentes y compárense con las originales.

32.- Es necesario un cuidado especial al examinar y reacondicionar los ajustes "metal con metal". Pongase especial empeño en hacer el trabajo correctamente donde haya partes fijas, tales como los anillos de la carcaza que asientan en la misma.

- 33.- Límpiense completamente los conductos de agua de la carcaza y repíntense. Esto debe efectuarse al hacer, una revisión completa. Obsérvense la corrosión y la erosión de - los conductos. Si se aprecian desgastes excesivos estu--diese la posibilidad de sustituirlos por materiales más - resistentes.
- 34.- Al iniciarse una revisión total, deben tenerse disponibles juntas nuevas. Exceptuando algunos diseños especiales, - la mayoría de las carcazas de las bombas centrífugas tie- nen juntas que suelen dañarse al desmontarse la bomba. - Las nuevas juntas deberán tener el mismo espesor que las originales. Los "filos" interiores de las juntas deben - ajustarse con precisión a lo largo de las partes internas de los conductos de líquido de la bomba.
Las superficies de contacto de la junta deben estar abso- lutamente limpias antes de colocarse estas.
- 35.- Estudiese la erosión, la corrosión y los efectos de cavi- tación en los impulsores. Si el desgaste es muy severo, debe estudiarse la posibilidad de cambiar el material por otro más adecuado. Si existen serias muestras de cavi- tación, puede ser posible cambiar la bomba de lugar para me jorar la succión aumentando la altura neta positiva de as piración (ANPA o NPSH) disponible, y cabe la circunstancia de que exista otro impulsor de diseño especial, de menor NPSH requerido, que pueda trabajar satisfactoriamente con las condiciones de aspiración existentes.
- 36.- Para poder volver a obtener servicio adecuado de la caja - de empaques, muchas veces se preciso cambiar la flecha o - las camisas de las flechas. En algunos casos, será posi-- ble reconstruir estas superficies por soldadura o por me-- talización. Sin embargo, tal método generalmente no es --

bueno y es preferible montar piezas nuevas.

- 37.- Opérese con gran cuidado al montar los baleros sobre la flecha. Es un método calentar ligeramente los baleros, provocando así la expansión del anillo interior, lo que es preferible a obligar a la fuerza a la flecha a pasar por él. Si así se hace, la fuerza debe de aplicarse con una prensa de tornillo o con un martillo blando, golpeando alternativamente en uno y otro lado de un tubo que asi ente sobre el anillo interior del rodamiento.
- 38.- LLévese un registro completo de las inspecciones y reparaciones. El llevar el registro revelará las bases de mantenimiento preventivo, lo que reducirá la frecuencia y el costo del trabajo del mantenimiento propiamente dicho,

ARRANQUE Y OPERACION DE LAS BOMBAS

Antes que se arranque la bomba deberá probarse el motor en cuanto al sentido de rotación, teniéndose los tornillos del cople fuera de éste. La flecha que se ve en la carcaza de la bomba indica el sentido correcto de la rotación.

Antes de que la bomba se arranque, deberá hacerse una inspección final muy cuidadosa de todas y cada una de las partes de la unidad para --comprobar que estén listas de todo a todo. El motor se arrancará de acuerdo con las instrucciones del fabricante. Si la válvula de descarga estuviera cerrada, la válvula se abrirá lentamente, a medida que la presión suba en el lado de descarga de la bomba.

Un vacuómetro conectado a la succión de la bomba, y un manómetro conectado a la descarga y montados sobre los orificios preparados para el efecto en el sitio adecuado, se necesitarán para comprobar en forma debida el comportamiento de la bomba.

Durante la operación regular de la bomba, los baleros deberán ser --inspeccionados para comprobar que la lubricación sea satisfactoria se --comprobará también que no haya grasa que esté escapando a través del --sello del balero.

En caso de existir tubería independiente para la lubricación de sellos, deberá de ser bien vigilada y el prensa estopas bien ajustado de --manera que sea posible un ligero escurrimiento de líquido durante todo el tiempo de operación, de lo contrario, las empaquetaduras pueden originar un desgaste excesivo en las camisas de las flechas. El líquido de --sellado es necesario tanto para procurar la lubricación adecuada entre --la flecha y el empaque, como para prevenir que el aire entre a la bomba a través de la caja de empaques.

INTERRUPCION DE LA OPERACION

Se cerrará lentamente la válvula de descarga, cuando la válvula esté cerrada, se parará el motor de acuerdo con las instrucciones del fa--

bricante. Si la bomba está operando con carga de succión positiva, se cerrará la válvula de succión para evitar escurrimientos inútiles a través de la junta de la caja de empaques y evitar la posibilidad de llevar impurezas al empaque. Si se usa un sello hidráulico independiente, deberá cerrarse la alimentación para que desaparezca la presión del prensa-estopas y no haya lugar a desperdicios de líquido.

LUBRICACION

Los baleros o chumaceras de bolas salen de la fábrica provistos de la grasa necesaria y normalmente no requieren antes de arrancarse la bomba, cuando la unidad no tiene necesidad de almacenaje sino por un corto período y en lugar seco y protegido.

Los baleros deben ser checados durante la primera hora de operación y nunca debe descuidarse su observación hasta estar seguros de su perfecto funcionamiento.

Una lubricación perfecta es muy importante. Los baleros antifricción pueden tener demasiada grasa o bien carecer de ella. Las características de la instalación, la severidad del servicio y a veces la localización del equipo determinan la frecuencia de la lubricación.

Nota: Nunca debe de usarse grasa grafitada.

Una buena grasa (Núm. 2) es conveniente para una operación en locales a temperaturas ordinarias, una grasa ligera (Núm. 1) pueden usarse para altas velocidades o bajas temperaturas. Para recomendaciones específicas debe consultarse con un fabricante reconocido de grasas.

Los baleros antifricción nunca deben tener sus alojamientos completamente llenos de grasa. Es recomendable que los espacios entre los baleros y sus alojamientos estén llenos hasta un tercio o la mitad de su capacidad. Un alojamiento totalmente retacado de grasa, puede causar calentamientos en los baleros y reducir la vida última de los mismos.

La temperatura máxima de operación deseable para baleros debe ser distinta de unidad a unidad. Una elevación continua de temperatura o -

cambio brusco de las mismas, son indicios de una dificultad. Estos síntomas requieren de la parada de la bomba y la respectiva revisión para determinar la causa de la dificultad.

Si los baleros necesitan limpieza o si en un periodo de reparación ofrece la oportunidad, los baleros y sus alojamientos debén ser limpiados procediendo de la siguiente manera:

Después de dismantelar la bomba, usando una brocha, lavé perfectamente con kerosena caliente (90° a 110°C) o con cualquier otro solvente no tóxico. Enjuague los alojamientos con un aceite mineral y muy ligero para prevenir corrosión y remover todos los restos de solvente, no debé usarse aceite quemado para está limpieza. Para limpiar los baleros separe tanto grasa como sea posible con un paño limpio. Usando una brocha húmeda de kerosena caliente, remueva el resto de grasa o cualquier partícula suelta, pegando con las cerdas suavemente entre las bolas. Ruede el balero hasta observar que cada bola esté perfectamente limpia.

Si partículas de grasa oxidada han quedado adheridas después de este procedimiento, los baleros deben ser sumergidos en kerosena caliente y sacudidos violentamente dentro de líquido.

Cuando estos procedimientos fallen puede ser usada una mezcla de alcohol y aceite mineral muy ligero. Enjuague otra vez los baleros con aceite mineral puro para remover todo el aceite contaminado usado antes. Debe hacerse pasar grasa nueva a través de los baleros para que arrastre cualquier partícula de grasa oxidada o aceite contaminado,

RELLENO DE BALEROS Y ALOJAMIENTOS

Se deben llenar los espacios entre las bolas de los baleros con grasa limpia. LLene la cavidad dentro de la cubierta del balero y el alojamiento hasta un tercio o la mitad de su capacidad, con grasa.

Los baleros pueden rodar algo calientes inmediatamente después de llegar a su temperatura normal de operación, puede indicar la presencia de suciedad en los mismos, insuficiente limpieza o mal estado del balero.

El balero radial o balero interior no requiere grasa extra entre -- limpiezas.

MANTENIMIENTO DE LAS FLECHAS Y DE LAS CAMISAS

DE LA FLECHA

Cuando se desarme una bomba debe examinarse cuidadosamente la flecha. Los ajustes con el impulsor, las camisas de flecha y los baleros merecen especial atención. La flecha puede estar deteriorada por rozamiento, por fugas entre la flecha y la camisa o entre la flecha y el impulsor. Unos baleros mal ajustados a la flecha pueden ocasionar desperfectos en la pista interna en los baleros o en su ajuste con la flecha.

Se debé de verificar los cuñeros de las flechas. Calentamientos excesivos u corrosivos pueden desajustar el impulsor a la flecha y provocar esfuerzos excesivos en la cuña.

Debé calibrarse una flecha que presente flexiones o torceduras.

Si el desgaste en la flecha es poco pueden reconstruirse metalizándola y remaquinándola a su medida original, está reparación la debé hacer personal perfectamente competente.

Después de una reparación la flecha debé tener una excentricidad máxima de 0.002 pulgadas. Se debé checar está condición después de ensamblar el rotor.

Cuando la camisa presente desgaste apreciable, el empaque no podrá ajustar para evitar fugas y deberá ser cambiado. Cuando las ranuras en las camisas son muy profundas o presentan escoriaciones, rompa el empaque nuevo tan pronto es puesto en contacto con ellas. En estás condiciones deberán cambiarse las camisas.

EMPAQUE

Para empaçar la caja de estopas debé usarse un asbesto grafitado de buena calidad. No use nunca empaque de lino en la bomba, ya que el desgaste en las camisas es muy rápido. El siguiente procedimiento puede seguirse para reempaçar una caja de estopas.

- 1.- Afloje o quite el prensa estopas.
- 2.- Saque el empaque viejo con un extractor y limpie la caja de estos.
- 3.- Asegurese que el empaque que se va usar es del tipo y medidas correctos. Midase la caja de estopas para determinar la longitud apropiada del empaque. El empaque debé cortarse aproximadamente 0.002 pulgadas más largo para asegurar que el diámetro exterior del empaque ajuste bien a la pared de la caja de empaques y a la superficie de la camisa.
- 4.- Meta cada anillo de empaque por separado, empujando hacia dentro tanto como sea posible y colocando el prensa estopas firme mente coloque las juntas de los anillos separados a 90° o 180°.
- 5.- Antes de colocar el número total de anillos de empaque debe ponerse la jaula de sellos. Es importante estar seguros de que la localización de la jaula de sellos quede directamente bajo la conexión de líquido de sello y que la inserción de los anillos sucesivos no desplazará esa posición.

INSPECCION Y PRUEBAS

DE BOMBAS

Inspección y pruebas de bombas:

- 1.- Alcance
- 2.- Condiciones de prueba
 - 2.1 .- Cimentación y anclaje de la bomba
 - 2.2 .- Succión
 - 2.3 .- Nivelación
 - 2.4 .- Sentido de rotación
 - 2.5 .- Cebamiento de la bomba
 - 2.6 .- Arranque
 - 2.7 .- Estopero
 - 2.8 .- Gasto
 - 2.9 .- Presión

1.- Alcance

Se entendera por inspección y pruebas de bombeo a la oeración de verificar cada una de las partes y su funcionamiento correcto una vez que se encuentren debidamente instaladas de acuerdo a los planos aprobados.

2.- Condiciones de prueba

La prueba consistirá en hacer las siguientes revisiones y mediciones a cada una de las unidades que integren el equipo de bombeo cualesquiera que sea su tipo.

2.1.- Cimentación y anclaje de la bomba

Verificar que la base y el anclaje que se ha proporcionado a la bomba sea el adecuado, de manera que no se presenten vibracio--nes en la unidad que puedan repercutir en tuberías y accesorios.

2.2.- Succión

Se revisa la succión de la bomba con el objeto de detectar obstrucciones o fugas perjudiciales al funcionamiento del equipo.

2.3.- Nivelación

Verificar si la bomba está nivelada perfectamente por medio de cuñas colocadas bajo la base en los puntos más cercanos a las anclas. En caso de usarse un acoplamiento flexible entre bomba y motor, inspeccionar su correcto alineamiento colocando una regla sobre el cople en posición horizontal así como abajo y a los lados.

El peso del tubo de succión de descarga no debe descansar sobre la bomba porque puede desnivelarla.

2.4.- Sentido de rotación

Hay que revisar el sentido de rotación de la bomba (de acuerdo con la flecha indicada en la voluta). La manera de comprobarlo es arrancando la bomba por breves instantes.

En caso de rotación incorrecta hay que invertir dos de las tres fases del motor.

La rotación es conveniente que se pruebe a válvula cerrada.

2.5.- Cebamiento de la bomba

Hay que comprobar que la bomba este cebada antes de empezar a bombear, ya que ciertas partes de la misma requieren de la lubricación del líquido que manejan.

2.6.- Arranque

Para poner la bomba en marcha, si se usa una válvula en la tubería de descarga, está debe cerrarse, abriéndose gradualmente mientras el motor llega a su velocidad normal de operación (regularmente de 5 a 10 seg.).

2.7.- Estopero

Comprobar cuando la bomba este funcionando, el libre escape de agua por el estopero (del orden de varias gotas por minuto) con el fin de evitar desgastes y consumir fuerza motriz inútilmente en caso que este muy apretado o tener una baja eficiencia en el caso contrario.

2.8.- Gasto

Una vez funcionando la bomba deberá verificarse el caudal sumi
nistrado por está empleándose aparatos mecánicos de medición o
utilizando tanques o botes de capacidades conocidas y observan
do el tiempo que tardan en llenarse es decir de una manera ana
lítica, el gasto deberá ser mayor o igual que el de proyecto.

2.9.- Presión

Deberá medirse la presión desarrollada en la descarga de la -
bomba a válvula completamente abierta y a válvula cerrada uti-
lizándose para ello un manómetro confiable con un rango de pre
sión adecuado.

La presión de operación deberá ser mayor que la referida en el
proyecto no dejar trabajar por mucho tiempo la bomba a válvula
cerrada.

DATOS NECESARIOS PARA BOMBAS QUE SE VAN A PROBAR

- 1.- Bomba
 - Marca
 - Modelo
 - Tipo
 - Posición
 - Capacidad normal lpm
 - Carga dinámica total m
 - Acoplamiento
 - Diámetro de succión mm
 - Diámetro de descarga mm
 - Tipo de conexión
 - Diámetro de impulsor mm
 - Paso de esfera máxima mm
 - Eficiencia de la bomba %
 - Curvas características No.

- 2.- Materiales
 - Caracol o voluta
 - Impulsor
 - Anillos de desgaste
 - Flechas
 - Estopero
 - Sello mecánico
 - Cople
 - Base

- 3.- Motor
 - Marca
 - Potencia nominal HP
 - Número de fases
 - Voltaje nominal V

Frecuencia de operación H_2

Arranque

Aislamiento

Servicio

Factor de servicio (factor de potencia)

Par de arranque

Rotación

Velocidad rpm

Armazón

Cojinetes

Base

Montaje

Caja de conexiones

4.- Pesos

Bomba kg

Motor kg

Base kg

5.- Dimensiones

Bomba mm

Motor mm

Conjunto mm

6.- Información general

Dibujos generales y catálogos completos de las bombas y motores propuestos.

Práctica realizada en el laboratorio de Termofluidos de FES-C sobre una bomba centrífuga de flujo radial para la obtención de las curvas características de acuerdo a los datos obtenidos para nuestro diseño de una bomba centrífuga radial.

Fórmula y Calculos

1.- Carga total manejada por la bomba (H_t)

$$H_t = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + Z_d - Z_s + H_{FS} - d$$

Donde:

H_t = Carga total manejada

P_d = Presión de descarga $\frac{Kg}{M^2}$

V_d = Velocidad de descarga M/Seg.

V_s = Velocidad de succión M/Seg.

Z_d = Altura de descarga M.

Z_s = Altura de succión M.

H_F = Pérdidas totales debidas a la fricción M.

γ = Peso específico del agua $Kg./M^3$.

g = Aceleración de la gravedad M/Seg.

2.- Gasto de la bomba (Q)

Se obtiene directamente de los flujometros M^3/Seg ,

3.- Potencia hidráulica de la bomba

$$P_t = \frac{Q \gamma H_T}{102} \quad (K W)$$

- 4.- Potencia eléctrica consumida por el motor eléctrico acoplado a la bomba (corriente continua)

$$P_t = \frac{VI}{1000} \text{ (KW)}$$

Donde:

V = Voltaje (Volts)

I = Corriente (Amperios)

- 5.- Eficiencia total del sistema Moto-bomba

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_e} \times 100 \text{ (\%)}$$

Instrumentos empleados

- Medidor de gasto
- Manómetro
- Voltímetro
- Amperímetro
- Tacómetro

Método de Operación

- 1.- Ceban la bomba para asegurar que no exista aire en el interior de la bomba
- 2.- Se hace funcionar la bomba asegurándose que la bomba de control este totalmente abierta,
- 3.- Se fija una velocidad angular, con un tacómetro, accionando para esta el variador de velocidad,
* Esta fijación de velocidad se hace cuando la bomba está funcionando.

- 4.- Una vez que se ha fijado la velocidad angular, cerrar totalmente la válvula de control (no debe de permanecer así más de un minuto) y contar el número de vueltas, tomar en estas condiciones las lecturas de presión de descarga, presión de succión y potencia consumida por la bomba.
- 5.- Sin variar la velocidad angular, ir variando la apertura de la válvula y obtener las lecturas.
- 6.- Lecturas obtenidas en la práctica.

LECTURA	N	Pd	Ps	V	I	ZD-Zs	Dd	Ds
	RPM	Kg/Cm ²	Cm de Hg	Volts	Amperes	Mts.	Mts.	Mts.
1	3500	1.5	28	180	8.1	.21	.0254	.0381
2	3500	1.5	27	180	8.1	.21	.0254	.0381
3	3500	1.7	21	180	8.0	.21	.0254	.0381

7.- Tabla de resultados

LECTURA	H	Pd	Ps	Vd	Vs	Q	Ht	Pe	Ph	η
	RPM	Kg/m ²	Kg/m ²	M/s	M/s	M ³ /seg	Mts.	KW	Mts.	%
1	3500	15000	3806	5.68	2.52	.00288	14.22	1.458	.4015	27.5
2	3500	15000	3671	5.64	2.50	.00286	14.34	1.458	.4020	27.57
3	3500	15000	2855	4.75	2.11	.00241	14.77	1.440	.3489	24.23

CONCLUSIONES

Como se pudo observar durante el desarrollo de este tema se hizo necesario tener conocimiento de los principales términos y definiciones que se utilizaron para llegar a obtener una mejor comprensión del mismo.

Para el desarrollo de este tema se consideraron varios conceptos - teóricos y experimentales como son el diseño hidráulico y el diseño mecánico.

Se trato de dar una orientación de la manera de diseñar el rodete y la carcasa, que son los principales elementos de las bombas, ya que se carece de la debida información.

La manera en que se clasifican las bombas es de gran ayuda para -- una correcta selección, ya que de acuerdo a los requerimientos deseados se puede determinar el tipo de bomba a utilizar.

El presente trabajo contiene datos para poder diseñar bombas de -- baja potencia.

El saber de que partes esta compuesta una bomba y el funcionamiento de cada una de sus partes, así como algunas de las principales causas que originan sus fallas es de suma importancia para poder llevar a cabo un mantenimiento adecuado.

También se trato de dar una pequeña orientación de la manera de -- calcular el diámetro de la flecha.

En este trabajo mencionamos las principales causas que originan la cavitación y la manera de evitarla, y además la manera de obtener las - curvas características.

Con los datos mencionados en el presente trabajo puede construirse una bomba centrífuga para laboratorios, que fue el principal objetivo - del desarrollo de esta tesis.

Se trato de dar una orientación de la manera de operación y del ma nejo de las bombas centrífugas.

Consideramos que esta tesis ha cumplido con las características de bombeo utilizadas en laboratorios de termofluidos y en servicios de a-- gua en donde se requiera estos flujos y estas presiones.

En el presente trabajo también se menciona la manera de seleccionar los cojinetes, prensaestopas.

También se menciona la manera de realizar la inspección y pruebas de bombas para su aceptación.

Esperamos que el desarrollo de este tema y cada uno de los conceptos mencionados en dicho tema sea de utilidad ya que pusimos todo nuestro esfuerzo para poder dar una guía sobre el diseño de una bomba centrífuga.

BIBLIOGRAFIA

- BOMBAS CENTRIFUGAS SELECCION, OPERACION Y MANTENIMIENTO
(IGOR J. KARASSIK Y ROY CARTER)
COMPANIA EDITORIAL CONTINENTAL.
- MANUAL DE BOMBAS CENTRIFUGAS (CALCULO, CONSTRUCCION Y
APLICACION)
(JOSE, H. FERRERO)
EDITORIAL ALHAMBRA, S. A.
- MAQUINAS HIDRAULICAS
(ING. JOSE L. DE PARRES)
MEXICO 1977
- TURBOMAQUINAS HIDRAULICA (PRINCIPIOS FUNDAMENTALES)
(ING. MANUEL POLO ENCINAS, M. C.)
EDITORIAL LIMUSA
- BOMBAS (FUNCIONAMIENTO, CALCULO Y CONSTRUCCION)
(FUCHSLOCHER - SCHULZ)
EDITORIAL LABOR, S. A.
- DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA
(JOSETH E. SHIGLEY - LARRY D. MITCHELL)
EDITORIAL McGRAW - HILL
- MECANICA DE LOS FLUIDOS
(VICTOR L. STREETER)
EDITORIAL McGRAW-HILL
- DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
(VIRGIL MORING FAIRES)
EDITORES MONTANER Y SIMON, S. A.

- BOMBAS SU SELECCION Y APLICACION
(TYLER G. HICKS, BME)
EDITORIAL CONTINENTAL
- MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS
(CLAUDIO MATAIX)
EDITORIAL HARPER ROW PUBLISHERS INC
- BOMBAS (TEORIA, DISEÑO Y APLICACIONES)
(MANUEL VIEJO ZUBICARAY)
EDITORIAL LIMUSA