



Escuela Superior Politécnica del Litoral

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

“ESTUDIO DE CAVITACION EN UNA BOMBA
DE ALIMENTACION DE AGUA POTABLE”

Proyecto de Grado

Previo a la obtención del TITULO de

INGENIERO MECANICO

Presentado por

LUIS FERNANDO RIVERA VERA

Guayaquil — Ecuador

1991

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

"ESTUDIO DE CAVITACION EN UNA BOMBA
DE ALIMENTACION DE AGUA POTABLE "

"ESTUDIO DE CAVITACION EN UNA BOMBA
DE ALIMENTACION DE AGUA POTABLE"
PROYECTO DE GRADO

Previo a la obtención del título de:

INGENIERO MECANICO *Grado*

Presentación del título de

INGENIERO MECANICO

Presentado por:

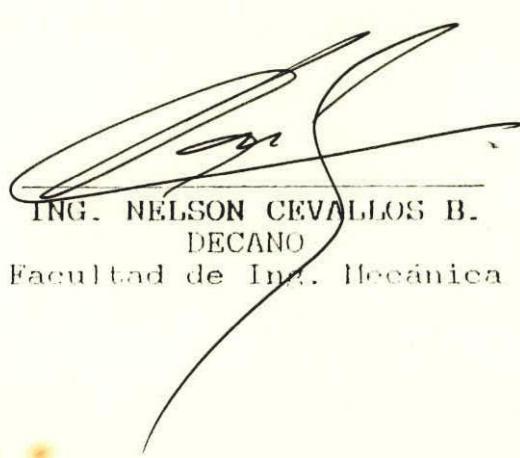
LUIS FERNANDO RIVERA VERA

LUIS FERNANDO RIVERA VERA

Guayaquil - Ecuador

Guayaquil - Ecuador

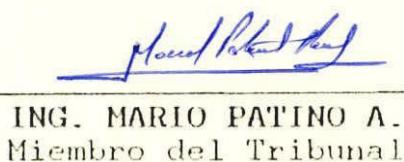
1991



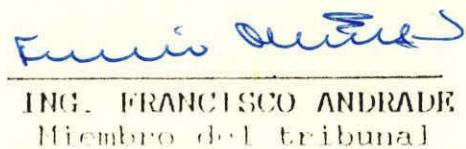
ING. NELSON CEVALLOS B.
DECANO
Facultad de Ingr. Mecánica



ING. MARCO PAZMINO B.
DIRECTOR
Proyecto de Grado



ING. MARIO PATINO A.
Miembro del Tribunal

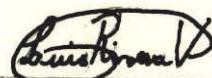


ING. FRANCISCO ANDRADE
Miembro del tribunal

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este Proyecto de Grado, me corresponden exclusivamente ; y el patrimonio intelectual del mismo, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamentos de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL) .



LUIS FERNANDO RIVERA VERA

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Marco Pazmiño Director de este Proyecto, por su ayuda y colaboración para la realización de este trabajo.

DEDICATORIA

**A MIS PADRES
A MIS HERMANOS**

RESUMEN

En el presente proyecto de grado vamos a estudiar el fenómeno de la cavitación. Para ello vamos a visitar continuamente la planta de bombeo "LA TOMA" de la EPAP-G.

Analizaremos en primera instancia los componentes, instalación y operación de la electrobomba # I, luego los parámetros hidráulicos como succión, descarga, cabezales, caudal, carga, rendimientos, eficiencia y sobre todo el proceso de captación de agua del río "DAULE".

Se efectuará un estudio de materiales de la carcasa, rotor y accesorios de la bomba. También la influencia del nivel del río en la operación; averiguar si hay cavitación (gaseosa o vaporosa), aire atrapado u otro tipo de problema.

INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

INTRODUCCION

CAPITULO I : EL FENOMENO DE CAVITACION

1.1 .- Ubicación del sitio del estudio.

1.2 .- Cavitación

1.3 .- Parámetros fundamentales.

1.3.1 .- Consideraciones Hidráulicas: Cabezal neto positivo de succión

1.3.2 .- Ecuación de Euler.

1.3.3 .- Altura manométrica.

1.4 .- Bomba " Worthington " : Carcasa, rolete y accesorios.

CAPITULO II : OPERACION DEL SISTEMA

- 2.1 .- Antecedentes de instalación.
- 2.2 .- Condiciones de operación.
 - 2.2.1 .- Operación de la bomba.
 - 2.2.2 .- Cebado
- 2.3 .- Influencia de la cavitación en la operación.
- 2.4 .- Pérdidas y Potencias.
 - 2.4.1 .- Pérdidas Hidráulicas.
 - 2.4.2 .- Pérdidas Volumétricas.
 - 2.4.3 .- Pérdidas Mecánicas.
 - 2.4.4 .- Potencias de la bomba.
- 2.5 .- Nivel del río y contaminantes.

CAPITULO III : DATOS DE OPERACION Y CALCULO DE PARAMETROS HIDRAULICOS

- 3.1 .- Toma de datos de operación.
- 3.2 .- Cálculo de altura manométrica.
- 3.3 .- Cálculo del NPSH , de la bomba.
 - 3.3.1 .- NPSHrequerido.
 - 3.3.2 .- NPSHdisponible.
 - 3.3.3 .- Consideración teórica: NPSH con impulsor recortado y con cambio de velocidad.

- 3.4 .- Cálculo de velocidad específica de succión y de impulsión.
- 3.5 .- Potencias.
- 3.6 .- Parámetro de cavitación.
- 3.7 .- Impulsor de doble succión.
- 3.8 .- Rendimientos de la bomba.
- 3.9 .- Curvas características de la bomba.
- 3.10 .- Cálculo de la eficiencia de la bomba.
- 3.11 .- Prueba de cavitación.

CAPITULO IV : CONSIDERACIONES AL FUNCIONAMIENTO

- 4.1 .- Estudio de materiales.
- 4.2 .- Criterio de instalación.
- 4.3 .- Criterio de funcionamiento.

CAPITULO V : ANALISIS DE RESULTADOS

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

APENDICES

BIBLIOGRAFIA

INDICE DE FIGURAS

No	DESCRIPCION	Pag
1.1	Flujo en un conducto.	15
1.2	Formación de vapor de agua.	16
1.3	Flujo a través de una bomba.	18
1.4	Esquema de impulsión planta " La Toma. "	22
1.5	Sección media de un rodete.	24
1.6	Deducción de altura manométrica.	29
1.7	Bomba Worthington: vista seccional.	33
1.8	Cojinete radial.	37
2.1	Criba de succión.	40
2.2	Tubería y pozo de succión.	43
2.3	Tipos de cebado.	48
2.4	Zonas de vorticidad.	51
2.5	Pérdidas volumétricas.	55
3.1	Parámetros del NPSH.	63
3.2	Codo a 64°.	66
3.3	Succión de entrada.	67
3.4	Diagrama de Moody.	68

No	DESCRIPCION	Pag
3.5	Límites de cavitación.	78
3.6	Curvas características de la bomba.	84
3.7	Prueba de cavitación.	87
4.1	Impeller con cavitación	92
4.2	Entradas múltiples	96
4.3	Placa desviadora	97
4.4	Placas sumergidas	98
4.5	Diversas condiciones de operación	100

INDICE DE TABLAS

No	q	DESCRIPCION	Pag
1		Presión del vapor del agua.	19
2		Disminución de la presión atmosférica.	21
3		Partes de la bomba " Worthington ".	34
4		Niveles del río " Daule ".	58

INTRODUCCION

Para la selección de bombas centrífugas en general, ocurre con frecuencia que el proyectista se conforma con calcular lo más exacto posible el caudal necesario, la altura la bomba dentro de su máxima eficiencia.

Resultando de esta manera que la bomba es seleccionada dándole poca o ninguna importancia a la temperatura y propiedades del líquido que se debe bombear, como también a la ubicación de ésta con respecto al nivel del mar.

En la mayoría de los casos, el fluido a bombear es agua potable, desague, petróleo o en general líquidos que están a la temperatura ambiente que no se vaporizan con facilidad, de allí que, la bomba seleccionada una vez instalada, puede cumplir perfectamente la labor para la cual se instaló.

Sin embargo, se debe siempre tener en cuenta que las bombas centrífugas están diseñadas para trabajar con líquidos que por su naturaleza son incompresibles, y éstos se deben comportar de ese modo a su paso por la bomba.

CAPITULO I

EL FENOMENO DE CAVITACION

1.1. UBICACION DEL SITIO DE ESTUDIO

Se realizaron los estudios en la planta de bombeo " La Toma " Km 26 vía a Daule; perteneciente a la EPAP / G en la electrobomba # 1 del grupo # 1. La bomba es " Worthington " y el motor " Westinghouse ".

Los grupos de bombeo de la Toma se encuentran ubicados junto al río Daule, cuyo caudal es regulado desde la presa Daule - Peripa.

La electrobomba está conformada por 2 elementos principales: motor eléctrico y bomba, el primero impulsa a la segunda a 1250 Kw. El caudal bombeado por " La Toma " debe vencer una cota de 90 mt hacia la planta de tratamiento, ubicada al otro lado de la vía a Daule.

Los diferentes grupos de bombeo captan el caudal de agua del río Daule. Dicho río está plagado constantemente de lechugines y objetos extraños.

La electrobomba en cuestión fue instalada hace 3 años, y la descarga está interconectada con la de las otras bombas a través de una gran tubería de 900 mm de diámetro, que a su vez se subdivide en 2 tuberías de 50" y 60", que descargan en la planta de tratamiento.

Anteriormente funcionaba una línea de 42" de diámetro pero ya ha sido dada de baja por encontrarse en malas condiciones.

1.2. CAVITACION

Cuando el agua fluye líquida a través de un tubo a cierta velocidad, tiene al mismo tiempo cierta presión estática que puede ser medida con un manómetro. Si aumenta la velocidad del agua o se reduce la dimensión del tubo, esta presión estática disminuirá Fig. 1.1. Si la velocidad es lo suficientemente alta, la presión estática puede alcanzar un valor tan bajo que el líquido comienza a hervir.

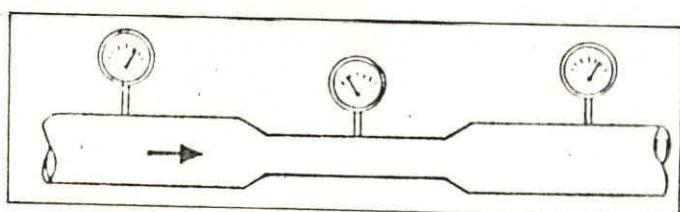


Fig. 1.1 Flujo en un conducto

El fenómeno es debido a que el punto de ebullición del agua es variable. "Normalmente" el agua hierve a 100 °C, pero esto supone una presión atmosférica normal, es decir de 760 mm Hg o 10.33 mts de PA. Esta presión es la que hay normalmente a nivel del mar. En la cima de una montaña en la que la presión atmosférica es inferior, la ebullición puede tener lugar ya a los 90 °C.

El agua en los tubos se comporta de manera similar. Al reducirse la presión estática aumenta la tendencia a hervir. Lo que ocurre se desprende de la Fig. # 1.2 que muestra la presión de formación de vapor de agua en función de la temperatura y la presión atmosférica.

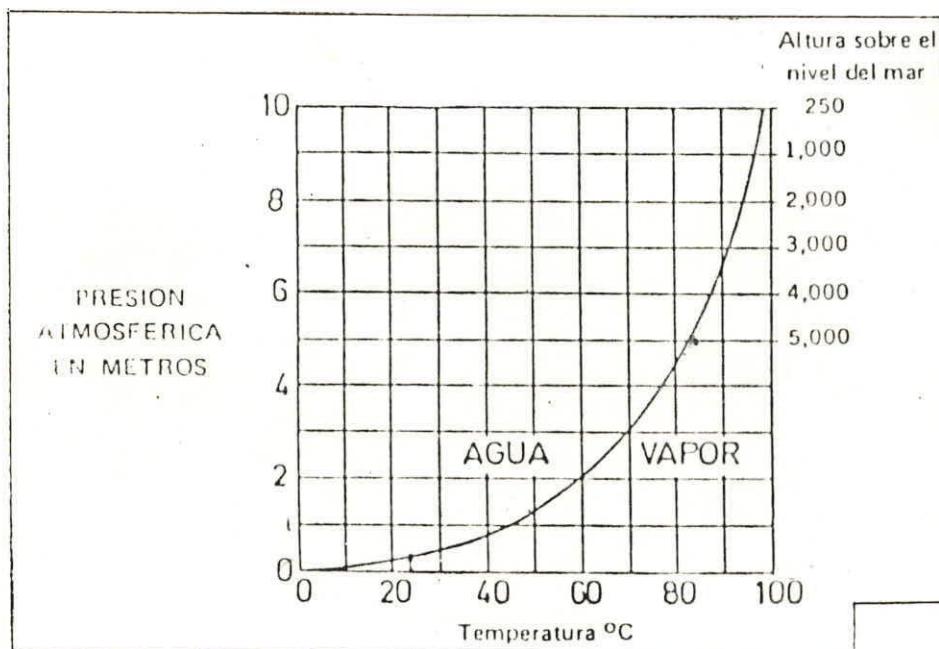


Fig. # 1.2 Formación de vapor de agua

De la figura se desprende por ejemplo, que el agua con una temperatura de 85 °C se convierte en vapor cuando la presión absoluta ha descendido aproximadamente a 5.9 mts. Lo que ocurre con una bomba Fig. # 1.3 es comparable con la Fig. # 1.1 . resulta evidente que los canales de la bomba por los cuales ha de pasar el fluido, tienen una superficie menor que el tubo, de modo que las velocidades del fluido resultan altas. Las secciones más estrechas se encuentran por lo general a la entrada del impulsor y por lo tanto allí se encuentra las presiones estáticas más bajas.

Por el razonamiento anterior existe el riesgo de que el fluido se convierta en vapor, posibilidad que aumenta con gran rapidez cuanto más alta sea la temperatura del fluido bombeado.

Si ocurriera una formación de vapor de esta naturaleza se dice entonces que la bomba CAVITA.

Las burbujas de vapor que se forman en la entrada del impulsor, cuando tiene lugar al cavitación, siguen como es natural con el líquido que fluye a través de la bomba. En el impulsor la presión estática ha tenido tiempo de aumentar lo suficiente para que queden limitadas las condiciones requeridas para la formación de vapor, de modo que las burbujas de vapor que se habían formado anteriormente retornan al estado líquido

Este retorno de estado se efectúa en forma muy repentina y se denomina "implosión ". Al tener lugar la implosión se oye un ruido chasqueante.

característico y, el efecto repentino de la implosión puede causar daños al impulsor y carcasa, producidos por erosión de cavitación.

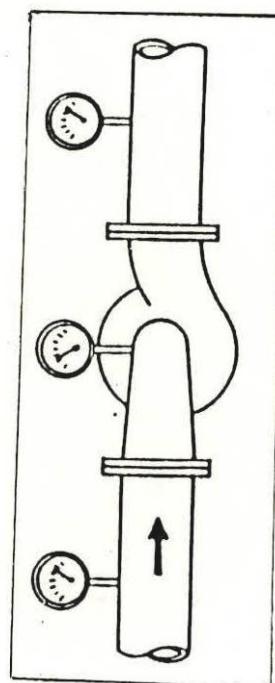


FIG. # 1.3 Flujo a través de una bomba

Temperatura		Peso específico	Presión de vapor	
°C	°F	Kg/dm ³	mt.abs.	psi.abs
85	185	0.9687	5.894	8.383
90	194	0.9653	7.149	10.168
95	203	0.9619	8.819	12.259
100	212	0.9583	10.332	14.696

TABLA # 2

DISMINUCION DE LA PRESION ATMOSFERICA			
ALTURA SOBRE EL MAR		Pa	
mt	ft	mt	psi
0	0	10,33	14,69
250	820	10,03	14,26
500	1640	9,73	13,83
750	2460	9,43	13,41
1000	3280	9,13	12,98
1250	4101	8,83	12,55
1500	4921	8,53	12,13
1750	5741	8,25	11,73
2000	6561	8,00	11,38
2250	7381	7,75	11,02
2500	8202	7,57	10,68
2750	9022	7,28	10,35
3000	9842	7,05	10,02
3250	10662	6,83	9,71
3500	11483	6,62	9,42
3750	12303	6,41	9,12
4000	13123	6,20	8,82
4250	13943	5,98	8,52
4500	14764	5,78	8,22

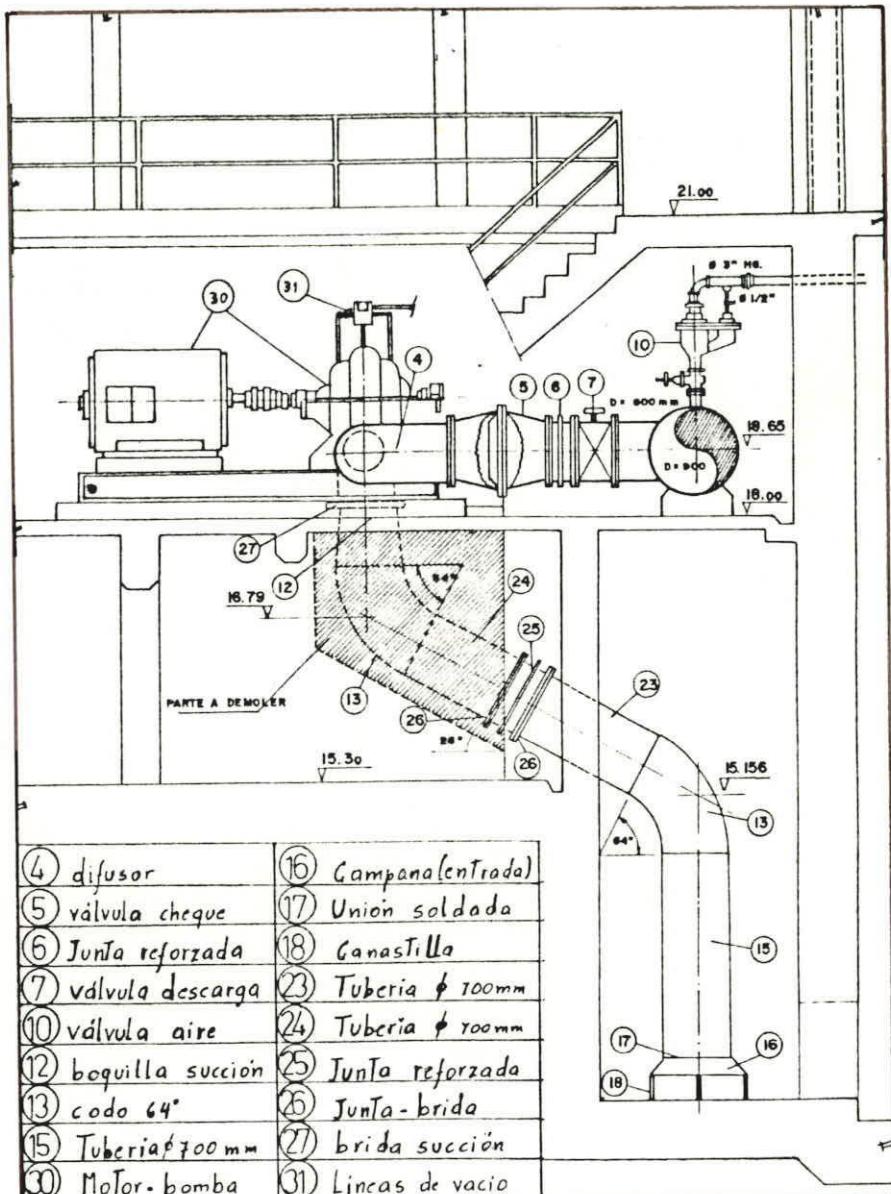


Fig # I.4 Esquema de succión planta "LA TOMA"

1.3 PARAMETROS FUNDAMENTALES

Entre los parámetros fundamentales de cavitación tenemos.

1.3.1. CONSIDERACIONES HIDRAULICAS : CABEZAL NETO POSITIVO DE SUCCION

Para que se produzca cavitación es necesario alcanzar y sobrepassar los valores límites de presión estática y/o temperatura, estos valores continúan variando en sentido desfavorable obteniéndose una ampliación en la zona de cavitación.

Las "nubes" de vapor que se forman, ocupan espacio en la bomba y bloquean parte del área del impulsor disminuyendo el flujo. En ingeniería se ha definido el cabezal neto positivo de succión NPSH (Net positive suction head) que puede ser definido como la presión estática a que debe ser sometido un líquido, para que pueda fluir por sí mismo a través de la tubería de succión y llegar finalmente hasta inundar los álabes en el orificio de entrada del impulsor.

La presión que motiva este flujo proviene algunas veces de la presión atmosférica únicamente o de la altura estática mas la presión atmosférica, aunque también puede intervenir una presión auxiliar presente en el sistema.

NPSH de la bomba o requerido; depende exclusivamente del diseño interno particular a cada bomba.

NPSH disponible del sistema; depende exclusivamente de las características hidráulicas de la red externa de succión conectada a la bomba.

1.3.2. ECUACION DE EULER.

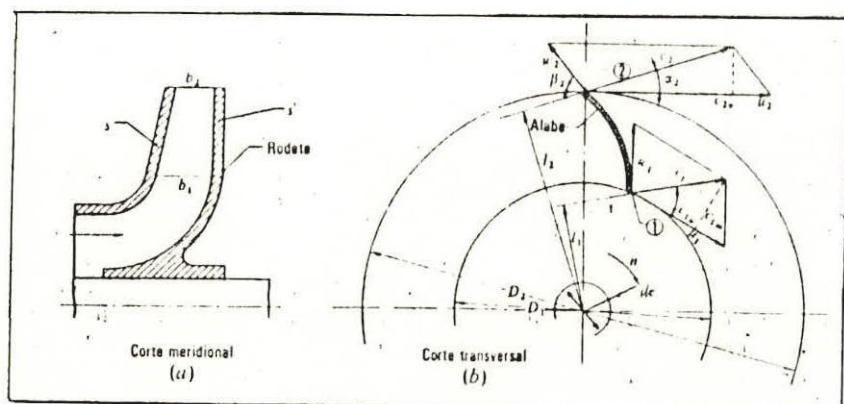


Fig. # 1.5 Sección media de un rodeté

La bomba al girar crea una succión en el rodeté, y el fluido penetra en el interior de la bomba. Sea C_1 la velocidad absoluta de una partícula de fluido

a la entrada de un álabe (punto 1 de Fig. # 1.5). El rodamiento accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad circunferencial $U_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n / 60$, con relación al álabe el fluido se mueve con una velocidad W_1 , llamada velocidad relativa a la entrada. Las 3 velocidades están relacionadas por la ecuación vectorial:

$$\overline{W_1} = \overline{C_1} - \overline{U_1} \quad \text{ec. } \# 1$$

Suponemos que el álabe (o su tangente) tiene la dirección del vector W_1 , con lo que la partícula entra sin choque en el álabe. La partícula guiada por el álabe sale del rodamiento con una velocidad relativa a la salida W_2 , que será tangente al álabe del punto 2. La misma composición de velocidades de la ec. # nos proporcionará la velocidad absoluta a la salida C_2 .

$$\overline{C_2} = \overline{W_2} + \overline{U_2} \quad \text{ec. } \# 2$$

donde

U_2 - velocidad del rodamiento a la salida.

El teorema del momento cinético expresado en forma diferencial

$$dF = dQ \rho (\overline{C_2} - \overline{C_1}) \quad \text{ec. } \# 3$$

Tomando momentos con relación al eje de la máquina tendremos:

$$dM = dQ \rho (L_2 C_2 - L_1 C_1) \quad \text{ec. } \# 4$$

dM : momento respecto al eje de la máquina, de todas las fuerzas que el rodete ejerce sobre un filamento de corriente.

dQ : caudal del filamento.

L_1, L_2 : brazos de momento de los vectores C_2 y C_1 .

Aplicando teoría de hilos de corriente:

$$M = Q \rho (L_2 C_2 - L_1 C_1) \quad \text{ec. } \# 5$$

donde

M - momento total aplicado al fluido

Q - caudal total de la bomba.

pero de la fig. # 1.5, se deduce fácilmente que:

$$L_1 = r_1 \cos \alpha_1 \quad \text{y} \quad L_2 = r_2 \cos \alpha_2; \quad \text{ec. } \# 6 \text{ y } \# 7$$

luego

$$M = Q \rho (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad \text{ec. \# 8}$$

Este momento es igual al momento motor, el cual multiplicado por W será igual a la potencia de accionamiento de la bomba en ausencia de pérdidas mecánicas, ya que toda la potencia del eje se transmite íntegramente al rodete y al fluido, por lo tanto,

$$N = MW = Q \rho W (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad \text{ec. \# 9}$$

donde

$$W = 2\pi n / 60 \quad \text{ec. \# 10}$$

W - velocidad angular del rodete, rad/seg.

Ahora llamando H_t al incremento de energía específica que el fluido experimenta en la bomba, ésta comunicará al fluido una potencia

$$N = Q \rho H_t \quad \text{ec. \# 11}$$

donde

H_t - altura teórica de la bomba, porque una parte de esa energía se perderá en rozamientos hidráulicos.

$$H_t = Q \rho W (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad \text{ec. \# 12}$$

pero

$$\mathcal{T} = \rho g \quad \text{ec. \# 13}$$

$$r_1 W = U_1 \quad \text{ec. \# 14}$$

$$r_2 W = U_2 \quad \text{ec. \# 15}$$

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_{1u} \quad \text{ec. \# 16}$$

$$C_2 \cos \alpha_2 = C_{2u} \quad \text{ec. \# 17}$$

donde

C_{1u}, C_{2u} proyecciones de C_1 y C_2 sobre U_1 y U_2 .

Finalmente sustituyendo estos valores en la ecuación:

$$H_t = 1/g (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad \text{ec. \# 18}$$

o ecuación de Euler.

1.3.3. ALTURA MANOMETRICA.

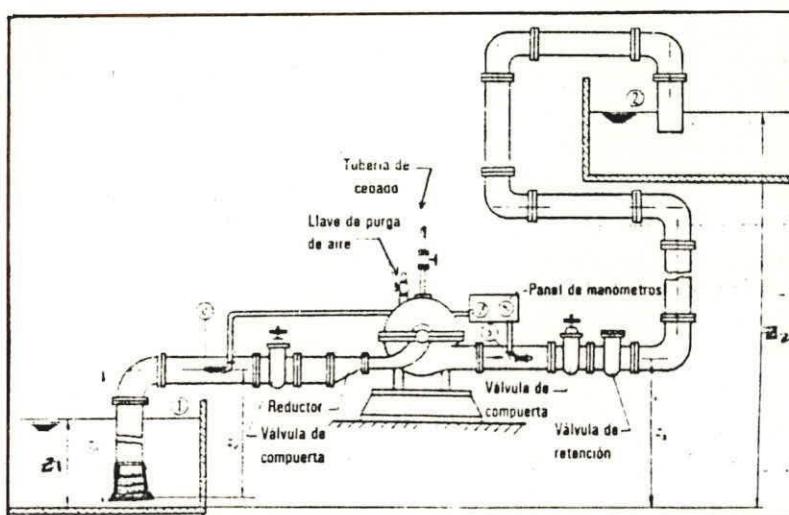


FIG. # 1.6 Deducción de altura manométrica

Escribamos la ecuación de Bernoulli entre las secciones 1 y 2. Fig. # 1.8

$$\frac{P_1}{\rho} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} - H_{r \text{ ext}} + H_m = \frac{P_2}{\rho} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad \text{ec. # 19}$$

donde

$H_{r \text{ ext}}$ son las pérdidas exteriores a la bomba y H_m es la altura manométrica o útil que da la bomba.

Si las áreas del depósito de aspiración y de impulsión son suficientemente grandes para que $V1^2 / 2g$ y $V2^2 / 2g$ puedan despreciarse, tendremos:

$$P1/\gamma + Z1 - Hr - ext + Hm = P2/\gamma + Z2 \quad \text{ec. } \# 20$$

$$Hm = (P2 - P1) / \gamma + Z2 - Z1 + Hr - ext \quad \text{ec. } \# 21$$

Por otra parte:

$$Hr - ext = Hra + Hrl + Vd^2 / 2g \quad \text{ec. } \# 22$$

donde :

$Hr - ext$ -pérdida total exterior a la bomba.

Hra -pérdida en la aspiración (entre 1 y e).

Hrl -pérdida en la tubería de impulsión.

Vd -pérdida secundaria en el desague del depósito.

Finalmente:

$$Hm = (P2 - P1) / \gamma + Z2 - Z1 + Hra + Hrl + Vd^2 / 2g \quad \text{ec. } \# 23$$

Para aplicar la ecuación # 23 :

- a) Es necesario conocer el caudal (porque las pérdidas son función de él) así como las características de la instalación (metros de tubería, material de la misma y accesorios).
- b) No es necesario conocer las lecturas del manómetro y del vacuómetro. Es decir hay que mirar a la instalación, no a la bomba.

1.4. BOMBA " WORTHINGTON ": CARCASA / RODETE / ACCESORIOS.

La electrobomba que estamos estudiando es del tipo " LNC ", es decir succión vertical - descarga horizontal.

A continuación se detallan las características más importantes de la electrobomba # 1.

BOMBA

Fabricante : Worthington Co.

Tipo : 16 LNC - 35.

Rodete : descarga radial, de acero inoxidable.

Carcasa : hierro fundido.

Caudal : 65000^3 m / día.

Altura dinámica : 86 mt.

Velocidad : 885 RPM.

MOTOR

HP : 1250 Kw.

Hz : 60.

RPM : 893.

Volts : 4160.

Service factor : 1:00.

F.L. Amp : 162.

Lbs (Wt) : 8260.

Serial : 4556AA-02.

Date code : 08 - 87.

El rodamiento de la bomba ha sido proyectado de tal manera que el caudal Q y el cabezal H obtengan el rendimiento óptimo.

El rodamiento es cerrado de doble aspiración.

A continuación se observan en corte los componentes mecánicos constitutivos de una bomba de ese tipo, con una breve descripción de cada uno de ellos.

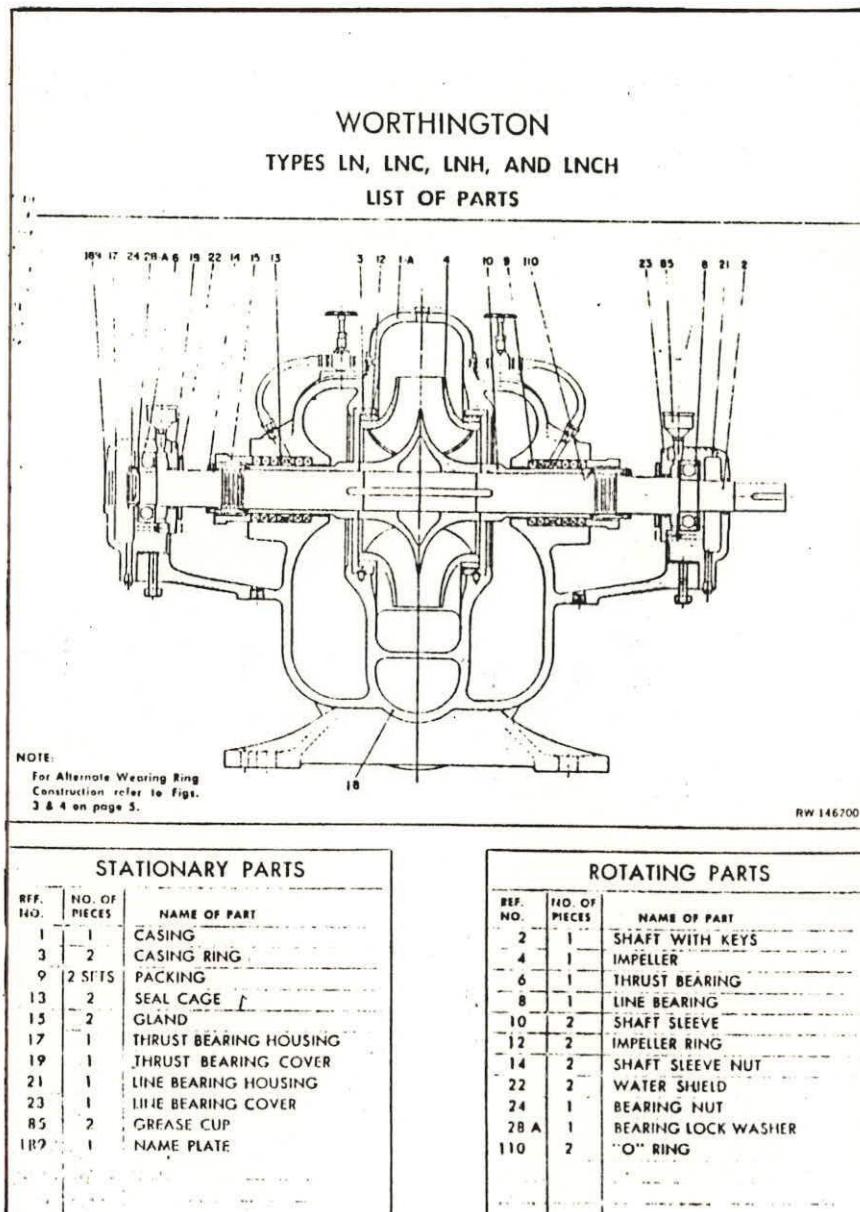


Fig # 1.7 Bomba Worthington : vista seccional

TABLA # 3

PARTES ESTACIONARIAS		
Ref No.	No. piezas	Nombre partes.
1	1	Carcasa.
3	2	Rin de carcasa.
9	2	Empaques.
13	2	Separador.
15	2	Bocin.
17	1	Caja del cojinete radial.
19	1	Tapa de la caja del cojinete radial.
21	1	Caja del cojinete axial.
23	1	Tapa de la caja del cojinete axial.
85	2	Grasera.
189	1	Placa de la bomba.

PARTES ROTATORIAS

Ref No.	No. piezas.	Nombre partes.
2	1	Arbol con cuñas.
4	1	Rotor.
6	1	Cojinete Radial.
8	1	Cojinete axial.
10	2	Camisa del árbol.
12	2	Rin del rotor.
14	2	Tuerca de la camisa.
22	2	Anillo para evitar fugas de agua.
24	1	Tuerca de caja de cojinetes
28 - A	1	Cerradura protectora
110	2	Rin " O ".

El cojinete axial o de empuje, es el que evita el movimiento axial del árbol de la bomba, tanto en el arranque como en el funcionamiento.

El cojinete radial, es el que evita o minimiza el juego o cabeceo del árbol con la camisa.

Como elementos de separación y de protección tenemos los rines, bocines, camisas, anillos.

Como elementos de lubricación tenemos las graseras a presión, y el sistema de eyección de agua. El aceite lubricante es suministrado periódicamente a las partes mecánicas, por conductos interiores.

Como el impulsor está sometido a cargas axiales elevadas, el cojinete de empuje está en el lado extremo del bastidor.

Para que los cojinetes tengan un funcionamiento satisfactorio, sus asientos deben estar maquinados con precisión, sin juego radial entre ellos y la carcasa.

Si el ajuste del cojinete radial y su asiento es demasiado apretado, este cojinete puede absorver la carga axial en lugar de que la soporte el cojinete de empuje. Esta carga adicional puede inutilizar el cojinete de empuje en corto tiempo.

Puede haber un resultado similar cuando se introduce mugre entre la pista externa del cojinete radial y su asiento, aunque la carcasa esté maquinada a especificaciones. Los cojinetes necesitan limpieza y revisión cada cierto tiempo. Se utiliza una brocha, agua, Kerosene caliente (200 a 240 ° F) u otro solvente no tóxico.

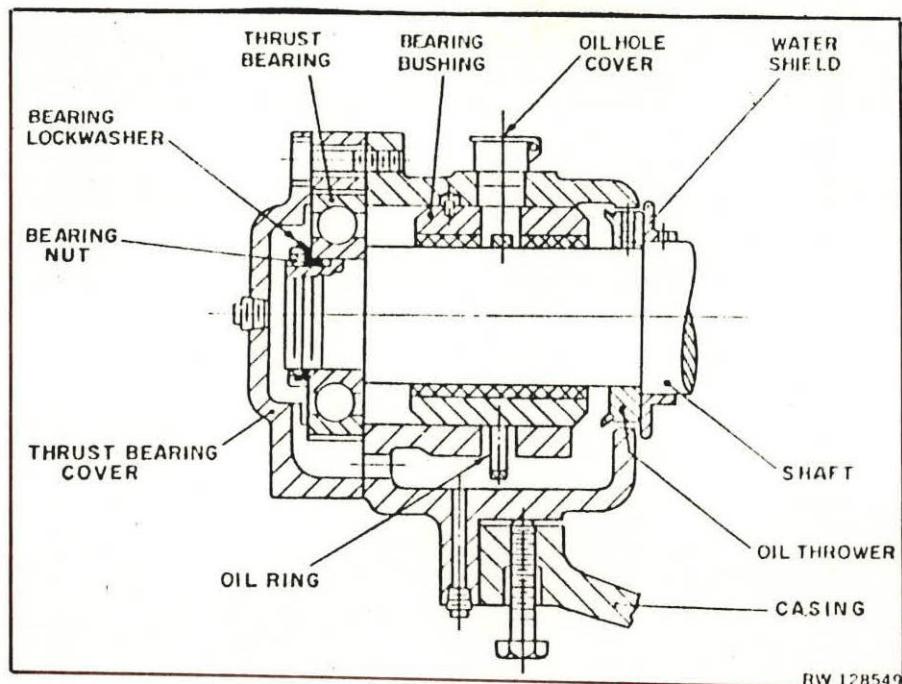


Fig # 1.8 Cojinete Radial.

CAPITULO II

OPERACION DEL SISTEMA

2.1. ANTECEDENTES DE INSTALACION.

Según datos recogidos en al planta "La Toma", las partes mecánicas de la bomba en la fecha de instalación (1987), llegaron engrasadas y lubricadas.

El motor para accionar la electrobomba #1 es de marca Westinghouse. Se utilizó la base o fundación de una bomba que funcionaba anteriormente en ese lugar, pero dicha bomba era de otro tipo físico.

Es así que en tales circunstancias, la tubería de succión quedó muy cercana a la pared del pozo de succión. Los pernos de anclaje de la bomba fueron instalados de tal manera que reduzcan los problemas de desalineamiento que normalmente ocurren durante la operación.

Se procedió alinear el acople del eje de la bomba y el eje del motor. También se tuvo cuidado en que la línea de centro de la carcasa coincidiera con la del

rotor o impeller, para evitar que se produzcan torques innecesarios durante el accionamiento.

La experiencia indica que la tubería de succión es la que presenta la mayor fuente de problemas, Fig. # 2.2 , para nuestro caso DI:700 mm. Como es una tubería que se la puede considerar larga, esta dimensión fue escogida cuidadosamente para reducir en lo posible las pérdidas por fricción. El codo de nuestra tubería es de 84° , si este ángulo fuera cambiado, se puede correr el riesgo que como el flujo es desigual en los codos, entre mayor cantidad de agua de agua en un lado de aspiración que en el otro (rotor) lo que causaría un efecto adverso en el perfomance de la bomba. En el inicio de la tubería ingresa el agua, allí se encuentra una " campana " que atenúa los efectos de vórtices.

La tubería de descarga posee una válvula " cheque " que protege a la bomba de las depresiones o de una rotación inversa del impeller debido a recirculación del fluido a través de la carcasa. Es decir una parada brusca del sistema, por ejemplo corte de energía eléctrica, el flujo atrapado en la tubería de descarga tiende a regresar hacia el rodamiento de la bomba, lo que la haría rotar en sentido inverso como una " turbina hidráulica ".

Para ello la válvula consta básicamente de un diafragma que trabaja en ambos sentidos, o sea para que pase el flujo en una sola dirección y en caso de parada brusca el fluido que se regresa " presiona " al diafragma quedando éste limitado a la tubería.

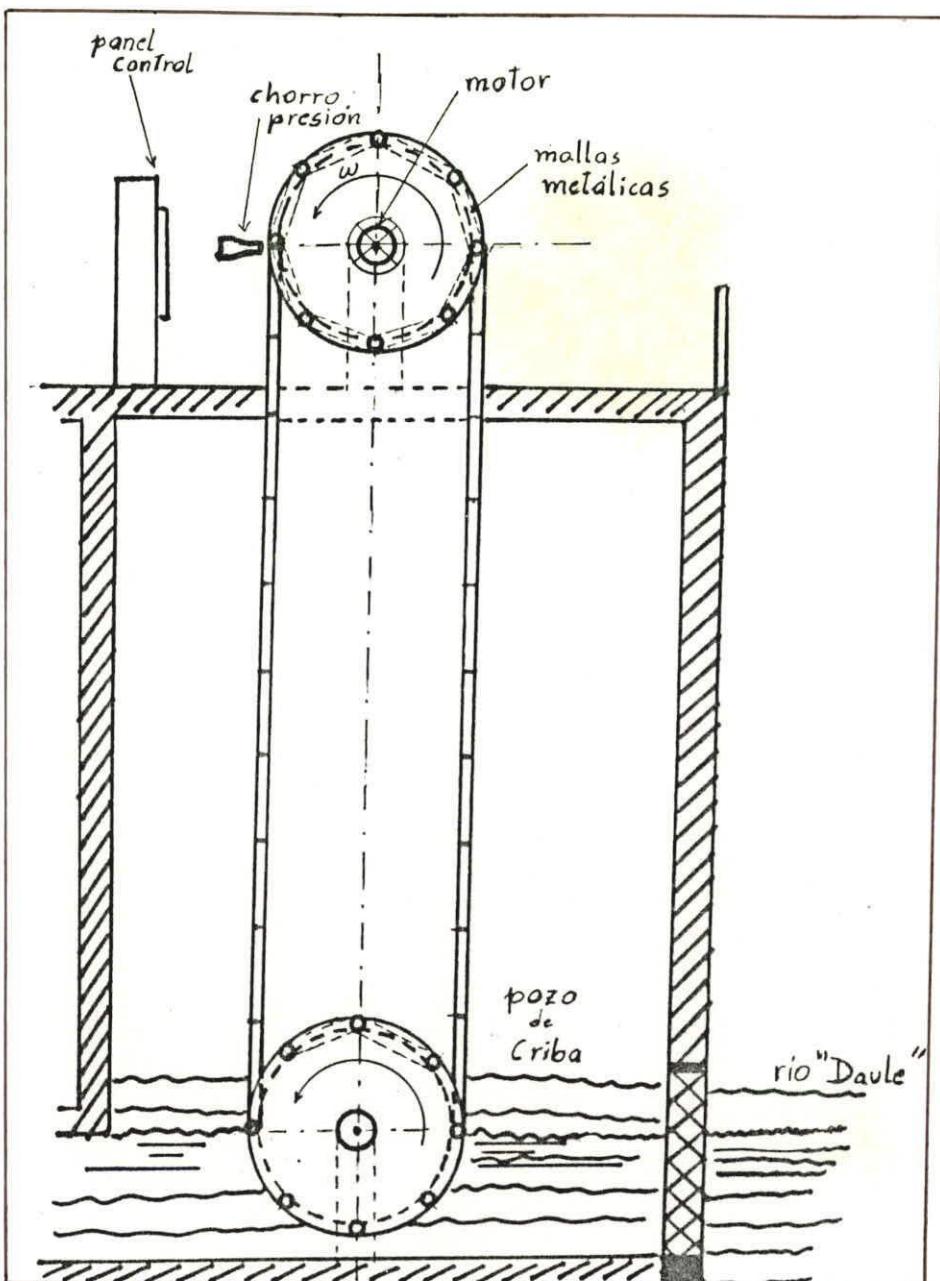


Fig. # 2.1 Criba de succión

Se tiene también una válvula de compuerta, que cumple una función parecida al cheque, con la diferencia que tenemos que accionarla manualmente abriendo o cerrando el control según el caso.

2.2 CONDICIONES DE OPERACION

Como condiciones de operación podemos considerar.

2.2.1. OPERACION DE LA BOMBA.

El proceso de captación se inicia con el ingreso del agua del río (Daule) hacia la criba Fig# 2.1 , que es un sistema rotatorio de mallas metálicas, en las cuales los elementos extraños (lechugines , palos, piedras, etc..) van quedando atrapados y al llegar a la parte superior de la criba, se introduce un chorro de agua a presión para lavar la malla y la suciedad es conducida a su vez por un canal para desechos.

Es así que al llegar el flujo de agua por dos entradas al pozo de succión, en donde ésta es succionada por la tubería (DI: 700 mm) mostrada en la Fig # 2.2 . Al llegar al rodamiento de la bomba, ésta descarga radialmente el caudal de agua que es de $65000 m^3 / \text{día}$, por intermedio de una tubería de 800 mm (DI), que a su vez se conecta con otra de 900 mm (DI).

La carga y potencia de la bomba es transmitida por el motor eléctrico, estos parámetros son controlados por los tableros eléctricos (operadores).

El personal de mantenimiento, es el encargado de anotar y controlar datos como: Temperatura de los cojinetes, presión hidráulica, voltaje, amperaje, nivel del río, nivel del tanque reservorio. Esto se lo hace cada hora o media hora según el caso.

Es de anotar, que hace algún tiempo el ingreso de agua se producía a través de una gran tubería que se extendía hasta el centro del río, es decir se recibía agua directamente de canales del " Daule - Peripa ".

El aire puede entrar a la bomba ya sea por la entrada (sumidero) o por los agujeros en el tubo de succión y uniones, y entre el eje y su camisa.

La bomba posee un tubo vertical para cebarla al arranque y se puede llenar con la válvula de pie cerrada para probar si hay filtraciones en el tubo de succión. El aire que no penetra por la entrada puede ser por filtraciones en la empaquetadura del lado de succión, bridas, bujes, tapones de drenaje y respiraderos.

Cuando vamos a realizar el arranque de la bomba, lo primero que tenemos que hacer es cerciorarnos que el aire gas o vapor de la bomba sea removido, tanto de la carcasa como de las tuberías de succión y descarga.

- Primero abrimos la válvula de descarga y accionamos la bomba de vacío rotativa que aspira el flujo y desactiva la válvula cheque, que estaba reteniendo el flujo cuando la unidad estaba parada.
- Se abre la válvula de escape localizada en el punto más alto de la carcasa para soltar o dejar escapar todo el aire atrapado.
- Cuando el líquido aparece como un chorro estable (sin burbujas de aire), la bomba está lista y puede ser puesta en funcionamiento.

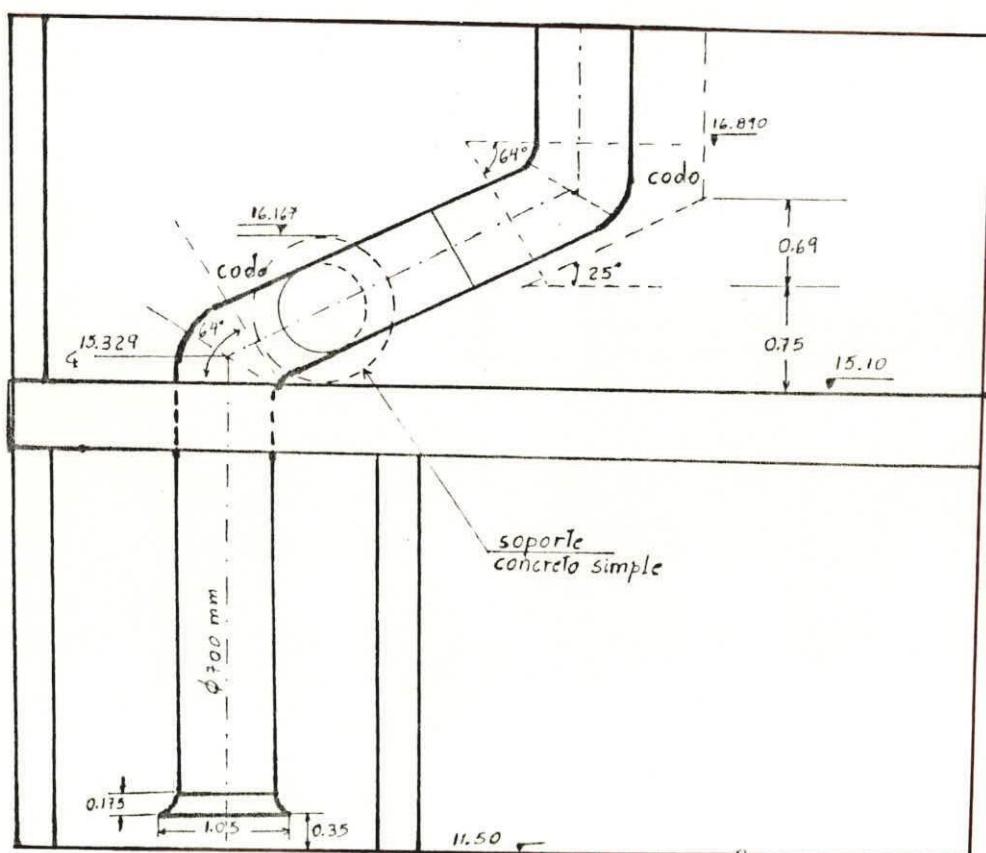


Fig. # 2.2 Tubería y pozo de succión

La canastilla de succión sirve para sólidos en suspensión, que logran sobrepasar la rejilla y la criba.

Constantemente los rines de la carcasa son humedecidos con agua suplida independientemente, ya que según la condición de diseño esta agua provenía del propio rodete de la bomba o sea el flujo a bombejar, como lo muestra el Fig # 1.7, controlada mediante una válvula.

Como instrumentación básica tenemos los manómetros que sensan tanto la presión de descarga como la de succión (vacuómetro) ubicados en sitios convenientes para su observación y poder así chequear el performance de la bomba. Sin embargo para nuestro el vacuómetro a sido retirado por cuanto sufrió averías, por este motivo los datos de succión fueron obtenidos por medio del personal de mantenimiento.

2.2.2. CEBADO

Las bombas rotodinámicas no son autocebantes. La explicación la encontraremos en el principio de funcionamiento (Ecuación de Euler).

De la ecuación # 18

$$U_2 C_2 u - U_1 C_1 u$$

$$H_t = \frac{U_2 C_2 u - U_1 C_1 u}{g}$$

H_t - Altura teórica.

U - Velocidad circunferencial del fluido.

C - Velocidad absoluta del fluido a la entrada.

1 y 2 - Entrada y salida del rodamiento respectivamente.

En efecto, la bomba en cuestión funcionando a un # de revoluciones determinado (885 RPM) proporciona una altura máxima, que generalmente coincide con el punto para el cual $Q = 0$. Esta altura según la ecuación de Euler, no depende de la densidad del agua. Así para nuestra bomba que da una altura de 86 mt dará esta misma altura si está llena de aire o de agua, pero:

- Si la bomba está llena de aire, el incremento de presión creada por la bomba será:

$$P = \rho * H = 1.2 * 86 = 103.2 \text{ Kgf/mt}^2 \quad \text{ec } \# 24$$

que no sería suficiente para que suba el agua por la tubería de succión.

- Si la bomba está llena de agua (bomba cebada) el incremento de presiones creado será:

$$P = \gamma * H = 1000 * 80 = 80000 \text{ kgf/mt}^2 \quad \text{ec } \# 25$$

y la bomba ya podrá succionar.

Existen varios tipos de Cebado, como por ejemplo:

- En la tubería de impulsión, provista de una válvula de retención para que la tubería quede siempre llena de líquido, se dispone un by - pass por el que el líquido pasa de la tubería de impulsión a cobar la bomba. Para que la bomba pueda cebarse a la entrada de la tubería de aspiración deberá instalarse una válvula de pie, que puede ser para las bombas pequeñas de una sola hoja, para las bombas medianas de 2 hojas , y para las bombas grandes del tipo de disco con resortes detrás de cada disco.
- La válvula de pie mantiene la bomba cebada desde la parada hasta el arranque siguiente; una pequeña tubería auxiliar repone las pérdidas del líquido, o sirve para cebar la bomba, cuando la válvula de pie no es totalmente hermética.
- Cebado por bomba de vacío, alternativa o rotativa; éstas pueden ser húmedas o secas; en este último caso hay que vigilar para que entre agua a la bomba al hacer el cebado. Este esquema no necesita válvula de pie (elimina

las pérdidas en la misma), lo cual es ventajoso para evitar la cavitación y se presta fácilmente al automatismo.

- d) Cebado por eyector. Se dispone un eyector de aire a vapor, en el punto más elevado de la carcasa de la bomba; éste es el método apropiado cuando se dispone de vapor de agua a presión o de aire. Para expulsar el aire es menester disponer de una válvula hermética a la salida de la bomba. Cuando por la tubería de escape del eyector sale agua, entonces la bomba puede ponerse en marcha. Este tipo de cebado no exige tampoco la válvula de pie.
- e) Se intercala en la tubería de impulsión un deposito que retiene el líquido necesario para el cebado de la bomba.

Para que una bomba rotodinámica sea autoaspirante, se puede incorporar un rodeté giratorio de desplazamiento positivo. La idea es vaciar la tubería de aspiración de aire y después llena la carcasa de líquido y empieza a bombear.

La bomba autoaspirante de la fig # 2.3, es una bomba centrífuga con un rodeté de cebado de desplazamiento positivo, del tipo de paletas deslizantes, incorporado en la misma carcasa.

Como complemento a lo expuesto diremos que las bombas rotodinámicas, incluso las autoaspirantes, tienen una altura práctica de aspiración generalmente inferior a los 8 mt, y teóricamente nunca superior a los 10 mt; sin embargo puede conseguirse que una bomba aspire a 40 mt y aún más.

utilizando un aspirador de profundidad, en él una parte del caudal de la bomba es conducido a presión a través de una tobera, de diseño adecuado, saliendo el chorro de la misma a gran velocidad y creándose un vacío a consecuencia del aumento de energía cinética (tubo venturi). El agua sube del pozo, y se mezcla con el chorro de agua motriz, transformándose a continuación la energía dinámica en presión (altura estática).

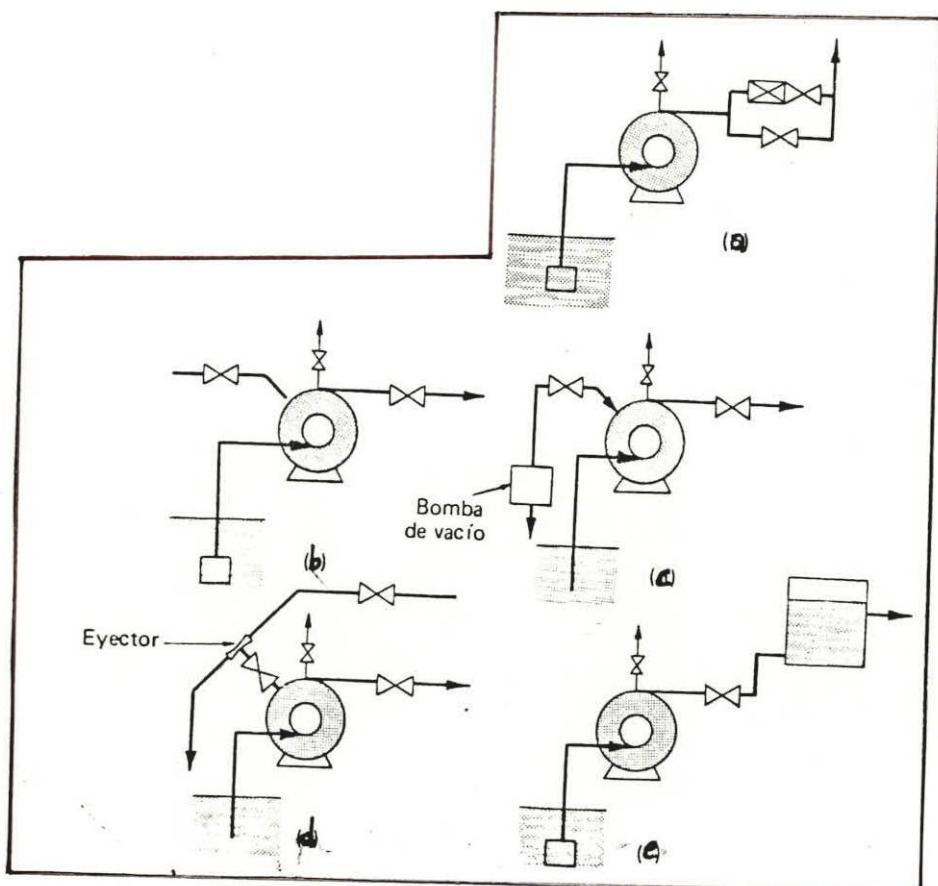


Fig. # 2.3 Tipos de cebado

2.3. INFLUENCIA DE LA CAVITACION EN LA OPERACION

Ante todo tenemos que diferenciar entre cavidades de vapor y bolsas de gas. "Gas" significa tanto los vapores como el aire atrapados en el sistema para distinguirlos de los vapores formados por la vaporización del líquido.

En una de las inspecciones realizadas a " La Toma ", se pudo escuchar un ruido cíclico como " casquillo ".

Sin embargo nuestro objetivo es determinar si estos ruidos corresponden a la implosión de las cavidades de vapor, de bolsas de aire, o la infiltración de objetos extraños que golpean contra la carcasa.

El flujo de un líquido ideal va de acuerdo con el bien conocido principio de Bernoulli:

$$(v^2/2g) + (P/\gamma) + z = \text{constante.} \quad \text{ec } \# 26$$

Si se aplica la ecuación de Bernoulli a un vórtice del líquido, éste se conoce como vórtice potencial, tiene una velocidad de rotación que varía inversamente con el radio R del del vórtice o sea:

$$V \cdot R = \text{constante.}$$

ec # 27

Esta ecuación repercute mucho en los efectos del diseño del sumidero sobre el rendimiento de la bomba. Indica que la velocidad aumenta hacia el centro del vórtice y tiende a volverse infinita cuando el radio tiende a cero. Por lo tanto el principio de Bernoulli, la presión absoluta cerca del vórtice potencial se vuelve mucho más baja presión atmosférica. Cuando esa zona de baja presión está en contacto directo con la atmósfera y el cuerpo del líquido se mueve en el sentido del eje del vórtice, entrará aire en él. Según la configuración del sumidero, es posible que este aire llegue al ojo del impulsor y produzca problemas.

Pero si no se deja entrar aire a la zona de baja presión del vórtice, entonces se producen ya sea un núcleo de baja presión de líquido que gira como remolino " sólido " o una cavidad llena de vapor. Esto ocurre cuando el centro del vórtice entra al tubo de succión.

En la Fig # 2.4, se ilustra en forma esquemática como influyen estas relaciones en el rendimiento cuando el líquido pasa desde un canal estrecho hasta un sumidero ancho. Por baja que sea la velocidad de entrada, puede producir uno o más vórtices y la velocidad del líquido en ellos aumentará hacia sus centros y producirá zonas de baja presión.

Cuando llegan a una zona alta presión en la bomba se aplastarán con gran fuerza y muchas veces ocasionarán serios daños. Además reducen la superficie del conducto en la entrada a los álabes del impulsor e interrumpirán por completo el flujo.

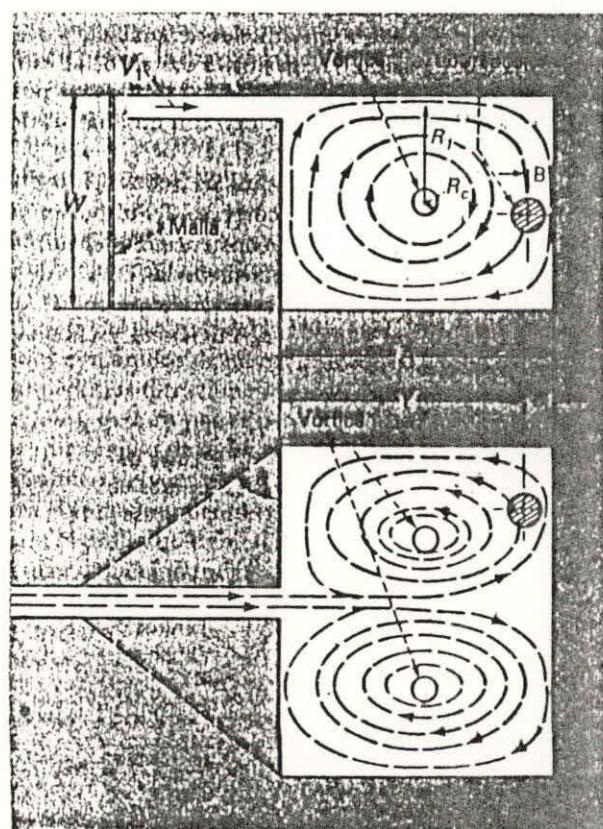


Fig. # 2.4 Zonas de vorticidad

En el caso de la cavitación gaseosa o bolsas de gas, algunas bombas han funcionado en forma correcta con bolsas de gas estacionarias que se sabe están en la tubería de succión . Esto ha engañado a muchos usuarios y los ha hecho creer que éstas son inofensivas.

Los problemas empiezan cuando el gas (vapor de aire) se mueve y entra a la bomba. El impulsor lanza al líquido, que es más pesado, hacia afuera y retiene el gas dentro del ojo del impulsor. A veces esto cortará por completo el paso del líquido por la bomba y la dañará en forma irreparable. Otras veces seguirá la circulación del líquido, pero en menor volumen.

Esta circulación reducida puede producir uno de 2 resultados. Primero, según sean las velocidades más altas en las zonas parcialmente obstruidas y las pérdidas de presión en la succión y hacer que se desprenda más gas del líquido. Segundo, debido a la velocidad más alta del líquido al pasar por la bolsa de gas, arrastra más gas. Según si se forme o se arrastre más gas, la bolsa crecerá o desaparecerá.

Dado que es muy difícil o casi imposible predecir cuál de estos dos eventos ocurrirá, es preferible no arriesgarse y eliminar las bolsas de gas que puedan ocurrir en el tubo de succión, en la carcasa o en el tubo de descarga.

Las causas típicas de las bolsas de gas en el tubo de succión son: puntos altos en la tubería, reductores concéntricos que llegan a la boquilla de la bomba.

juntas más pequeñas que el tubo o colocadas excéntricamente. Esto se puede evitar mediante una pendiente gradual de los tubos, con reductores excéntricos y juntas con diámetro interior mayor que el tubo.

Cuando la distribución física de la planta impide instalar tubos de succión con pendiente gradual desde el tanque hasta la bomba y hay puntos altos, hay que darles respiración a la atmósfera o al espacio para vapores en tanque. Cuando los puntos altos sin respiraderos no ocasionan problemas es que la velocidad del líquido es tan baja que no arrastra al gas del tubo de succión hacia la bomba.

En las bombas de una etapa o paso, las bolsas de gas suelen ocurrir en el punto más alto de la voluta. Si no son grandes, el líquido puede arrastrarlas antes de que se desplacen hacia el ojo del impulsor. Pero si siguen formándose gases y la bolsa es grande, es posible que se desplace hacia el ojo del impulsor en donde reducirá el flujo y la eficiencia.

Aunque parezca extraño, las bolsas de gas en los tubos de descarga pueden influir en el rendimiento de la bomba. Ocurren con mayor frecuencia entre la válvula de compuerta y la de retención de descarga cuando se ha parado la bomba y se ha cerrado la válvula de compuerta.

A veces en nuestro caso el tubo de descarga está más bajo que la línea de centros de la bomba y la bomba se ceba con la válvula de descarga cerrada.

En este caso, cuando se abre la válvula de descarga antes de poner en marcha la bomba, el gas atrapado entre la válvula de compuerta y la de rentención o cheque escapará hacia atrás de la carcasa y alterará el rendimiento.

2.4. PERDIDAS Y POTENCIAS.

Todas las perdidas de energía en la bomba (entre e y s) Fig # 2.5, se clasifican en tres grupos:

Pérdidas hidráulicas: ph

Pérdidas volumétricas: pv

Pérdidas mecánicas: pm

2.4.1. PERDIDAS HIDRAULICAS.

Las pérdidas hidráulicas disminuyen la energía específica útil que la bomba comunica al fluido, o sea la altura manométrica. Pueden ser: de superficie y de forma, las de superficie se producen por el razonamiento del fluido con las paredes de la bomba (rodetes, corona) o de las partículas del fluido entre sí; las pérdidas de forma se producen por el desprendimiento de la capa límite en los cambios de dirección y en toda forma difícil al flujo.

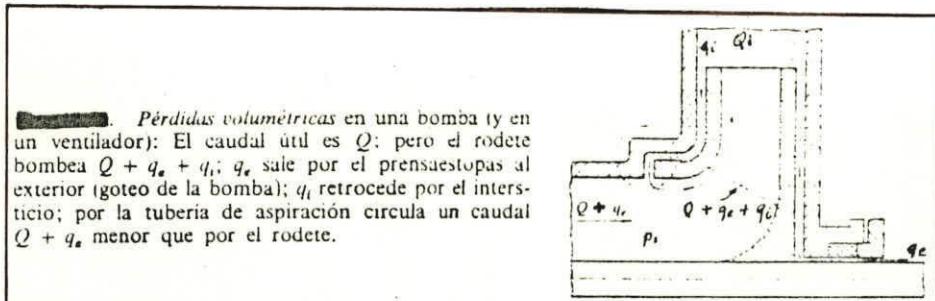


Fig # 2.5 Pérdidas volumétricas

2.4.2. PERDIDAS VOLUMETRICAS

Estas pérdidas son de caudal, y pueden ser exteriores o interiores.

En general constituyen una salpicadura de fluido al exterior, que se escapa por el juego entre la carcasa y el árbol de la bomba. Para reducirlas se utiliza el prensaestopas, que se llena de material de cierre, provista de su correspondiente tapa con pernos.

2.4.3. PERDIDAS MECANICAS.

Estas pérdidas se producen básicamente por rozamiento en el prensaestopas, en los cojinetes rozamiento de disco.

2.4.4. POTENCIAS DE LA BOMBA.

N_a - potencia al freno

N_i - potencia interna.

Es la potencia suministrada al rodete es igual a la potencia de accionamiento menos pérdidas mecánicas.

$$\gamma(Q + q_e + q_i) * (H_m + H_{r-int})$$

$$N_i = \frac{\gamma(Q + q_e + q_i) * (H_m + H_{r-int})}{75} \text{ (CV)} \quad \text{ec } \# 28$$

75

N_u - potencia útil o sea el incremento de potencia que experimenta el fluido en la bomba.

$$Q * \gamma * H_m$$

$$N_u = \frac{Q * \gamma * H_m}{75} \text{ (CV)} \quad \text{ec } \# 29$$

$$1 \text{ kW} = 1.014 \text{ CV}$$

2.5. NIVEL DEL RIO Y CONTAMINANTES

Es importante mencionar, que la bomba "Worthington" fue construida y probada para niveles de succión estáticos, pero lógicamente el nivel del río Daule es cíclico o fluctuante. Por otro lado cuando el nivel del río es considerado "bajo", lo que se hace es poner en funcionamiento bombas sumergibles Hidroflot, para bombear agua a la captación, y las cribas manejen suficiente caudal.

A continuación tenemos algunos datos promedios de niveles de operación:

1) Río Daule.

Nivel máximo normal : 17.55 mt.

Nivel mínimo normal : 14.10 mt.

2) Tanque de Distribución.

Nivel máximo normal año 2000 : 95.81 mt.

3) Alturas estáticas de bombeo (del sistema)

$$H_{\text{máx}} = 95.81 - 14.10 = 81.71 \text{ mt.}$$

$$H_{\text{mín}} = 95.81 - 17.55 = 78.26 \text{ mt.}$$

4) Alturas corregidas teniendo en cuenta las pérdidas en la succión y en la descarga. (Sistema)

Hsmáx = 84.71 mt.

Hsmín = 81.28 mt.

Ahora veamos el nivel del río cada hora, por ejemplo el 17 de Noviembre de 1990.

TABLA # 4

NIVELES DEL RIO DAULE	
Hora (A.M)	Nivel (mt).
0	15.34
1	15.05
2	14.76
3	14.50
4	15.35
5	16.04
6	16.62
7	17.18
8	17.05
9	16.59
10	16.03

HORA (AM)	NIVEL (mt)
11	16.15
12	15.85

La fluctuación del nivel del río, tiene incidencia en la capacidad de succión de la bomba o sea en el cabezal neto positivo de succión. Lo que suele suceder, es que la rejilla de entrada hacia la criba, se acumula en la parte superior en el ingreso del caudal de agua del río.

CAPITULO III

DATOS DE OPERACION Y CALCULO DE PARAMETROS HIDRAULICOS.

3.1.- TOMA DE DATOS DE OPERACION

Entre los datos de operación y diseño tenemos la siguiente información:

Tubería de succión: DI 700 mm, e: 12 mm

Tubería de descarga: DI 600 mm, e: 12 mm

Tubería común : DI 900 mm,

Tubería de 50", longitud: 1515 mt

espesor : 12 mm

Tubería de 60", longitud: 1546 mt

espesor: 10 mm

Como parámetros característicos del sistema tenemos:

Eficiencia de la bomba (eb) : 85%

Inercia del rotor del motor: $W_{Kr} = 1065 \text{ lbf-ft}^2$

Inercia del impulsor con agua: $W_K = 847 \text{ lbf-ft}^2$

Eficiencia del motor (em): 94%

Potencia al eje: 780 Kw

Potencia de la bomba: 1050 Kw

Altura dinámica de succión: 5,50 mt

Torque: 7650 N-mt

Tiempo de parada del rotor por inercia, (bomba y motor):

$T_a = 0.88 \text{ seg.}$

BOMBEO

- De las 8 electrobombas:

$$Q = 6.58 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$H = 84.84 \text{ mt}$$

$$\text{de donde : } Q(80'') = 4.12 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q(50'') = 2.44 \text{ m}^3/\text{seg}$$

- Para la electrobomba # 1:

$$Q = 0.75 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$H = 80 \text{ mt.}$$

3.2.- CALCULO DE ALTURA MANOMETRICA

- Altura manométrica o cabezal total.

$$H_m = \frac{P_2 - P_1 + Z_2 - Z_1 + H_{ra} + H_{rl} + V_d^2}{2g}$$

Ecuación #23 de la sección 1.3.3.

Según el sistema de operación de la EPAP - G, en los 3 últimos términos H_{ra} , H_{rl} , $V_d^2 / 2g$ los podemos considerar como un 2 % del cabezal resultante (adicinarlo), aunque también podemos hacer cálculos aproximados de dicha pérdida, o sea:

$$P_1 = P_{atm} \quad Z_1 = 2.8 \text{ mt (pozo de succión)}$$

$$P_2 = P_{atm} \quad Z_2 = 90 \text{ mt (altura de cota)}$$

$$P_{atm} - P_{atm_0}$$

$$H_m = \frac{-----}{\gamma} + 90 - 2.8 = 87 + 2\% (87) =$$

$$H_m = 87.2 + 1.74 = 88.94 \text{ m} \quad (\text{teórico})$$

3.3.- CALCULO DEL NPSH

Para el calculo del NPSH requerido, como del NPSH disponible es necesario relacionar ambos valores con un mismo plano de referencia.

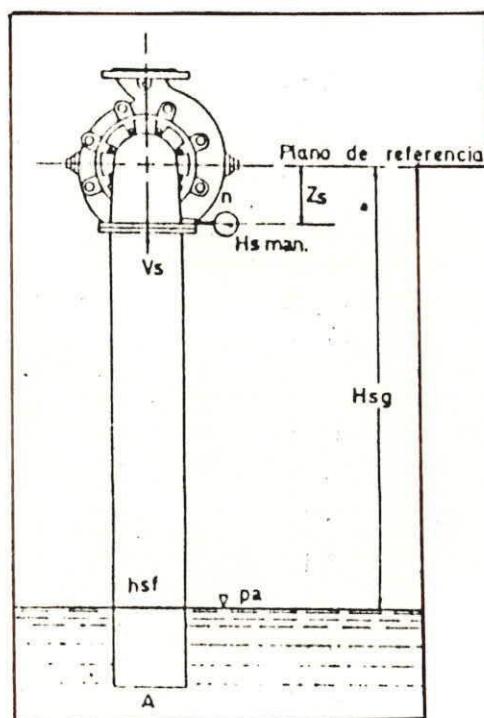


Fig. # 3.1 Parámetros del NPSH

3.3.1 NPSH requerido.

Para el NPSH requerido (Fórmula Hidrostática): $\text{ref}(4)$

$$\text{NPSH}_r = \frac{P_a - P_{vp}}{\gamma} - H_{sm} + \frac{V_s^2}{2g} + D/2 \quad \text{ec } \# 30$$

Sin embargo hay que aclarar que el cálculo del NPSH_r requerido de mediciones prácticas en laboratorio, es decir que la información debe ser entregada normalmente por el proveedor de la bomba, pero la ecuación anterior puede ser una buena aproximación.

En la formula #30:

P_a : presión atmosférica del lugar de instalación.

P_{vp} : presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo.

γ : gravedad específica del líquido a la temperatura de bombeo.

H_{sm} : vacío manométrico en el lado de aspiración.

V_s : velocidad de la brida de succión.

g : gravedad

D : diámetro de succión.

Temperatura de bombeo : 23 °C.

P_{atm} : 14.7 psi o 10330 Kgf / mt².

P_{vp} (a 23 °C) = 285.2 Kgf / mt².

$$\gamma = 997.4 \text{ Kgf / mt}^3$$

$H_{sm} = 35 \text{ cm Hg o } 4.76 \text{ mt de H}_2\text{O}$ (valor proporcionado) por el jefe de mecánica de " La Toma ").

$$4 Q = 4 (0.75)$$

$$V_s = \frac{4 Q}{\pi D^2} = \frac{4 (0.75)}{\pi (0.7)^2} = 1.948 \text{ mt/seg}$$

Entonces en la ecuación # 30:

$$NPSH_r = \frac{10330 - 285.2}{997.4} - \frac{4.76}{2 (9.8)} + \frac{0.1936}{2} + \frac{0.35}{2} = 5.85 \text{ mt}$$

$$NSPHr = 5.85 \text{ mt.}$$

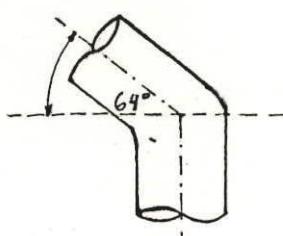
PERDIDAS EN LA ASPIRACION

$$4 Q = 4 (0.75)$$

$$V_s = \frac{4 Q}{\pi D^2} = \frac{4 (0.75)}{\pi (0.7)^2} = 1.948 \text{ mt / seg} \quad \text{ec \# 31}$$

Codos a 64°

$$h_c = \left\{ \frac{V_s^2}{2 g} \right\} \quad \text{ec \# 32}$$



$$\epsilon/D = 600/700 = 0.857$$

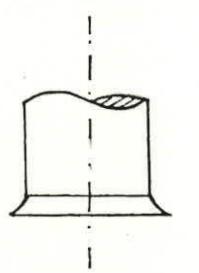
$$\left\{ \right\} = 0.2 \text{ (coeficiente de pérdidas)}$$

$$V_s^2 = (1.948)^2$$

$$h_c = 2 \left\{ \frac{V_s^2}{2 g} \right\} = 2(0.2) \frac{(1.948)^2}{2(9.8)} = 0.07 \text{ mt}$$

Fig. # 3.2 codo 64°

Sección



$$\} = 0.04$$

$$Vs. \quad (1.948).$$

$$hc = \left\{ \frac{1}{2} g = (0.04) \frac{Vs^2}{2 g} = 0.00774 \text{ mt} \right. \\ \left. 2 (9.8) \right.$$

Fig # 3.3 Sección de entrada

Fricción en la tubería de aspiración.

Antes

$$\int V D$$

$$Re = \frac{V D}{\mu} \quad \text{ec } \# 33; \quad \text{donde } V = Vs$$

$$Lc \quad Vs^2$$

$$y \quad hf = f + \frac{Lc}{Ds} + \frac{Vs^2}{2 g} \quad \text{ec } \# 34$$

$$a \ 23 \cdot C \quad \rho = 999 \quad \text{Kg / mt}^3$$

f : factor fricción

$$\mu = 10^{-3} \quad \text{Kg / mt} \cdot \text{seg}$$

$$(999)(1.948)(0.7)$$

$$Re = \frac{\text{-----}}{10} = 1.3 \cdot 10^6 \quad (\text{Turbulento})$$

Para hierro fundido con $D_s = 0.7 \text{ mt} \quad (2.29 \text{ ft})$

$$\epsilon / D = 0.0045 \quad (\text{Mataix})$$

Con $\epsilon / D = 0.0045$ y $Re = 1.3 \cdot 10^6$; según Moody Chart

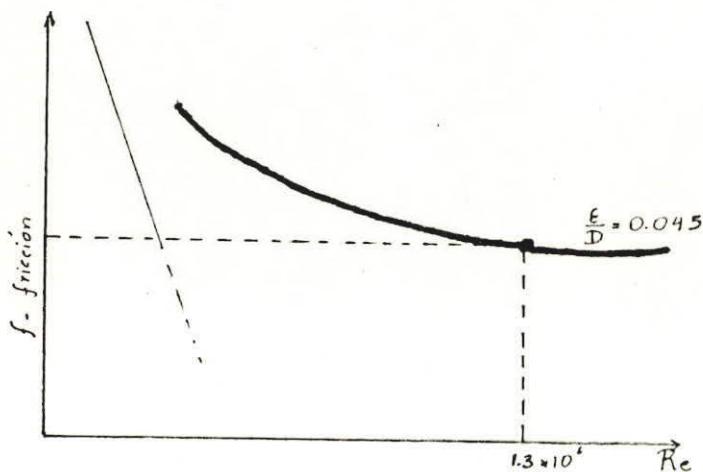


Fig. # 3.4 Diagrama de Moody (vease apéndice A)

$$f \text{ (factor fricción)} = 0.029$$

$$L_e \text{ (longitud equivalente)} = 5.9 \text{ mt}$$

de la ec # 34

$$h_f = f * \frac{L_e}{D_s} * \frac{V^2}{2g} = (0.029) \frac{5.9}{2} * \frac{(1.948)^2}{2(9.8)} =$$

$$h_f = 0.047 \text{ mt}$$

$$\text{Finalmente } H_{ra} = h_c \text{ (codos)} + h_c \text{ (succión)} + h_f \text{ ec # 35}$$

$$H_{ra} = 0.07 + 0.00774 + 0.047 = 0.125 \text{ mt}$$

$$H_{ra} = 0.125 \text{ mt} = H_{sf}$$

3.3.2 NPSH disponible.

Para el NPSHd

Se deberá calcular de la instalación, para lo cual es necesario establecer con exactitud la altura física más desfavorable H_{sg} y la pérdida por fricción H_{sf} , y P es la presión adicional sobre la superficie de succión para nuestro caso $P = 0$.

$$+ P - P_a - P_{vp} + H_{sg} - H_{sf}$$

$$NPSH_d = \frac{+ P - P_a - P_{vp} + H_{sg} - H_{sf}}{\gamma} \quad \text{ec \# 36}$$

Así mismo podemos calcular las perdidas por fricción, estimadas anteriormente.

Como el nivel del río es fluctuante, vamos a escoger un valor promedio:

$$H_{sg} = - (19.09 - 15.158) = - 3.934 \text{ mt}$$

En la ec \# 36

$$10330 - 285.2$$

$$NPSH_d = \frac{10330 - 285.2}{997.4} - 3.934 - 0.125$$

$$NPSH_d = 6.011 \text{ mt}$$

Como el NSPHd es un poco mayor que el NSPHr, la bomba funciona aceptablemente.

Teóricamente $NPSHd > NPSHr$, para que no ocurran problemas de succión.

Ahora veamos cuando el nivel del río se encuentra bajo.

Tenemos $Hsm = 25 \text{ cm Hg}$ o 3.4 mt de agua.

y los demás datos sin alterar.

En la ec # 30

$$NPSHr = \frac{Pa - Pvp}{\gamma} - Hsm + \frac{Vs^2}{2g} + D/2$$

$$10330 - 285.2 \quad (1.948)^2$$

$$NPSHr = \frac{997.4}{2(9.8)} - 3.4 + \frac{0.7}{2} + (0.7)/2$$

$$NSPHr = 7.21 \text{ mt}$$

Ahora para el NPSHd:

$$Hsg = - (19.09 - 13.5) = - 5.59 \text{ mt} \text{ nivel bajo del río, Diciembre 15 de 1990.}$$

En la ec # 36

$$P_a - P_{vp}$$

$$NPSHd = \frac{P_a - P_{vp}}{\gamma} - Hsg - Hsf$$

$$10330 - 285.2$$

$$NPSHd = \frac{997.4}{10330} - 5.59 - 0.125 = 4.335$$

$$NPSHd = 4.335 \text{ mt de agua.}$$

Como $NPSH_r < NPSH_d$, teóricamente la bomba no funcionaría, por lo tanto se utilizan las bombas sumergibles Hidrofot para bombear agua a las cribas, ya que puede entrar lodo y objetos diversos, pese al poder de succión de la bomba.

3.3.3. CONSIDERACION TEORICA: NPSH con impulsor recortado y con cambio de velocidad

a) NPSHr con impulsor recortado

Generalmente el fabricante de la bomba proporciona en su hoja de curvas características de la bomba, la curva correspondiente al $NPSH_r$ del impulsor a mayor diámetro. Para poder obtener el $NPSH_r$ de un impulsor a menor diámetro a la misma velocidad, se puede proseguir como sigue:

$$\left(\frac{D_o}{D_1} \right)^2 \sim \frac{Q_o}{Q_1} \sim \frac{H_o}{H_1} \quad \text{ec \# 37}$$

donde:

D_o : Diámetro máxima del impulsor.

D_1 : Diámetro rebajado del impulsor.

Q₀ : Caudal con diámetro máximo del impulsor.

Q₁ : Caudal con diámetro rebajado del impulsor.

H₀ : Altura con diámetro máximo del impulsor.

H₁ : Altura con diámetro rebajado del impulsor.

b) NPSH_r con cambio de velocidad

Debido a que el NPSH_r es un dato difícil de calcular matemáticamente con exactitud y, solamente se obtiene por pruebas hidráulicas realizadas con determinada bomba, se puede usar con cierta aproximación lo siguiente:

El NPSH_r de una bomba a una capacidad determinada, mejorará si se reduce su velocidad; de lo contrario, si se aumenta su velocidad empeorará y posiblemente no será conveniente para la capacidad de la bomba.

Si la velocidad varía el NPSH_r varía de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$h_{sv1} = h_{sv0} \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^{0.75} \quad ec \# 38$$

h_{sv0} : NPSH_r conocido.

h_{sv1} : NPSH_r por calcular.

n_o : Velocidad en RPM del NPSHr conocido.

n_s : Velocidad en RPM del NPSHr por calcular.

3.4 CALCULO DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA DE IMPULSION Y DE SUCCION

Velocidad específica de impulsión ns es un índice característico de la impulsión.

Para esto $GPM = GPM$ total / 2, (rotores de doble succión)

$$ns = \frac{RPM \sqrt{GPM}}{H^{3/4}} \quad ref (5) \quad ec \# 39$$

$$(885) \quad \frac{\sqrt{11890.9/2}}{(282)^{3/4}} = 991.62$$

Velocidad específica de succión S es un índice de las características de succión del impulsor:

$$S = \frac{RPM \sqrt{GPM}}{hsv^{3/4}} = \frac{\sqrt{11890.9/2}}{(6.1 / 0.304)^{3/4}} =$$

$$S = 7211.9$$

3.5 POTENCIAS.

N_a : Potencia al eje 780 KW

$$Q_r \gamma H_m (0.75) (997) (86)$$

$$N_u : \text{Potencia útil: } \frac{75}{75} = \frac{75}{75} = 857.4 \text{ CV}$$

de la ec # 29

donde N_u : 845.58 KW

3.6. PARAMETRO DE CAVITACION. (σ)

Se define como cabezal neto positivo de succión (el disponible), para el cabezal de impulsión o altura monométrica neta:

$$\sigma = \frac{NPSH_d}{H} = \frac{h_{sv}}{H} \quad ec \# 41$$

Podemos escoger o tomar como referencia la gráfica de la Worthington Pump Co Fig # 3.5.

De la ec # 39

$$n_s = 991.62$$

De la ec # 40

$$S = 7211.9$$

Con n_s y S , entramos a la curva, de límites de cavitación para bombas de doble succión.

Con esto $\sigma = 0.07$.

De la ec # 41

$$H_{sv} = \sigma^* H = (0.07) (86) = 6.02 \text{ mt}$$

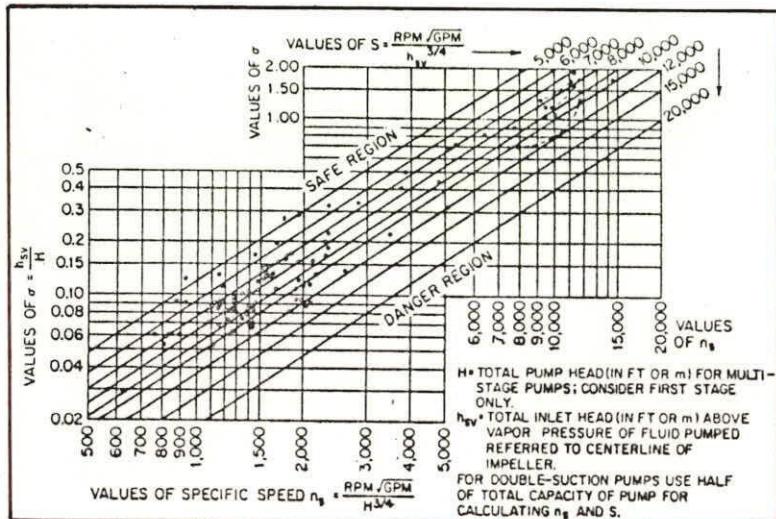


Fig # 3.5 Límites de cavitación

3.7. IMPULSOR DE DOBLE SUCCION.

El impulsor de doble succión es deseable en particular, para grandes capacidades como en nuestro caso ($65000 \text{ mt}^3/\text{día}$). Se basa en lo siguiente:

Si se selecciona el mismo valor de S para impulsores de succión sencilla y dobles, de modo que:

$$S = \frac{n_1 (Q_1)}{3/4} = \frac{n_2 (Q_2)}{3/4}$$

$$ec \# 42$$

En donde el subíndice 1 es para el impulsor de succión sencilla y el subíndice 2 para el impulsor de doble succión. Dado que $Q_2 = Q_1 / 2$ se puede suponer primero que:

$$n_2 = n_1 \quad ec \# 43$$

En cuyo caso $h_{sv} = 0.63 h_{sv}$ o sea:

$$2 \quad 1$$

$$h_{sv} = h_{sv} \quad ec \# 44$$

$$2 \quad 1$$

$$En cuyo caso n_2 = 1.414 n_1 \quad ec \# 45$$

$$2 \quad 1$$

Si se mantiene la misma velocidad de la bomba en ambos casos, como en la ec # 44 se puede reducir la NPSHr dada en 27 % y como se indica en la ec # 45 se puede hacer funcionar una bomba de doble succión a una velocidad 41.4 % más alta.

3.8. RENDIMIENTOS DE LA BOMBA.

El rendimiento compara las perdidas producidas en la bomba. Tenemos varios tipos de rendimientos:

- Rendimiento hidráulico.- Tiene en cuenta todas las pérdidas (producidas) hidráulicas $H_r - int$ en la bomba.

Según definición $H_m = H_i - H_r - int.$

$$\eta_h = H_m / H_i \quad ec \# 46$$

Para nuestro caso, según la " Worthington" $\eta_h = 80 \%$

- Rendimiento volumétrico.- Tiene en cuenta todas las pérdidas volumétricas, y su valor es:

$$\eta_v = Q / Q_i \quad \text{ec } \# 47$$

v

donde

Q - caudal útil

Q_i - caudal bombeado por el rolete.

Según "Worthington", $\eta_v = 85 \%$

- Rendimiento mecánico.- Tiene en cuenta todas las perdidas mecánicas y su valor es:

$$\eta_m = N_i / N_a \quad \text{ec } \# 48$$

m

siendo

$$N_i = N_a - P_m \quad \text{ec } \# 49$$

$$\eta_m = 80 \%$$

- Rendimiento total.- Tiene en cuenta todas la pérdidas de la bomba.

$$\eta_t = N_u / N_a \quad \text{ec } \# 50$$

t

Este rendimiento lo podemos calcular y comprobar.

3.9. CURVAS CARACTERISTICAS DE LA BOMBA.

Entre las curvas características de la bomba tenemos: Cabezal / capacidad, eficiencia, BHP (potencia de la bomba), NPSHr vs flujo (GPM); de la Fig # 3.6.

- Se tiene un rango de capacidad entre 0 y 17000 GPM.
- Para el punto de operación GPM: 11890.89, se tiene:

NPSHr : 13 ft.

BHP : 1020 Kw.

H : 292 ft.

- Cuando GPM : 0, Hmax : 348 ft

- NPSHr min : 10 ft

donde

GPM : 9000.

La curva del cabezal / capacidad, es decreciente a medida que aumenta el flujo, o lo que es lo mismo es creciente a medida que disminuye el flujo de agua. Es lo que llamamos en nuestro estudio altura manométrica, notamos que ésta tiende a caer más bruscamente a partir del punto de operación (GPM).

La curva de potencia BHP, tiene un comportamiento creciente a medida que el flujo aumenta, y esto es lógico puesto que exige mayor demanda de potencia. Sin embargo este creciente no llega a los 1250 Kw.

La curva del cabezal neto requerido se succión, arranca desde los 9000 GPM aproximadamente, pasa por el punto de operación (13 ft) casi 4 mt, lo que difiere de nuestro valor obtenido de 5.85 mt de agua. Aquí tenemos la atenuante que las curvas de la figura fueron obtenidas por el fabricante, con pruebas en condiciones estáticas, más no en condiciones de fluctuación de nivel como un río por lo tanto no coinciden.

La curva de eficiencia de la bomba crece parabólicamente, a razón del aumento de flujo, pasa por el punto de operación hasta un valor máximo (aprox 13000 GPM) y vuelve a decaer como es lógico.

Podemos definir en forma sencilla la eficiencia de la bomba como la inversión de energía o potencia en bomba para la potencia obtenida de la bomba.

En la gráfica siguiente tenemos otra curva de la compañía Worthington, se tiene caudal vs cabezal, para 11890 gal / min (2880 m³ / hr) obtenemos 80 mt de cabezal. Otra curva es la del NPSHr vs caudal, para nuestro punto de operación obtenemos aproximadamente 5.8 mt de agua.

En la última curva tenemos la potencia de la bomba vs caudal, para nuestro punto de operación es 1050 Kw.

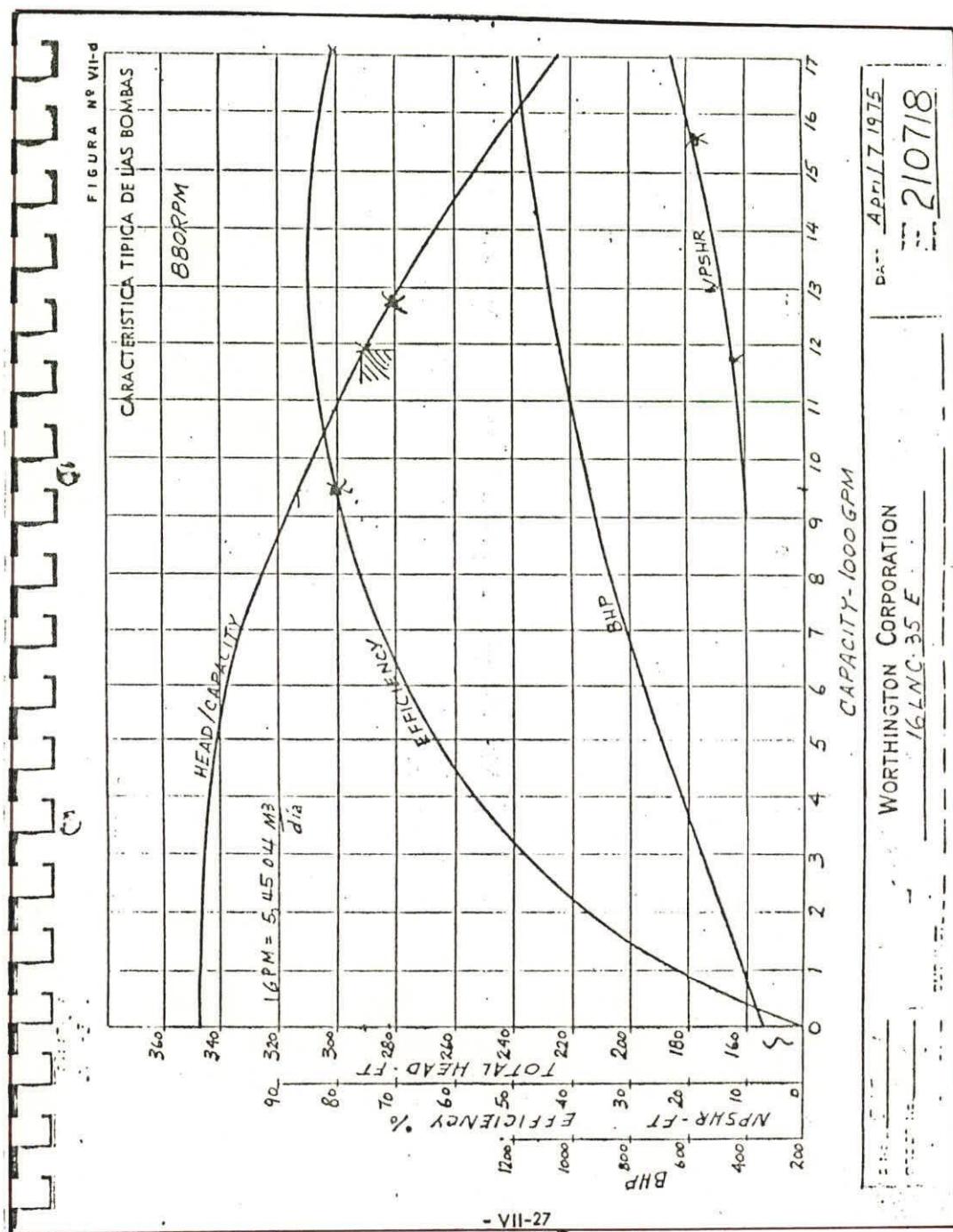


Fig. # 3.6 Curvas características de la bomba

3.10. CALCULO DE EFICIENCIA DE LA BOMBA.

Potencia que entrega la bomba

$$\epsilon = \frac{\text{Potencia entregada a la bomba}}{\text{Potencia que entrega la bomba}}$$

Potencia entregada a la bomba

$$H \dot{m} g$$

$$\epsilon = \frac{H \dot{m} g}{W_m} \quad \text{ec } \# 51$$

$$W_m = \frac{2 \pi (RPM) * M}{60}$$

$$W_m = \frac{2 \pi (RPM) * M}{60} \quad \text{ec } \# 52$$

donde

$$M = \text{Torque} = 780 \text{ Kgf- mt}$$

$$M = 7650 \text{ N - mt}$$

$$H = H_{des} - H_{adm} \quad \text{ec } \# 53$$

donde

$$H_{des} - H_{adm} = 86 - 6 = 80 \text{ mt}$$

$$\dot{m} = Q \cdot \rho \quad \text{ec } \# 54$$

$$\dot{m} = Q \cdot \rho = (0.75 \text{ mt/seg}) (100 \text{ Kg/mt}) = 750 \text{ Kg/seg}$$

entrega la bomba

$$e = \text{-----}$$

entregado a la bomba

En la ec # 51

$$(80)(750)(9.8)$$

$$e = \text{-----} = 82.9 \cong 83\%$$

$$\frac{2\pi(885)(7650)}{60}$$

3.11. PRUEBA DE CAVITACION.

La NPSH_r mínima para una capacidad y velocidad dadas de la bomba se define como diferencia entre el cabezal absoluto de succión y la presión de vapor del líquido bombeado a la temperatura de bombeo y que es necesaria para evitar la cavitación.

La NPSH mínima se determina con una prueba en la cual se mide tanto el cabezal total como la eficiencia a velocidad y capacidad dadas en condiciones de NPSH variable.

Los resultados de esa prueba se presentan de una forma similar a la Fig. # 3.7. Con los valores altos de NPSH el cabezal y la eficiencia permanecen constantes. Cuando se reduce la NPSH se llega a un punto en el cual se rompen las curvas e indican el menoscabo en el rendimiento de la bomba ocasionado por cavitación.

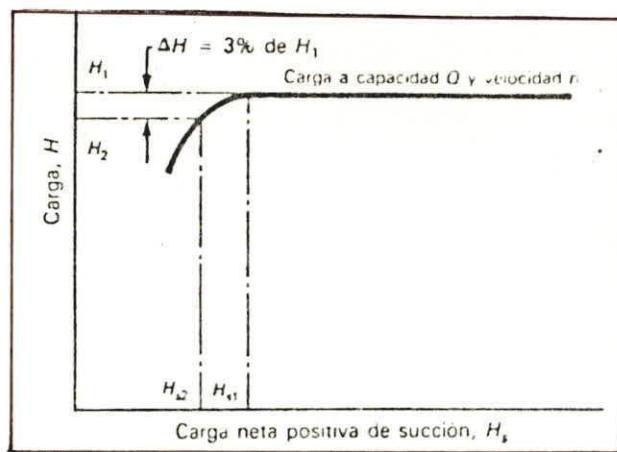


Fig. # 3.7 Prueba de cavitación

Es difícil señalar con precisión el valor exacto del NPSH al cual se inicia la cavitación.

Para la velocidad y capacidad particulares que se prueban, la NPSH que produzca una caída de 3 % en el cabezal se determina como la NPSH mínima.

Las pruebas de NPSH en las bombas centrífugas se suelen efectuar con agua fría. Las curvas de las normas del Hydraulic Institute y las curvas de especificaciones de los fabricantes indican para un funcionamiento satisfactorio si hay conexión con la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo.

CAPITULO IV

CONSIDERACIONES AL FUNCIONAMIENTO

4.1.- ESTUDIO DE MATERIALES

La corrosión por cavitación gaseosa o vaporosa puede evitarse o minimizarse utilizando un material resistente o una cubierta protectora. En general los broncees alumínicos, la estelita, algunos aceros inoxidables y ciertos aceros para herramientas tienen buena resistencia al daño por cavitación y bolsas de aire.

Los materiales como hierro fundido, piezas fundida de bronce y acero y placas de acero tienen resistencia a la cavitación relativamente incompletas, pero pueden protegerse con capas soldadas, cubiertas metalizadas y algunas cubiertas no metálicas.

Aceros Inoxidables

Estos aceros tienen aplicaciones resistentes a la corrosión y al calor. La propiedad de resistencia a la corrosión se debe a una película delgada.

adherente, establece de óxido de cromo u óxido de níquel que protege efectivamente al acero contra muchos medios corrosivos; todo esto es si el contenido de cromo excede el 10 %.

Según el tratamiento térmico los aceros inoxidables pueden ser: Martensíticos, ferríticos y austeníticos.

Los aceros martensíticos inoxidables poseen entre 11.5 % y 18 % de cromo, son magnéticos, pueden trabajar en frío sin dificultad, especialmente con bajo contenido de carbono, pueden maquinarse satisfactoriamente, tienen buena tenacidad, gran resistencia a la corrosión atmosférica y a algunos agentes químicos, y se trabajan fácilmente en caliente. Alcanzan su óptima resistencia a la corrosión cuando se endurecen desde la temperatura recomendada, pero no son tan buenos como los aceros austeníticos o ferríticos inoxidables.

Los aceros ferríticos inoxidables poseen entre 14 y 27 % de cromo.

Como estos aceros poseen poco carbono pero generalmente más cromo que los grados martensíticos, no se pueden endurecer por tratamiento térmico, sino solo moderadamente mediante trabajo en frío. Son magnéticos y pueden trabajarse en frío o en caliente, pero alcanza su máxima suavidad, ductilidad

y resistencia a la corrosión en la condición de recocido. En esta condición son superiores en resistencia a la corrosión y maquinabilidad a los aceros martensíticos inoxidables.

Los aceros austeníticos inoxidables al cromo - níquel y al cromo - níquel - manganeso, son esencialmente no magnéticos en la condición de recocido y no endurecen por tratamiento térmico.

El contenido total de níquel y cromo es de por lo menos 23 %. Son resistentes al impacto y difíciles de maquinar, a menos que contengan azufre y selenio.

Estos aceros tienen la mejor resistencia a altas temperaturas y resistencia a la formación de escamas de los aceros inoxidables. Su resistencia a la corrosión suele ser mejor que la de los aceros martensíticos o ferríticos.

El rotor de la electrobomba de estudio es de acero inoxidable, que definitivamente soporta la implosión de las burbujas de aire.

Según nuestro estudio éste debería ser austenítico por cuanto es el más resistente a la corrosión por "cavitación".

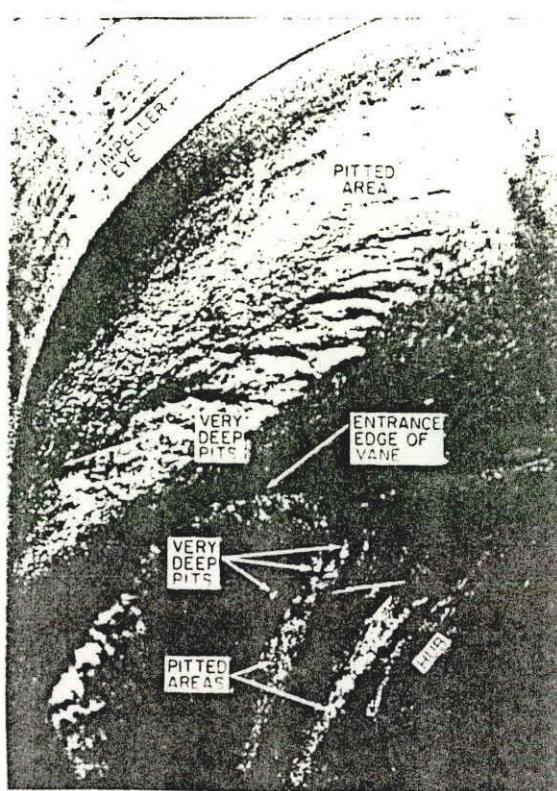


Fig. # 4.1 Impeller con cavitación

Hierro fundido

El hierro fundido es una aleación de hierro y carbono, pero contiene entre 2 y 6.67 % de carbono. El alto contenido de carbono tiende a hacer más frágil al hierro fundido. La mayoría de los tipos manufacturados comercialmente están en el intervalo de 2.5 a 4 % de carbono.

La ductilidad del hierro fundido es muy baja y éste no puede laminarse, estirarse o trabajarse a temperatura ambiente. Aunque los hierros fundidos

comunes son frágiles y tienen menos resistencia que la mayoría de los aceros, son baratos, pueden fundirse mas fácilmente que el acero. Además mediante un buen control de fundición y un tratamiento térmico adecuado, sus propiedades pueden variar ampliamente.

Existen diferentes tipos de hierro fundido, entre los principales tenemos: blancos, maleables, grises, nodulares, enfriados rápidamente y aleados.

El hierro fundido blanco es duro y resistente al desgaste, pero estremadamente frágil y difícil de maquinar, lo que lo hace no muy aconsejable para nuestro caso.

El hierro fundido maleable aumenta la resistencia a la corrosión. El hierro gris una alta resistencia a la flexión y tensión. El hierro nodular es resistente y tenaz.

Los hierros fundidos aleados poseen características variadas según el elemento aleante. Por ejemplo el cromo mejora las propiedades de resistencia a la corrosión, lo cual es muy conveniente para nuestro caso.

Sin embargo por ejemplo el vanadio incrementa la resistencia tensil, la resistencia transversa y la dureza. El níquel (4%) en combinación con el

cromo (1.50 %), se añade al hierro fundido blanco para obtener una excelente resistencia a la abrasión. La adición de 14 al 38 % de níquel a los hierros grises da como resultado una alta resistencia al calor, gran resistencia a la corrosión y poca expansividad.

4.2. CRITERIO DE INSTALACION

Como ya se mencionó anteriormente, es necesario que los componentes y accesorios de la bomba, sean revisados continuamente por el personal de mantenimiento, para un reajuste o cambio de piezas, como los cojinetes que estén a una debida temperatura de trabajo y las condiciones de asiento, el árbol y su alineación, los anillos, el rotor o impulsor, los pernos de ajuste y anclaje, el acople del árbol con el motor, los parámetros eléctricos del motor (wattaje, amperaje, voltaje).

Se mencionó anteriormente, el tendido de la tubería de succión quedó muy cercana a la pared del pozo o sumidero, por lo tanto hagamos el siguiente análisis.

Si el tubo de succión es más pequeño que la zona de baja presión de un vórtice formado, se formará un embudo de aire cerca de la entrada de la bomba por el cual le entrará aire a ésta. En consecuencia el sumidero debe ser de tamaño suficiente para que la bomba quede lejos del centro de cualquier vórtice. El Hidraulic Institute ha preparado una gráfica con las

dimensiones mínimas sugeridas para un sumidero. Con 11890 gal/min y V_c : 1.948 mt/seg (6.39 ft/seg) tenemos Λ (largo) : 160 in. o 4.06 mt. En nuestro caso la electrobomba tiene un sumidero de dimensiones menores, lo que debe ser objeto de estudio y consideración.

Dado que la presión en un vórtice aumenta con la distancia desde su centro, la presión más alta en el sumidero estará cerca de sus paredes. Además las paredes están a la máxima distancia de la zona de baja presión en la cual es posible que aparezca un embudo de aire.

Si la velocidad del líquido en el canal de entrada es V_I y R_I es la distancia entre el canal y el centro del vórtice, entonces V_C y R_C que son las velocidades y radio a los cuales la presión del vórtice cae abajo de la presión atmosférica se expresan como:

$$V_C R_C = V_I R_I \quad \text{ec } \# 55$$

$$o \quad R_C = V_I / V_C \quad \text{ec } \# 56$$

Por lo tanto, el tamaño del radio de la zona de baja presión es directamente proporcional a la velocidad V_I de entrada y el peligro de que llegue un embudo de aire a la bomba aumenta en proporción a esa velocidad. El Hydraulic Institute recomienda que V_I se debe mantener lo más baja posible, de

preferencia menor a 0.304 mt/seg. Aunque se sabe que las bombas funcionan bien con velocidades de entrada hasta 0.608 mt/seg, los sumideros o tanques en este caso son tan grandes que la entrada de la bomba puede estar lejos del vórtice.

Se puede evitar un vórtice si la anchura del canal de entrada es igual a la anchura del sumidero. Se puede lograr el mismo efecto colocando una malla para tener una distribución uniforme de velocidad a través del sumidero.

En nuestro caso tenemos que la electrobomba # 1 se encuentra ubicada en un grupo de bombeo, con varias entradas al sumidero, en este caso éstas deben ser paralelas entre sí, y no deben estar en serie porque el líquido desprende vórtices cuando pasa por un objeto cilíndrico como el tubo de succión y pueden avanzar hacia una entrada de corriente abajo.

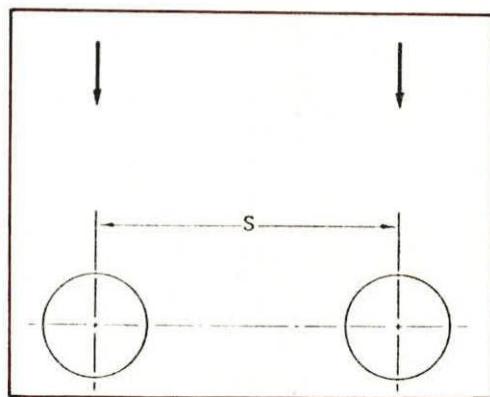


Fig. # 4.2 Entradas múltiples

Aunque las entradas de la bomba estén paralelas pueden ocurrir interacciones dañinas entre las bombas contiguas, en particular cuando la velocidad del líquido de entrada no está distribuida con uniformidad en toda la anchura del sumidero. En consecuencia es aconsejable instalar divisiones o placas desviadoras entre las bombas contiguas Fig. # 4.3, pero las placas desviadoras no deben tocar nunca las paredes de extremo.

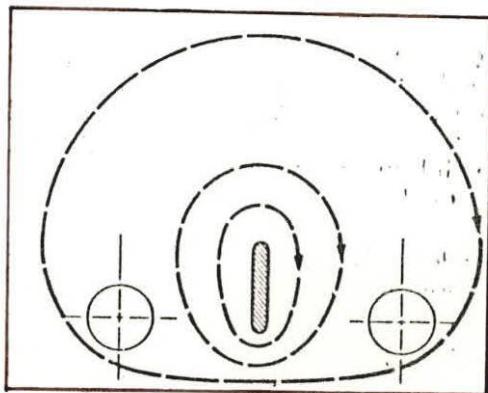


Fig. # 4.3 Placa desviadora

Cuando se utilizan placas desviadoras sumergidas Fig. # 4.4 las velocidades de líquido por encima y debajo de ellas deben ser las menores posibles y nunca se debe colocar una placa de modo que forme una cascada, que podría arrastrar burbujas de aire. Por esta razón, ningún canal de entrada debe estar más arriba del mínimo nivel posible del sumidero.

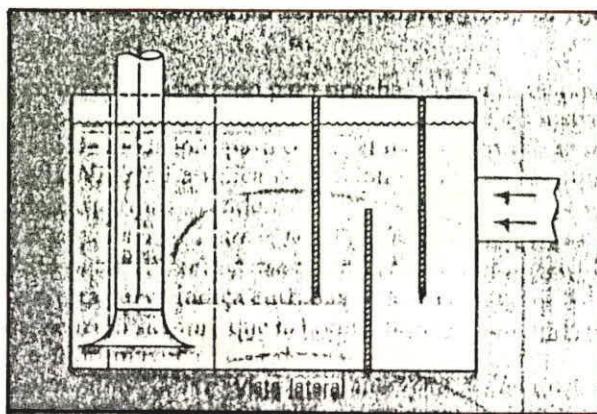


Fig # 4.4 Placas sumergidas

Como observación final tenemos que la acumulación de desechos arrastrados por el río " Daule ", en la parte superior de la rejilla, causa una especie de " cascada " como en el caso anterior, arrastrando burbujas de aire que son las que posiblemente ingresan a la bomba causando los consabidos problemas, Fig. # 4.4.

También tenemos que el tendido de la tubería de succión presenta inconvenientes con los 2 codos que posee, ya que inducen vórtices en el líquido que entra al impulsor.

4.3 CRITERIO DE FUNCIONAMIENTO

En lo referente a la operación de la bomba, tenemos que hacer varias consideraciones; entre ellas las fluctuaciones de potencias (KW) y velocidad (RPM) transmitidas a la bomba. Sin embargo consideramos que es muy importante analizar las curvas características de la bomba para efectuar el diagnóstico.

- Cuando la bomba produce un bajo cabezal o carga consume menos potencia en su gama de funcionamiento pero no varia su eficiencia. La causa más común es la deformación del cuerpo del impulsor. Otra dos posibilidades son: velocidad de rotación menor a la especificada o impulsor de tamaño menor al requerido. Para nuestro caso el impulsor tiene 88 cmts , que es lo especificado.
- La carga, capacidad, eficiencia y caballaje son bajos en toda la curva. Esto puede darse por holguras excesivas en los anillos de desgaste o entre los álabes del impulsor. También ocurre cuando un mecánico olvida instalar un anillo después de inspeccionar o (instalar) reparar una bomba.
- La carga y eficiencia reducidas sin cambio de caballaje. Suele ser por conductos ásperos por herrumbre, incrustaciones, etc, en el impulsor o en la carcasa.

- La carga y capacidad correctas pero la baja eficiencia aumenta el consumo de caballaje. Suele ser por pérdidas mecánicas a consecuencia de empaquetaduras o sellos mecánicos apretados, presión hidráulica excesiva contra el sello, empaquetadura, cojinetes deficientes, piezas desalineadas, eje doblado, funcionamiento cerca de velocidad crítica o frecuencia de resonancia, deformación de la carcasa por esfuerzos producidos por la tubería o placa base.

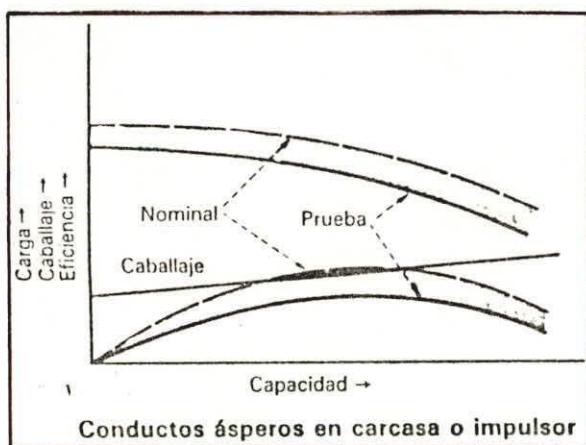
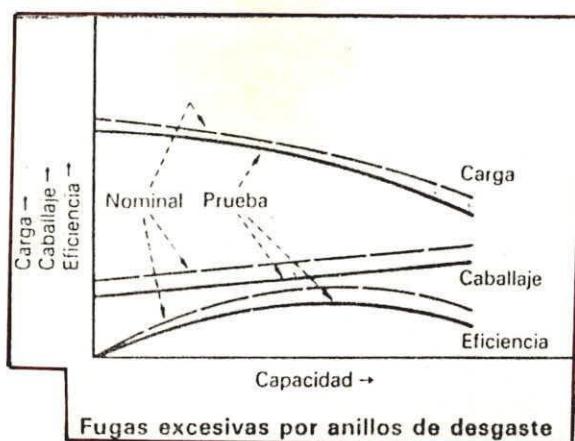


Fig. 4.5 Diversas condiciones de operación

Cuando un sistema tiene insuficiente NPSHd para una selección óptima de la bomba, hay varias formas de enfrentarse a este problema. Se puede encontrar medios para aumentar el NPSHd o bien reducir el NPSHr o ambas cosas.

Para aumentar NPHSd se puede:

1. **Subir el nivel del Líquido.**— A primera vista parece la solución más sencilla, salvo que no resulte la práctica porque: a) el nivel del líquido sea fijo, como un río, un estanque o un lago; b) la cantidad a la que hay que subir el nivel sea impráctica, o c) el costo de subir un tanque o una torre de fraccionamiento sea excesivo. A menudo se encontrará que unos pies más permitirá seleccionar una bomba menos costosa o más eficiente y el ahorro en el costo inicial, energía o mantenimiento compensará los costos adicionales.

2. **Bajar la bomba.**— Igual que en el caso de subir el nivel del líquido el costo de poner la bomba más abajo no sería prohibitivo como se podría creer, porque permitiría seleccionar una bomba de velocidad más alta, menos costosa y más eficiente. Un método alterno sería emplear una bomba vertical con el impulsor debajo del nivel del suelo.

El costo de esta solución es que los cojinetes de la bomba se dejen lubricar con el líquido que se maneja. Aunque ya hay tipos y materiales de cojinetes para esa finalidad, se debe tener en cuenta que la duración de la bomba no se

puede comparar con la obtenible con cojinetes externos lubricados con grasa y aceite.

3. Reducir pérdidas por fricción en los tubos de succión.- Esto se recomienda en todos los casos y su costo se recuperará por las condiciones mejoradas en la succión y los ahorros de energía.

4. Utilizar una bomba reforzadora.- Esta solución es muy eficaz para las bombas en servicio de alta presión, de donde las velocidades permisibles más altas producirán ahorros en el costo inicial en la bomba principal, así como mayor eficiencia y, a menudo menor número de etapas, que dan mayor confiabilidad. La bomba reforzadora puede ser de una etapa, de baja velocidad y baja carga.

5. Subenfriar el líquido.- Este método incrementa el NPSH_d porque reduce la presión de vapor del líquido bombeado. Se logra con facilidad con la inyección del líquido tomado en algún punto en la corriente en que esté a temperatura más baja. En muchos casos, en particular con altas temperaturas de bombeo, la cantidad de líquido inyectado es pequeña.

6. Emplear velocidades más bajas.- Una vez que la selecciona un valor razonable de velocidad específica de succión, está claro que cuando más baja sea la velocidad de la bomba, menor será NPSH_r. El problema es que la bomba de baja velocidad será más costosa y menos eficiente que una de alta velocidad

para el mismo servicio. Por lo tanto, la baja velocidad de la bomba, rara vez será más económica.

7. Emplear un impulsor de doble succión.- Como ya se analizó anteriormente, esta solución es deseable para grandes capacidades de acuerdo a las condiciones de servicio.

8. Emplear un ojo del impulsor más grande.- Esta solución reduce la NPSH_r porque disminuye las velocidades de entradas del impulsor. Estas velocidades bajas pueden tener muy poco efecto en el rendimiento de la bomba en su punto de máxima eficiencia o cerca del mismo. Pero cuando estas bombas funcionan con capacidad parcial, puede ocurrir funcionamiento ruidoso, borbotones hidráulicos y desgaste prematuro. Es decir hay que evitar este procedimiento si es posible.

9. Emplear una bomba de tamaño más grande. Debido a que el NPSH_r requerida por la bomba se reduce conforme disminuye la velocidad, a veces se selecciona una bomba más grande de lo necesario para ese servicio, este método tiene sus riesgos y pueden ocasionar resultados indeseables.

CAPITULO V

ANALISIS DE RESULTADOS

Según los tanteos o cálculos realizados, en condiciones normales, el NPSH_r es menor que el NPSH_d. Ya que el NPSH_r = 5.85 mt contra NPSH_d = 6.011 mt, se tiene una condición de funcionamiento aceptable.

Pero cuando el río baja su nivel, como en el caso analizado anteriormente (13.5 mt con respecto a un fondo promedio) y además como es lógico con un vacío manométrico promedio de 25 cm de Hg o 3.4 mt de agua, se obtiene un NPSH_r mayor que el NPSH_d. Como el NPSH_r = 7.21 mt contra NPSH_d = 4.335 mt, teóricamente la bomba no funciona.

Este es un caso crítico pero que en realidad no se produce debido a las medidas pertinentes que se toman y básicamente al control de mantenimiento.

La velocidad específica de impulsión $S = 7211.9$ y la velocidad específica de succión $ns = 991.62$ nos relacionan el parámetro de cavitación $C = 0.07$ que a su vez es una buena medida de la relación entre los cabezales de carga o impulsión y el de succión con bastante aproximación.

El utilizar un impeller de doble succión, con respecto a uno simple, nos reduce en un 27 % el NPSHr a igual velocidad. Además con un mismo NPSHr (teórico) se obtiene un incremento de velocidad de 41.4 % con respecto al simple.

La potencia de accionamiento de la bomba está en el orden de los 1020 KW, la potencia en el eje es 780 KW. Esto nos indica un gran poder de succión y una eficiencia calculada del 83 %.

Finalmente se ha trabajado con un caudal promedio de $0.75 \text{ mt}^3 / \text{seg}$. Sin embargo las fluctuaciones de caudal con el impulsor de doble succión, la carga aumenta o disminuye ligeramente.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- 1.- Podemos afirmar que en las condiciones actuales, en la electrobomba # 1 no se produce cavitación vaporosa ya que el cabezal de succión no baja hasta el límite de la presión de vapor de agua a la temperatura de operación.
- 2.- Cuando el nivel del río " Daule " baja demasiado, se coloca la bomba sumergible " Hidroflot " para bombear agua al pozo de la cribas y elevar el nivel de éste. Sin embargo es de anotar que pese al bajo nivel del río, la gran potencia de la bomba puede succionar agua. Lo que sucede es que con niveles bajos el agua arrastra lodo, palos, lechugines en grandes cantidades con los consiguientes problemas de obstrucción en las rejillas de entrada, tuberías inclusive llegar hasta el rotor de la bomba. De ahí la necesidad de elevar el nivel del río.
- 3.- En condiciones normales de operación, en la rejilla de entrada al pozo de cribas, se produce taponamiento por los elementos contaminantes que arrastra el río, formándose así una " masa " que obstruye el paso del agua. Esto implica que el flujo tiene que pasar por encima de esta masa creando una especie de " cascada " que capta una cantidad de burbujas de aire, que es arrastrado hasta la bomba.

Podemos decir entonces que existe la posibilidad de una cavitación gaseosa o " bolsa de gas ".

4.- Los dos codos existentes en la tubería de succión como se analizó anteriormente contribuyen a la formación de vórtices con la consiguiente recirculación del flujo. Además dicha tubería está muy cercana a la pared, existiendo la posibilidad de problemas de vibración, rozamiento y contribución a la formación de vórtices.

5.- Pese a las rejillas de entrada y a las cribas existe la posibilidad de que ciertos objetos lleguen a la bomba misma, y en el caso de las burbujas que implosionan, este suceso afecta el interior de la carcasa (Fe fundido) más no al rotor que es de acero inoxidable (anteriormente era de aleación de cobre).

RECOMENDACIONES

1.- Debería arreglarse o reemplazar la rejilla de entrada al pozo de las cribas, ya que está prácticamente destruida y permite el ingreso de grandes cantidades de objetos indeseables.

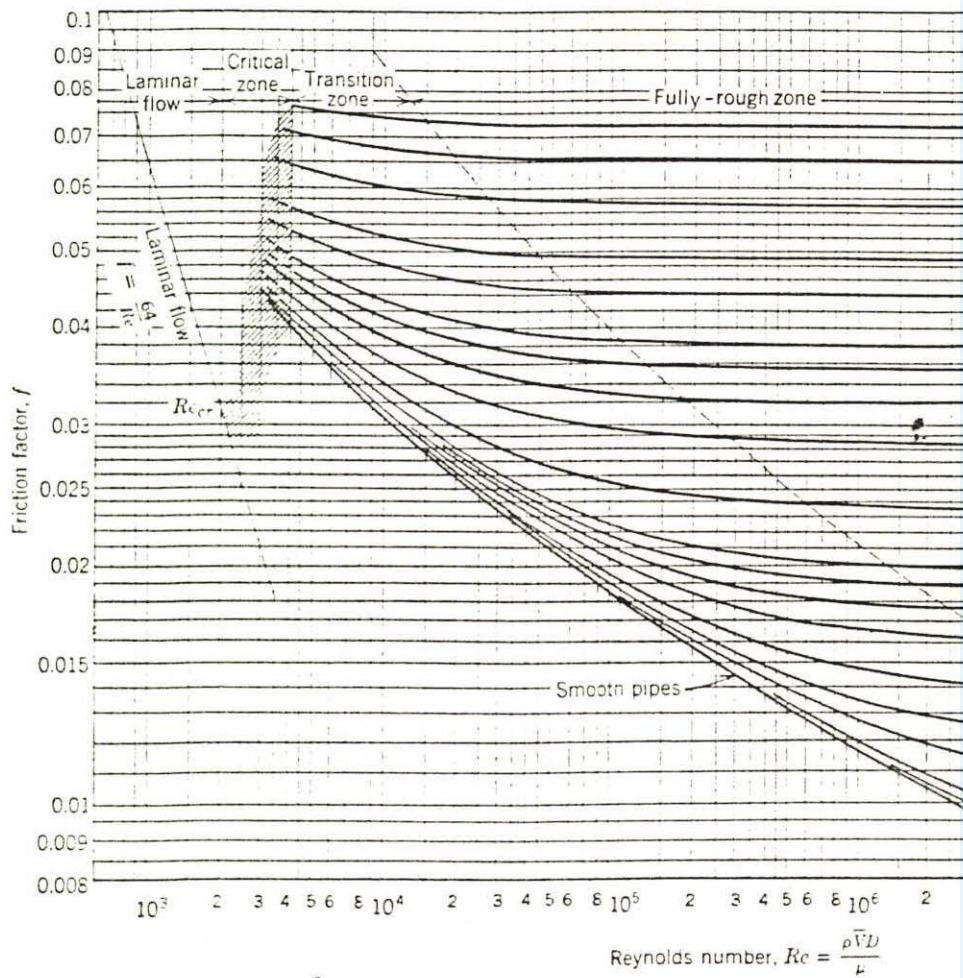
2.- El control del proceso de succión se lo efectúa a base de la experiencia del personal de la planta, es decir de acuerdo al nivel del agua. Sin embargo es

necesario la instalación de un vacuómetro para una observación y seguimiento más ingenieril.

3.- Se podría sugerir que como el caudal del río es controlado desde la presa "Daule - Peripa", éste sea regulado de tal manera que se puedan obtener niveles del río más óptimos para el proceso de captación de la planta.

4.- Finalmente se podría recubrir metálicamente con aleación anticorrosiva el interior de la carcasa pero la EPAP - G considera que no es necesario.

APENDICE A : DIAGRAMA DE MOODY



Friction factor for fully-developed flow in circular pipes (data from Ref. 1) used by permission.

APENDICE B: MEMORIA FOTOGRAFICA

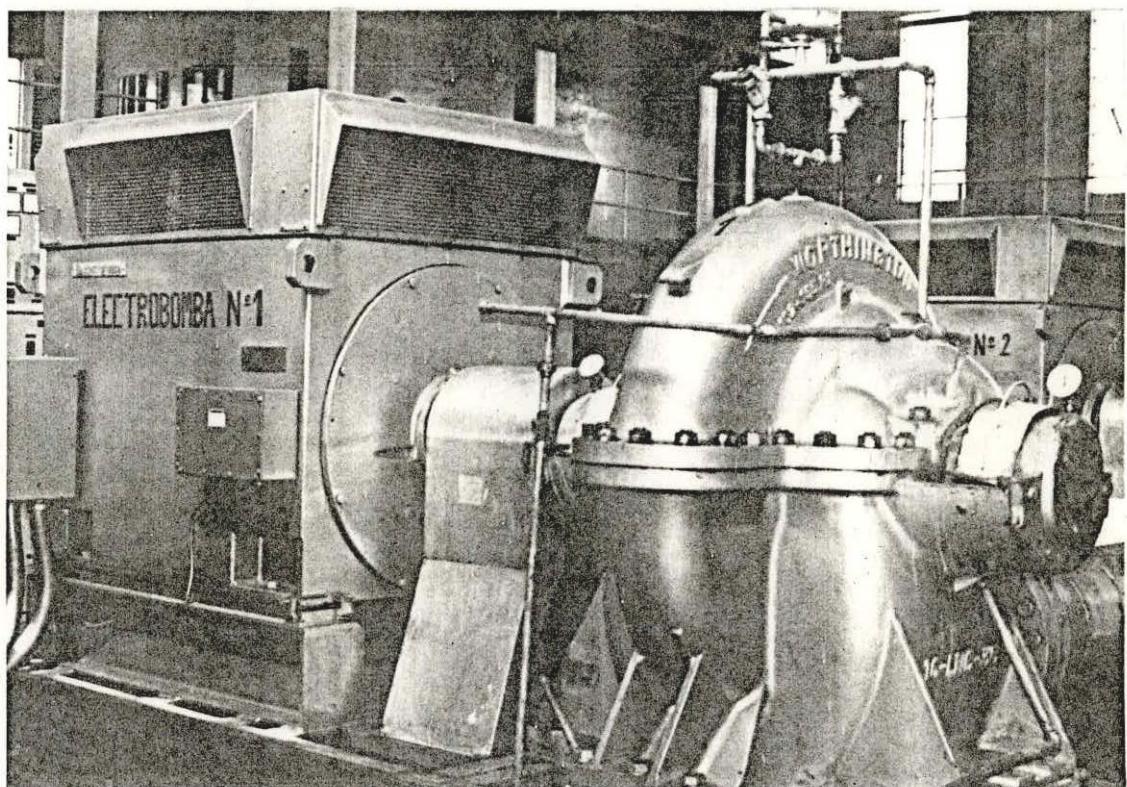


FOTO # 1. CONJUNTO MOTOR-BOMBA

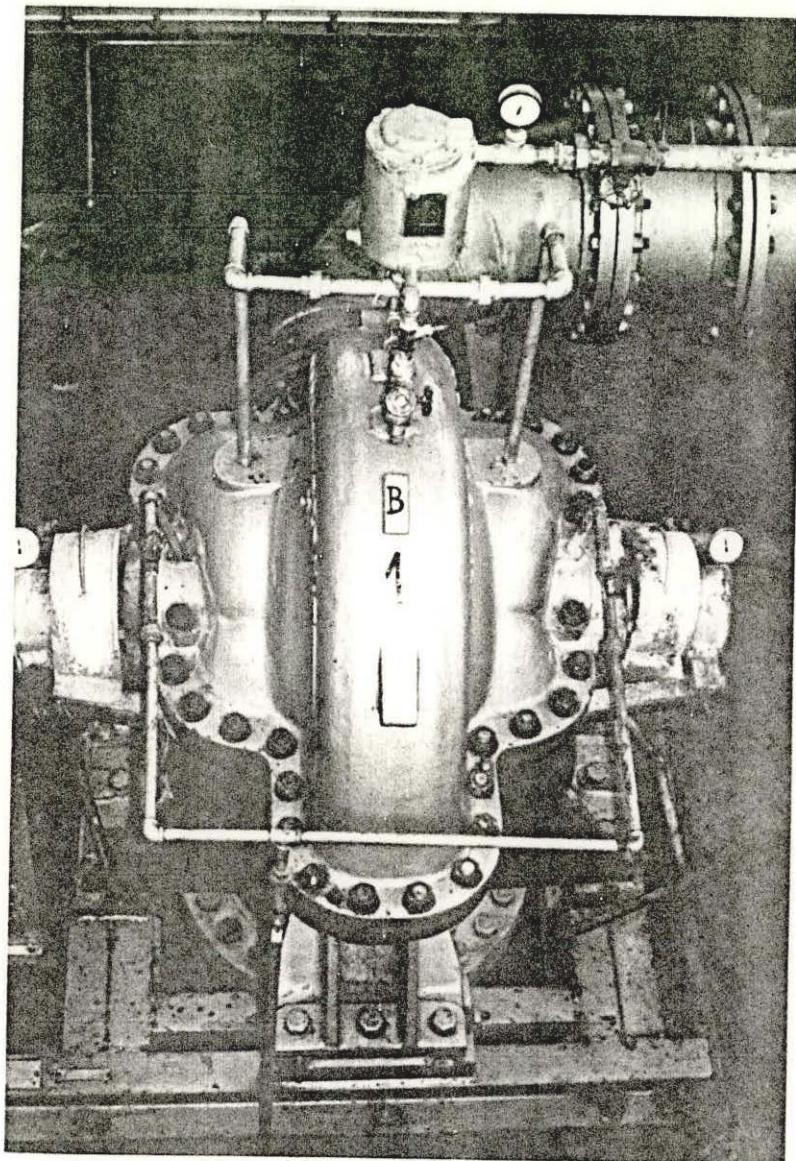


FOTO # 2. LINEAS DE VACIO

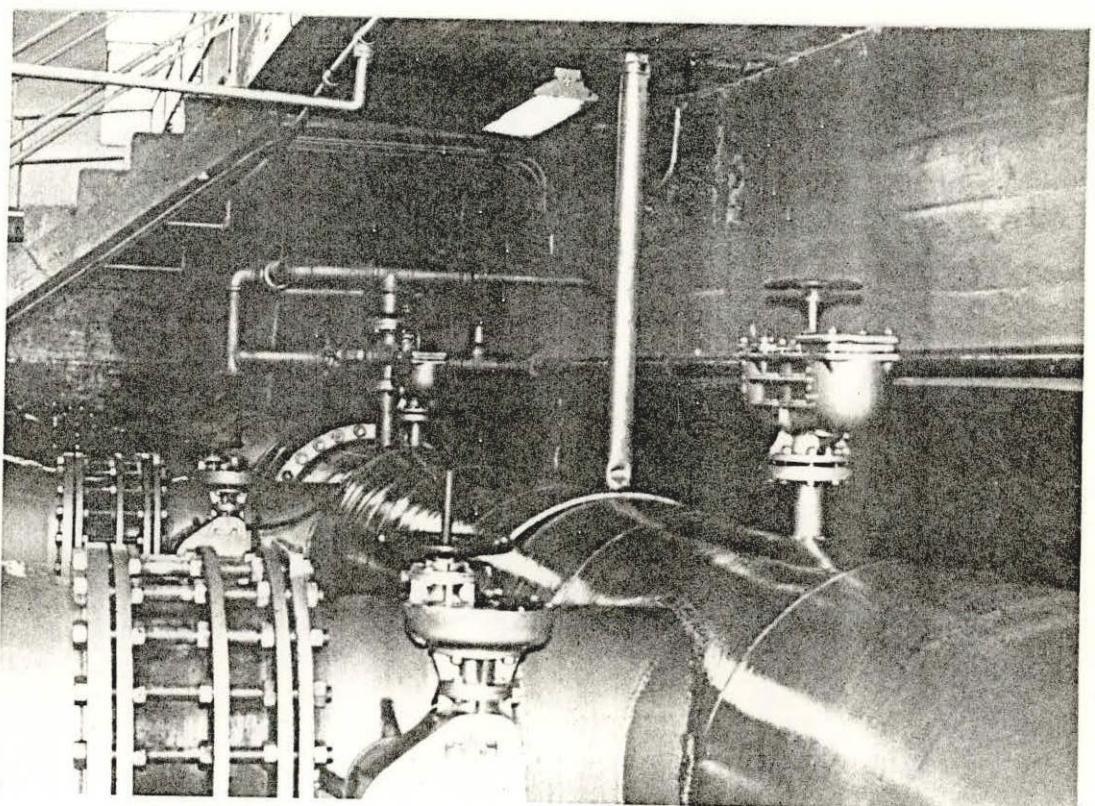


FOTO # 3. VALVULA DE DESCARGA (*aire*)

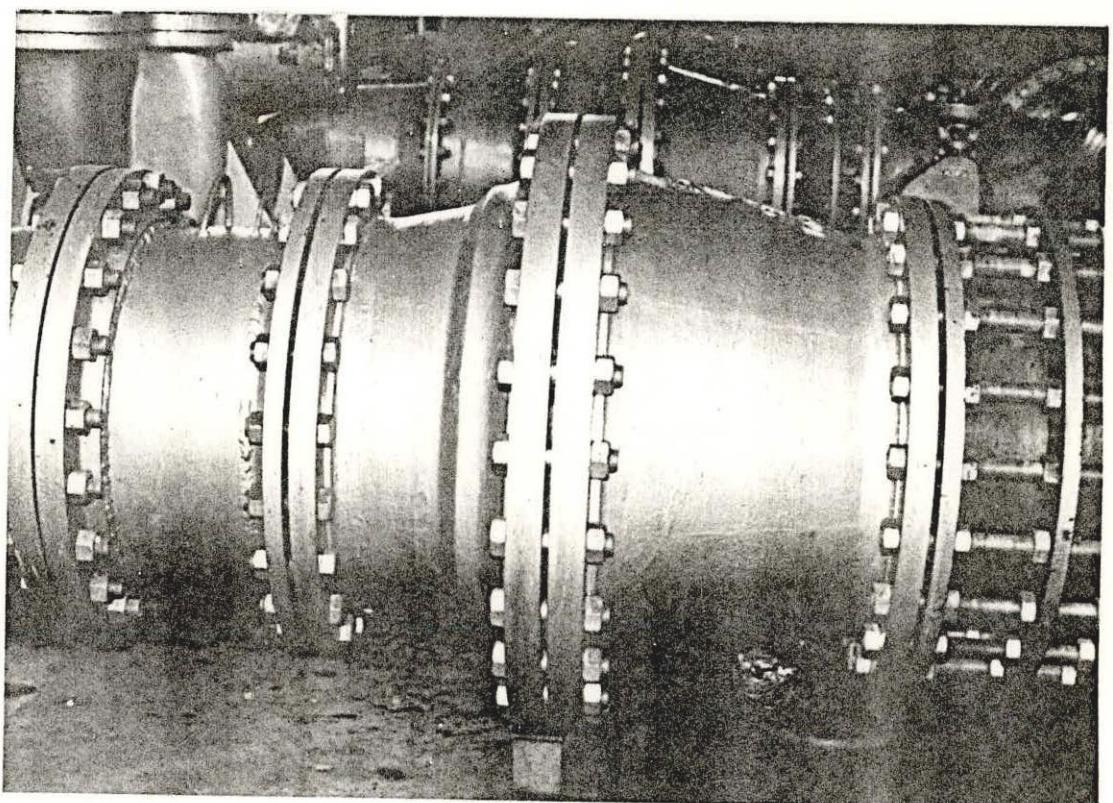


FOTO # 4. VALVULA CHEQUE

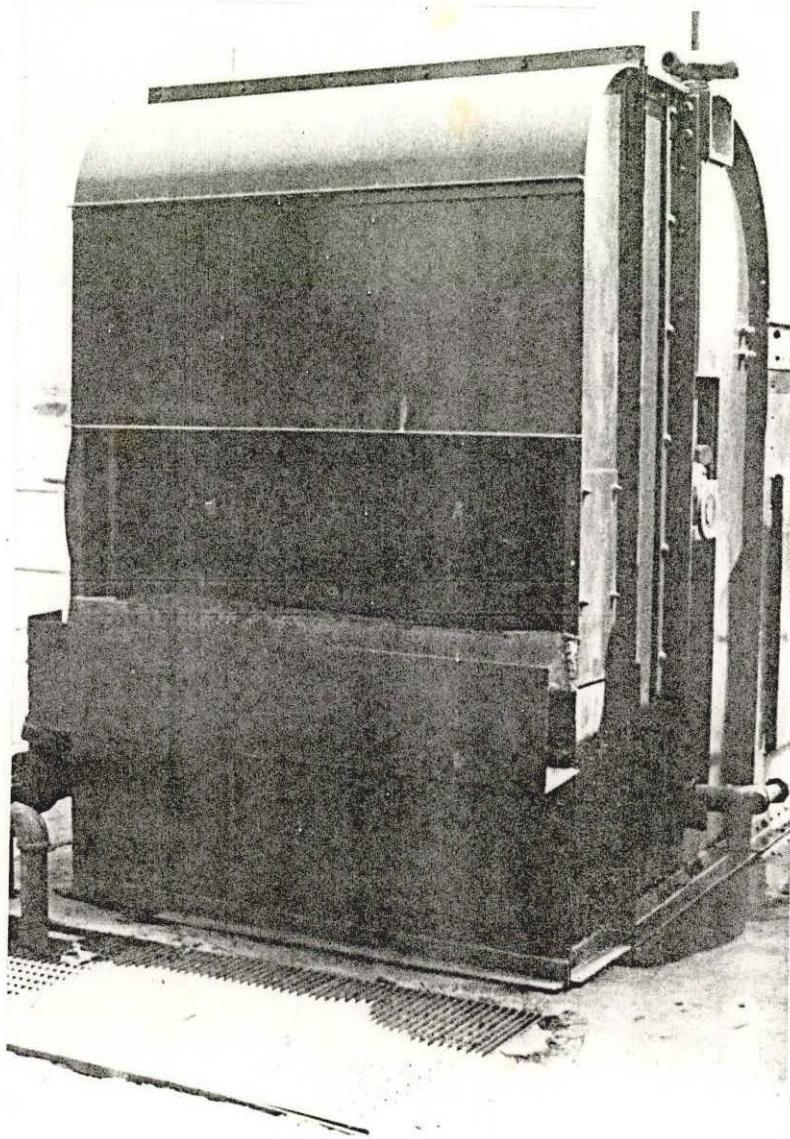


FOTO # 5. CRIBA DE RIO

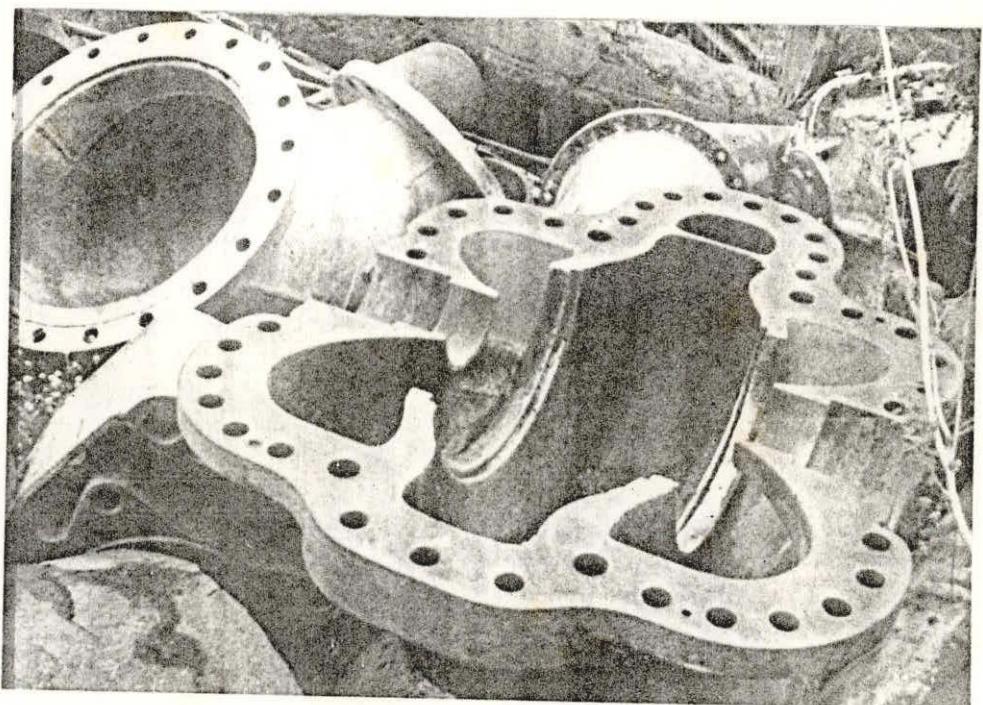


FOTO # 6. CÁRACA CON EROSION

BIBLIOGRAFIA

1. AVNER SYDNEY. Introducción a la Metalurgia Física, 2 da edición, Mc Graw Hill, México, 1979, 665 pag.
2. Cartilla de mantenimiento, planta " La Toma ".
3. EPAP - G. Especificaciones técnicas, planta " La Toma ".
4. HIDRAESA. Información técnica sobre cavitación.
5. KARASSIK, KRUTZCH,FRASER, MESSINA. PUMP HANDBOOK. second edition, New York, Mc - Graw Hill, 1960, 488 p.
6. MATAIX, CLAUDIO. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas. 2 da edición ... México, Harla 1982. 660 pag, Autor: Claudio Mataix.
7. MATAIX , CLAUDIO. Turbomáquinas Hidráulicas 1 era edición. México,Harla, 1983.
8. MC NAUGHTON, KENNETH. Bombas, Selección, usos y mantenimiento. Mc - Graw Hill, México 1989, Calyso, 373 pag.
9. PAZMIÑO B. MARCO. (Apuntes de clase de Mecánica de Fluidos III, 1989).
10. WORTHINGTON CO. Manual de Bombas.