



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería MECANICA

**"Selección de bombas para la zona de
Riego Daular i del Trasvase a la Península
de Santa Elena**

Informe Técnico

Previa a la obtención del Título de

INGENIERO MECANICO

Presentado por:

ROMULO E. ULLOA PARADA

Guayaquil - Ecuador

1989

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Ignacio Wiesner
Palcos, por su valiosa
colaboración y ayuda para
la realización de este
trabajo.

DEDICATORIA

A MIS PADRES.

A MI ESPOSA.

A MIS HIJOS.

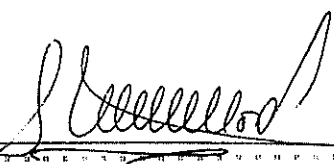
A MIS HERMANOS.

DECLARACION EXPRESA

Declaro que:

"Este Informe Técnico corresponde a la resolución de un problema práctico, relacionado con el perfil profesional de la Ingeniería Mecánica".

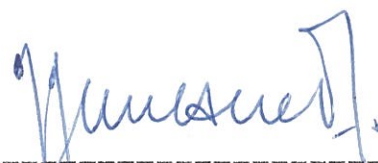
(Reglamento de Graduación mediante la elaboración de Informes Técnicos).



ROMULO E. SULLOA PARADA



Ing. Nelson Cevallos
DECANO



Ing. Ignacio Wiesner F.
DIRECTOR INFORME



Ing. Francisco Andrade
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

R E S U M E N

El presente informe trata sobre una discusión técnica sobre la selección de bombas para la estación de bombeo de la zona de riego Dajlar I, que tiene un caudal total de 952.84 L/seg y una altura manométrica de 53.50 m.

Inicialmente defino los parámetros hidráulicos del sistema de bombeo por medio de procesos de cálculo, obteniendo las características que determinarán el punto de operación de las bombas. luego realizo una evaluación técnica de todos los factores involucrados en la determinación del tipo de impulsor para proceder a comparar las alternativas que aseguren el trabajo más eficiente; dependiendo de sus necesidades y características, determino las especificaciones técnicas de las bombas seleccionadas.

De acuerdo a las necesidades de la empresa, analizo muchos factores técnico-económicos con el propósito de evaluar diversas ofertas de fábricas proveedoras de bombas comparando con las especificaciones técnicas.

Resumo este Informe, después de seleccionar las bombas que aseguran el mejor servicio en la estación de bombeo.

A N T E C E D E N T E S

En el año 1975 se otorga por parte de CEDEGE (Comisión de Estudios de la Cuenca del Río Guayas) al contrato de una consultora para el diseño del PHASE (Plan hidráulico Acueducto Santa Elena); el cual tiene como meta principal el desarrollo agropecuario de la península de Santa Elena que comprende 6050 Km² de tierra árida. En el diseño del esquema dorsal del trasvase, se inician los trabajos con aporte técnico del personal extranjero de la Consultora mas el personal técnico de CEDEGE, los cuales después de un largo tiempo de trabajo definen las obras de infraestructura, encontrándose en estos, incluida la estación de bombeo Ocular I.

La importancia que tiene la selección de bombas de la estación de bombeo Ocular I, es que se toma como referencia para las demás estaciones de bombeo del Trasvase, por lo tanto se considera muchos factores técnicos que determinarán una buena selección de bombas.

En el proceso de construcción del proyecto, el constructor por el corto plazo que tiene para entregar las bombas especificadas, presenta una propuesta por parte de la fábrica de bombas Worthington; la cual pasa a ser analizada por CEDEGE; comparando las características técnicas y económicas para definir la aceptación o no de la propuesta efectuada por el constructor.

INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE GENERAL

ANTECEDENTES:

1. DEFINICION DEL PROBLEMA.

1.1. Calculo del caudal.

1.2. Calculo de carga manométrica.

1.3. Curvas del Sistema.

1.4. Curvas de operación del sistema en paralelo.

2. PARAMETROS PARA DETERMINACION DEL TIPO DE IMPULSOR DE LA BOMBA.

2.1. Determinación de número de revoluciones.

2.2. Calculos para determinar el tipo de impulsor.

2.3. Determinación de eficiencia.

2.4. Calculos de parámetros de cavitación.

2.5. Selección de la bomba.

3. SOLUCION DEL PROBLEMA.

3.1. Ecuaciones de similitud de Bombas.

3.2. Evaluación económica.

3.3. Gastos de operación y mantenimiento.

3.4. Pruebas en bombas.

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES:

CATALOGOS.

BIBLIOGRAFIA.

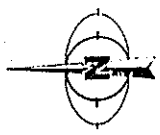
C A P I T U L O I

1.- DEFINICION DEL PROBLEMA.-

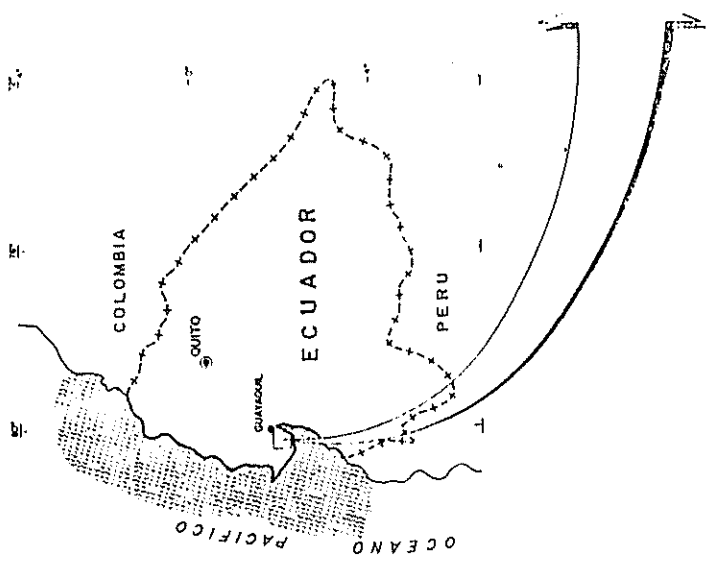
Para regar por aspersión la zona del Daular I, es necesario el uso de bombas que succionen desde el canal Chongón-Playas que tiene una cota de 39.00 m. descargando por medio de cuatro bombas principales y una de reserva un caudal de 952.84 L/seg a un colector de 650 mm de diámetro construido con chapa de acero ASTM A-53 y este a su vez va unido a una tubería de 500 mm de diámetro que transporta el agua a un tanque elevado que tiene una cota de 93.00 m que regula la presión y abastece a la red por medio de una tubería de 1.016 mm. de diámetro. (ver Fig. 1.1; Fig. 1.2; y Fig. 1.3).

Para seleccionar una bomba que suministre el caudal determinado es necesario en el momento de especificar que el Ingeniero de planta deba indicar claramente al departamento de compra las características hidráulicas como la capacidad requerida y la altura manométrica que es la suma total de las pérdidas por fricción para vencer la resistencia al flujo mas la altura estática del sistema.

Por lo tanto es necesario desarrollar una metodología que sea conforme a la mayoría de manuales, que traten sobre pérdidas de energía ajustados a valores prácticos obtenidos en proyectos similares.



SITUACION



EMPLAZAMIENTO

E/ 1 100 000

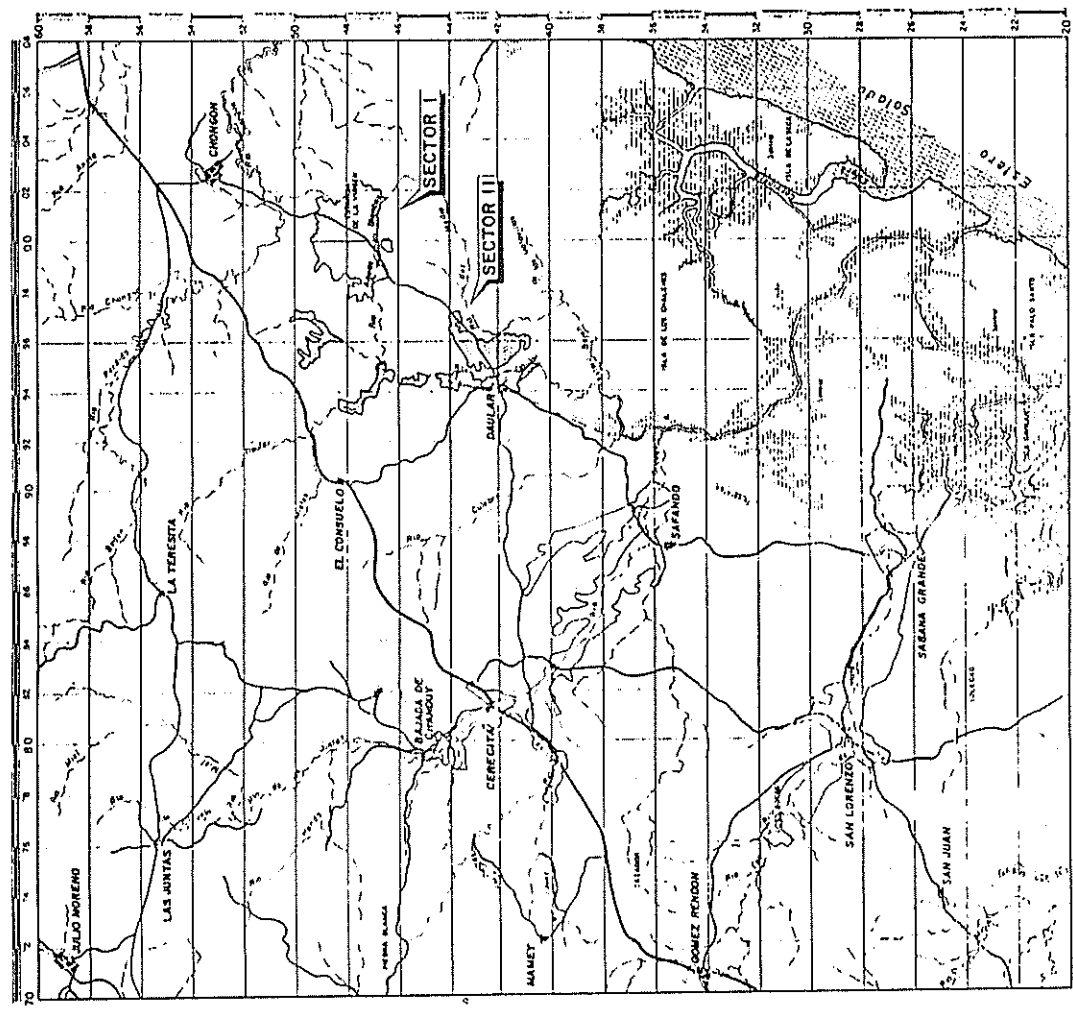
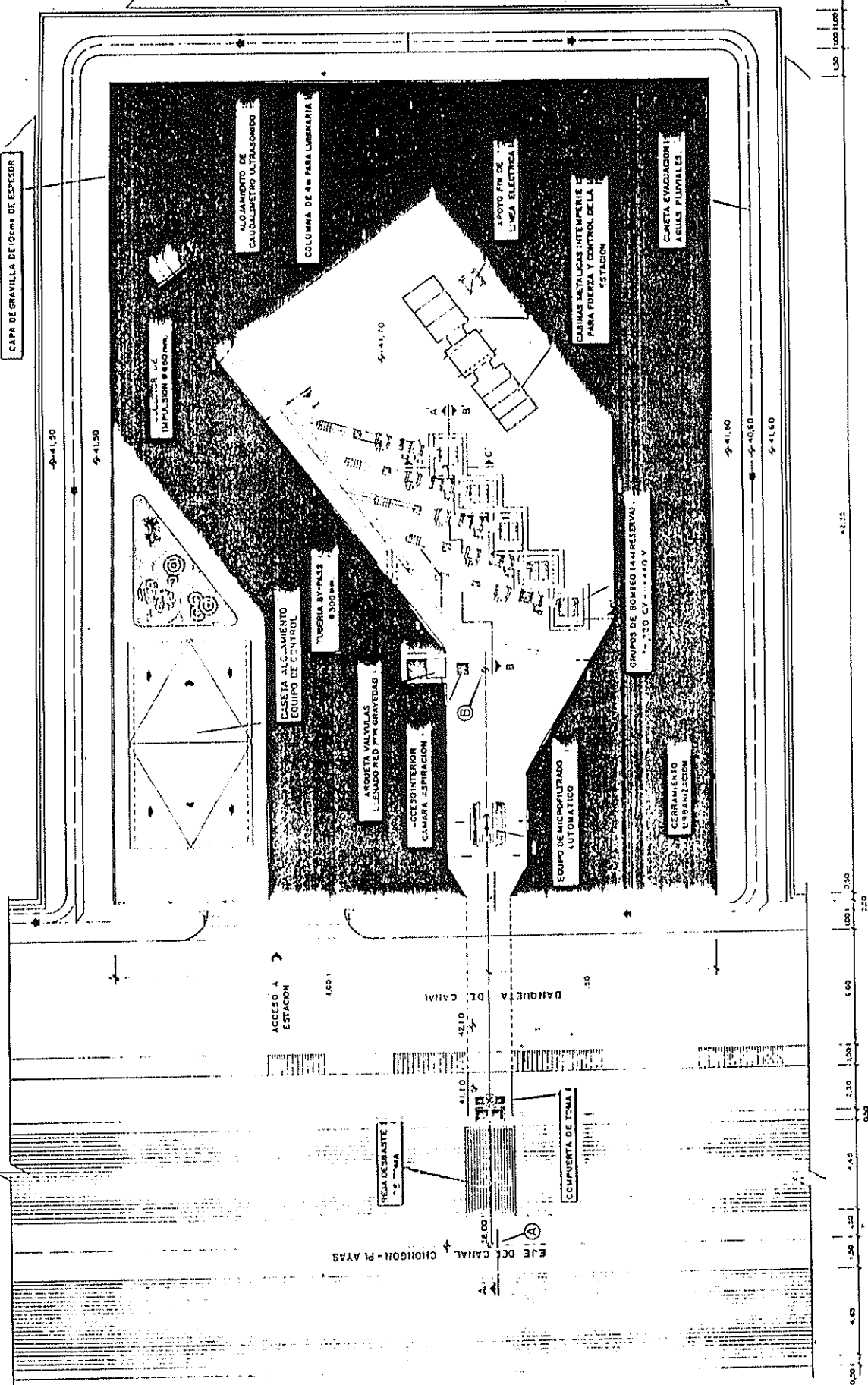


Fig. 1	PLANO DE SITUACION	Escala: 1:100,000	DISEÑO DE LA PRIMER FASE DEL PROYECTO DE RIEGO ZONA DE DAULAR	PLAN HIDRAULICO ACUESCOTO DE SANTA ELENA	CENTRO DE ESTUDIOS HIDROGRAFICOS	COMISION DE ESTUDIOS PARA EL DESARROLLO DE LA ZONA DE DAULAR	UNIDAD CALCULADORA DEL DISEÑO DE RIEGO	UNIDAD CALCULADORA DEL DISEÑO DE RIEGO	UNIDAD CALCULADORA DEL DISEÑO DE RIEGO	UNIDAD CALCULADORA DEL DISEÑO DE RIEGO	UNIDAD CALCULADORA DEL DISEÑO DE RIEGO	UNIDAD CALCULADORA DEL DISEÑO DE RIEGO	UNIDAD CALCULADORA DEL DISEÑO DE RIEGO	UNIDAD CALCULADORA DEL DISEÑO DE RIEGO	UNIDAD CALCULADORA DEL DISEÑO DE RIEGO
--------	--------------------	-------------------	---	--	----------------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--



	COMISION DE ESTUDIOS PARA EL DESARROLLO DE LA ECONOMIA DEL RIO GUAYAS MINISTERIO DE AGRICULTURA Y GANADERIA	CENTRO DE ESTUDIOS HIDROGRAFICOS -AÑO 1960- REPUBLICA DE CHILE	PLAN HIDRAULICO ACUEDUCTO DE SANTA ELENA	DISEÑO DE LA PRIMERA FASE DEL PROYECTO DE RIEGO ZONA DE DAULAR SECTOR I	DISEÑO DEL PROYECTO DE ACUEDUCTO PARA LA ZONA DE DAULAR SECTOR I	DISEÑO DEL PROYECTO DE ACUEDUCTO PARA LA ZONA DE DAULAR SECTOR I	DISEÑO DEL PROYECTO DE ACUEDUCTO PARA LA ZONA DE DAULAR SECTOR I	DISEÑO DEL PROYECTO DE ACUEDUCTO PARA LA ZONA DE DAULAR SECTOR I	DISEÑO DEL PROYECTO DE ACUEDUCTO PARA LA ZONA DE DAULAR SECTOR I
ESTACION DE BOMBEO SECTOR I PLANTA GENERAL	ESTACION DE BOMBEO SECTOR I PLANTA GENERAL	ESTACION DE BOMBEO SECTOR I PLANTA GENERAL	ESTACION DE BOMBEO SECTOR I PLANTA GENERAL	ESTACION DE BOMBEO SECTOR I PLANTA GENERAL	ESTACION DE BOMBEO SECTOR I PLANTA GENERAL	ESTACION DE BOMBEO SECTOR I PLANTA GENERAL	ESTACION DE BOMBEO SECTOR I PLANTA GENERAL	ESTACION DE BOMBEO SECTOR I PLANTA GENERAL	ESTACION DE BOMBEO SECTOR I PLANTA GENERAL

1.1. Cálculo del caudal.-

Para el cálculo del caudal se establece un balance entre el uso consultivo y la precipitación efectiva, en dicho balance también se considera la eficiencia de riego.

La demanda depende de la climatología de la zona, que en los meses de Noviembre a Mayo se necesita menos caudal, debido a que hay precipitaciones que abastecerán con cierta cantidad de agua para los cultivos como se indica en la Tabla 1.1.

En la zona de Dardax I, para regar 902.70 has. se necesita un caudal de 952.82 L/seg, caudal que debe ser abastecido por la estación de bombeo.

Caudal continuo de optimización = $Q_c = 0.675 \text{ L/s} \times \text{Has.}$

$$(1.1) \quad Q_t = \frac{\text{Número de has.} \times Q_c}{\text{eficiencia}}$$

$$Q_t = \frac{902.698 \text{ has} \times 0.675 \text{ L/s} \times \text{has}}{0.64} = 952.82 \text{ L/s.}$$

1.2. Cálculo de carga manométrica.-

Para producir una inestabilidad controlada se debe de añadir energía, en este caso energía eléctrica que se transforma en mecánica y al final hidráulica con el uso de una bomba, pero tenemos

TABLA 1.1. DOLAR, NOTACIONES BRUTAS DE DISEÑO (M / Ha)

CULTIVOS	E	F	M	A	K	J	J	A	S	O	N	D	TOTAL
EXTENSIVOS	743	447	571	888	590	383	982	1.796	1.762	1.149	300	508	9.876
HORTICOLAS	218	159	234	592	1.005	797	1.081	1.378	1.445	1.261	716	419	8.394
PERMANENTES	950	506	458	1.119	1.675	1.135	1.452	1.436	1.608	1.775	1.536	1.723	13.291
HECTAREA REPRESENTATIVA	759	403	614	885	754	541	1.79	1.745	1.733	1.270	556	731	9.613

que en todo proceso de transferencia de masa, como en este caso agua se produce perdidas de energía.

Estas pérdidas de energía son producidas por la resistencia de las paredes de la tubería al paso del fluido y es una combinación de fuerzas de viscosidad e inercia para flujo turbulento, en la práctica es el más utilizado.

Haciendo un balance de energía (ver Fig. 1.4) en el sistema tenemos:

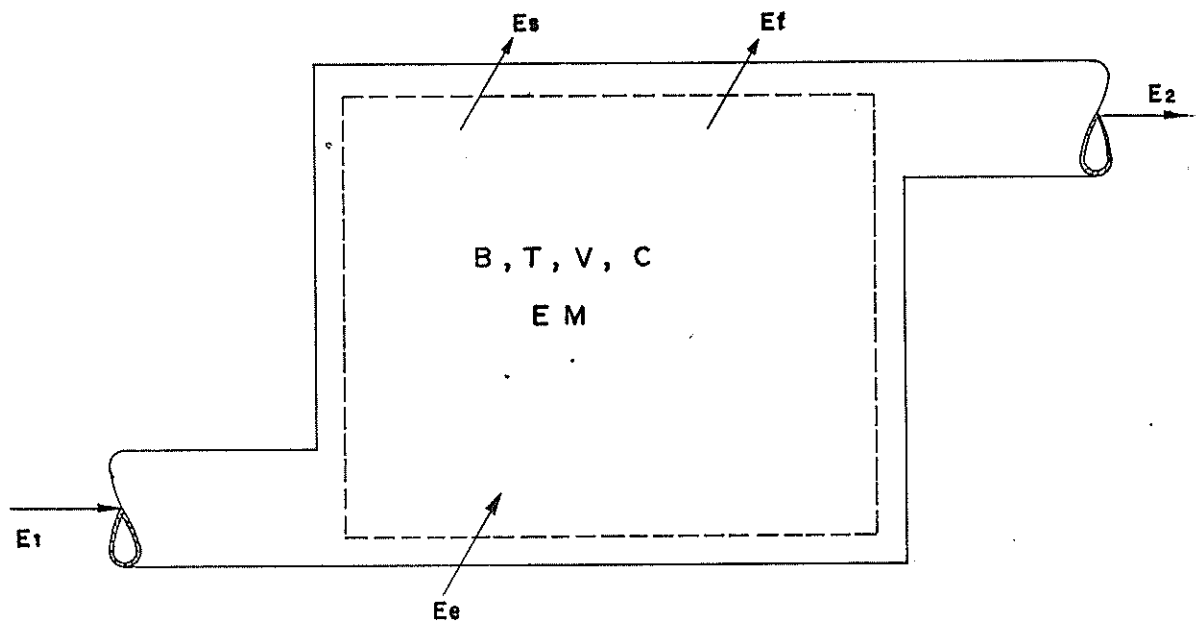


Fig #14 DIAGRAMA DE ENERGIA PARA TURBOMAQUINARIAS

$$1.1.a. \begin{array}{|c|} \hline \text{Energía que} \\ \hline \text{entra en el} \\ \hline \text{sistema} \\ \hline \end{array} - \begin{array}{|c|} \hline \text{Incremento} \\ \hline \text{(o decrem.)} \\ \hline \text{de energía} \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline \text{Energía que} \\ \hline \text{sale del} \\ \hline \text{sistema} \\ \hline \end{array}$$

$$1.2.b. \begin{array}{|c|} \hline \text{Energía} \\ \hline \text{inicial} \\ \hline \text{del sis} \\ \hline \text{tema} \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline \text{Energía} \\ \hline \text{que en-} \\ \hline \text{tra al-} \\ \hline \text{sistema} \\ \hline \end{array} - \begin{array}{|c|} \hline \text{Energía} \\ \hline \text{que sa-} \\ \hline \text{le del-} \\ \hline \text{sistema} \\ \hline \end{array} = \begin{array}{|c|} \hline \text{Energía} \\ \hline \text{final} \\ \hline \text{del} \\ \hline \text{sistema} \\ \hline \end{array}$$

$$1.2.c. \quad E1 + Ee - Es - Hf = E2$$

$E1$ = Energía en el punto 1.

Ee = Energía entra.

Es = Energía sale.

Hf = Pérdidas de carga.

$E2$ = Energía en el punto 2.

Es , en la ec. 1.2.c. puede ser energía absorbida por una bomba, compresor o ventilador.

Ee , puede ser energía entregada por una turbina o cualquier elemento mecánico.

La ec.1.2.c. se reduce para el caso de bombas a:

$$E1 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1$$

$$E2 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - E_s + E_e - H_f = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

$$(1.3) H_t = E_e = (Z_2 - Z_1) + H_f$$

En el proceso de bombear agua de la cota 39.00 m. del canal Chonoma - Playas hasta la cota 73.70 m. del tanque elevado por una tubería de 500 mm. de diámetro, se producen pérdidas de carga las cuales serán absorbidas por las bombas dependiendo del caudal bombeado.

En la Fig. 1.3 se representa esquemáticamente la altura estática mínima y máxima que hay desde el canal al tanque elevado.

La altura estática máxima y mínima de bombeo alcanzan las cotas, de 73.70 y 69.50 m respectivamente en el depósito elevado.

Para el cálculo de altura estática tenemos:

$$H_{est. max.} = 73.70 - 39.00 = 34.70 \text{ m.}$$

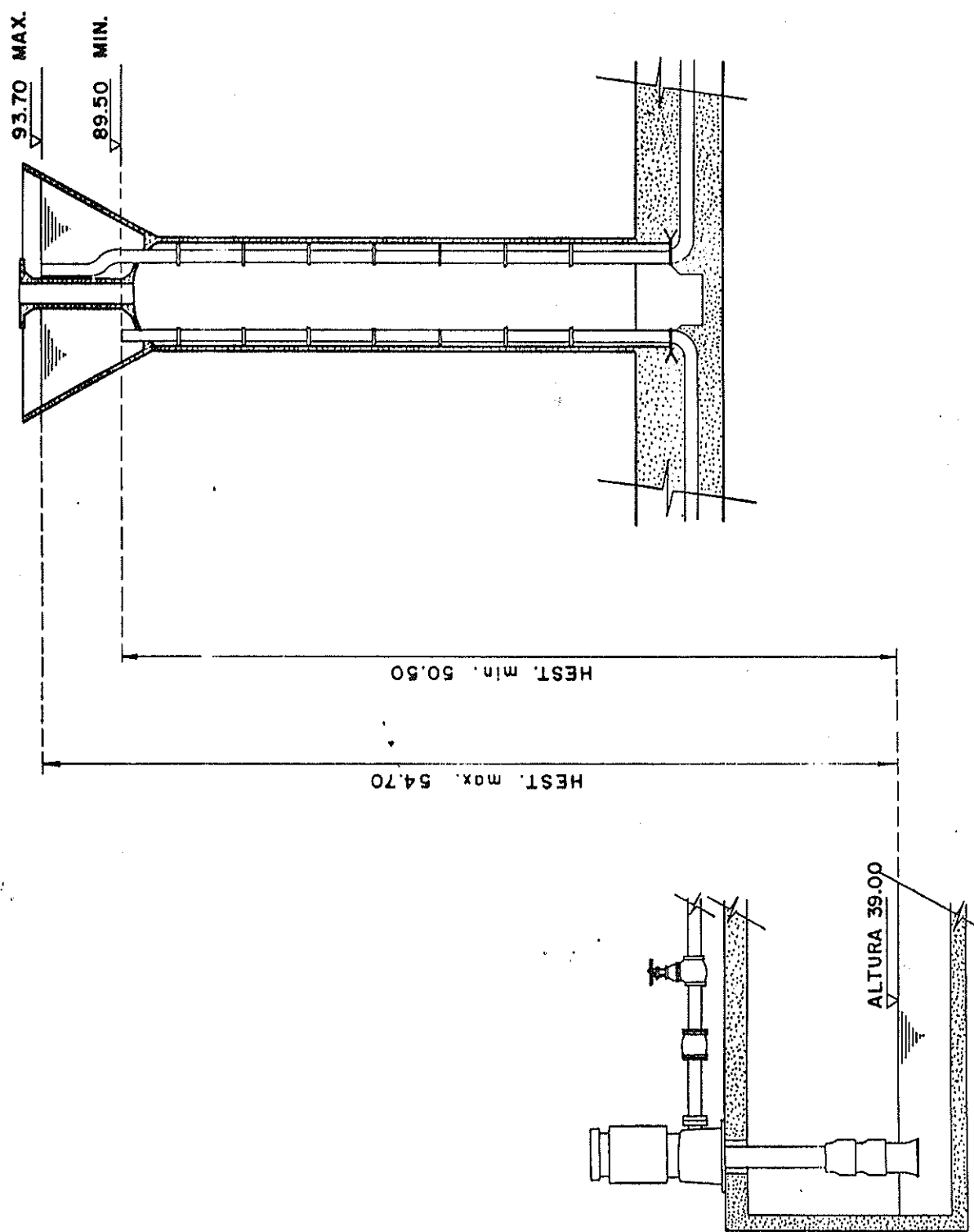


FIG. # 1.5 ALTURA ESTÁTICA ENTRE TANQUE ELEVADO Y SUMIDERO

$$H_{est. \min.} = 89.50 - 39.00 = 50.50 \text{ m.}$$

Generalmente se toma la altura estática mínima con el caudal máximo para que el punto de operación se encuentre lo más próximo al lado derecho del punto de máxima eficiencia, dejando un rango de operación para poder regular el caudal o flujo, por medio de una válvula de compuerta que tendrá el doble de propósito; el uno de aislar la bomba para el mantenimiento y el otro para estrangular o regular el flujo en la tubería de descarga.

Cuando se analiza el sistema de bombeo en particular se deben calcular con precisión la resistencia al flujo del líquido presente en el sistema completo a través de sus varios componentes. Además de vencer la resistencia de flujo, puede ser necesario agregar carga para elevar el líquido desde el nivel que efectúa la succión, hasta un nivel más alto de la descarga.

Para el cálculo de las pérdidas a través de la tubería de succión, descarga del sistema, se usa la ec.1.4. Estas pérdidas se producen por fuerzas de viscosidad e inercia, y se la conoce como pérdidas primarias.

Para el cálculo de pérdidas primarias se usa la ecuación de Darcy Weisbach:

$$(1.4) \quad h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (m)$$

L = longitud de la tubería (m).

D = Diámetro inferior de la tubería (m).

V = Velocidad promedio (m/seg).

g = Aceleración de la gravedad (m/seg²).

f = Factor de fricción depende del flujo en la tubería y de las dimensiones de la misma.

Las condiciones de flujo vienen dadas por el número de Reynolds, que de acuerdo a la teoría tiene un valor de 2,300 para pasar de flujo laminar a turbulento.

Para flujo laminar $Re < 2,300$

Con la formula de Poiseuille ec.1.5 se calcula el valor del factor f, para flujo laminar.

$$(1.5) \quad f = \frac{64}{Re}$$

Elección de la formula de cálculo y del coeficiente de rugosidad.-

El estudio es hecho para una tubería de acero ASTM A43 diámetro 500 mm. con su interior bien acabado y transportando agua no agresiva.

La formula generalmente usada es la White Colebrook, la cual se presenta de la forma siguiente:

$$(1.6) \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{E}{3.7d} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

E = Coeficiente de rugurosidad (m).

d = Diámetro interior de la tubería en (m).

Según un estudio publicado en 1969 por Water and Water Engineering, el valor del coeficiente de rugosidad habitualmente usado es de 0.05 mm.

Por otra parte los laboratorios de la sociedad Sogreah de Grenoble-Francia, han determinado a partir de ensayos y pruebas sobre tuberías un coeficiente de E = 0.03 mm., sin embargo es lógico considerar que la vida útil normal promedio que debe tener una tubería en un proyecto, sin mantenimiento es de 30 a 40 años.

En estas condiciones, se debe tener en cuenta el envejecimiento de la tubería lo que provoca un aumento relativamente sensible de la pérdida de carga, cuyo valor está relacionado con el tipo de explotación de la tubería y las características químico-físicas del agua transportada teniendo en cuenta:

- La calidad del agua,
- Velocidad admittidas de las tuberías; y,
- Resistencia a la erosión en el interior de la tubería de acero.

El aumento del 2 % de pérdidas de carga tomada de

experiencias sostenidas por Water and Water Engineering, aseguran los cálculos obtenidos para el sistema de tuberías. Sin embargo, teniendo en cuenta las deficiencias en los empalmes de tubo, las pérdidas se verán afectadas con una elevación de éstas. Para más seguridad se admite generalmente $E = 0.01$ mm., que adopta una pérdida suplementaria del 5 %.

La rugosidad para cualquier tipo de tubería se puede obtener de la tabla 1.2. que tabula valores desde acero hasta tubos plásticos.

Tabla 1.2: Rugosidad de los tubos (Valores de E , en Metros)*

MATERIAL	TUBOS NUEVOS	TUBOS VIEJOS**
Acero galvanizado	0.00015 a 0.00020	0.0046
Acero remachado	0.0010 a 0.0030	0.0060
Acero revestido	0.0004	0.0005 a 0.0012
Acero soldado	0.00004 a 0.00006	0.0024
Plomo	lisos	lisos
Asbesto-cemento	0.000025	
Cobre o latón	lisos	lisos
Concreto bien terminado	0.0003 a 0.0010	
Concreto ordinario	0.0010 a 0.0020	
Fierro forjado	0.00004 a 0.00006	0.0024
Fierro fundido	0.00025 a 0.00050	0.0030 a 0.0050
Fierro fundido con revestimiento		
asfáltico	0.00012	0.0021
Madera en duelas	0.0002 a 0.0010	
Barro vitrificado	0.0006	0.0030

Vidrio	lisos ***	lisos ***
Plásticos	lisos	lisos

* Para los tubos lisos, el valor de E es de 0,00001 o menos.

** Datos indicados por R. Powell.

*** Corresponden a los mayores valores de D/E.

Para las pérdidas secundarias, se toma el coeficiente de resistencia K de la tabla 1.3, para los diferentes accesorios (codos, válvulas, transiciones, etc.), usados en el sistema. De modo general todas las pérdidas son expresadas por:

$$(1.7) \quad h_s = \frac{KV^2}{2g} \quad (m)$$

Tabla 1.3: Coeficientes de resistencia K.

PIEZA Y PERDIDA	K
Ampliación gradual	0,30*
Boquillas	2,75
Compuerta abierta	1,00
Controlador de caudal	2,50
Codo de 90°	0,90
Codo de 45°	0,40
Rejilla	0,75
Curva de 90°	0,40
Curva de 45°	0,20

Curva de 22°30'	0,10
Entrada normal en tubo	0,50
Entrada de borde	1,00
Existencia de pequeña desviación	0,03
Confluencia	0,40
Medidor Venturi	2,50**
Reducción gradual	0,15*
Válvula de ángulo, abierto	5,00
Válvula compuerta, abierto	0,20
Válvula tipo globo, abierto	10,00
Salida de tubo	1,00
T, pasaje directo	0,60
T, salida de lado	1,30
T, salida bilateral	1,80
Válvula de pie	1,75
Válvula de retención	2,50
Velocidad	1,00

* Con base en la velocidad mayor (Sección menor).
 ** Relativa a la velocidad en la tubería.

Si la conducción es larga (oleoductos, gasoductos, plantas de agua potable, etc.), las pérdidas secundarias tienen poca importancia, a veces se toma al final del 5 % al 10 % de las pérdidas primarias, pudiéndose a veces depreciar.

Después de obtener todas las ecuaciones y consideraciones técnicas, se procede al cálculo de las pérdidas utilizando la ec 1.4, ec 1.7 junto con la Fig 1.6. Todos los cálculos van tabulados en la tabla 1.4.

CALCULO DE PERDIDAS.-

a.- Pérdidas de carga en la impulsión individual de cada bomba.

1.- Cono de salida de la bomba:

$$\phi = 304 - 300 \text{ mm.} \quad L = 400 \text{ m.} \quad K = 0.095$$

$$Q_b = \frac{952.84}{4} = 238.21 \text{ L/seg.}$$

$$V = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \times 0.23821}{\pi \times 0.32^2} = 3.37 \text{ m/seg.}$$

$$H_v = \frac{V^2}{2g} = \frac{3.37^2}{2 \times 9.81} = 0.58$$

$$H_1 = K_1 H_v = 0.095 \times 0.58 = 0.055 \text{ m.}$$

2.- 2 codos de 45° ; $\phi = 300 \text{ mm.} \quad K = 0.21$

$$H_2 = 2 \times 0.21 \times 0.58 = 0.24 \text{ m.}$$

3.- Valvula mariposa $\phi = 300 \text{ mm.} \quad K = 0.11$

$$H_3 = 0.11 \times 0.58 = 0.064 \text{ m.}$$

4.- Válvula de retención $K = 1.2$

$$H_4 = 1.2 \times 0.58 = 0.70 \text{ m.}$$

5.- Pérdida desde la brida de descarga hasta el colector de impulsión.

$$Re = \frac{3.37 \times 0.5}{1.007 \times 10^{-3}} = 1.6 \times 10^6$$

$$\frac{E}{D} = \frac{0.1 \times 10^{-3}}{0.3} = 0.00033$$

Del diagrama de Moody $f = 0.016$

$$H_5 = \frac{f L}{D} \frac{v^2}{2g} = 0.016 \times \frac{8.5}{0.3} \times \frac{0.58^2}{2 \times 9.81} = 0.15 \text{ m.}$$

b.- Pérdidas en el colector de impulsión hasta el origen.

$$H_6 = 0.016 \left[\frac{1.973}{0.3} \times \frac{3.37^2}{2 \times 9.81} + \frac{1.8}{0.45} \times \frac{1.5^2}{2 \times 9.81} + \dots \right]$$

$$\left[\frac{1.8}{0.55} \times \frac{1.0^2}{2 \times 9.81} + \frac{13.15}{0.6} + \frac{0.72^2}{2 \times 9.81} \right]$$

$$+ 0.095 \times \frac{3.37^2}{2 \times 9.81} + 0.32 \times \frac{1.5^2}{2 \times 9.81} + 0.18 \times \frac{1.0^2}{2 \times 9.81}$$

$$+ 0.18 \times \frac{0.72^2}{2 \times 9.81} = 0.60$$

7.- Pérdidas desde el colector al tanque elevado

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times d} = \frac{4 \times 0.23821}{\pi \times 0.52} = 1.21 \text{ m/seg.}$$

$$Re = \frac{1.21 \times 0.5}{1.07 \times 10^{-6}} = 6 \times 10^5$$

$$\frac{E}{n} = \frac{0.1 \times 10^{-3}}{0.5} = 0.0002$$

Del diagrama de Moxy $F = 0.016$

$$H_7 = 0.016 \times \frac{450}{0.5} \times \frac{1.21^2}{2 \times 9.81} = 1.07 \text{ m.}$$

[illegible]

NOTA: Se aumenta el subíndice en (%) la sucesión (S) y decrece (D).

	HP*	Hst	HFT	HFT*KO	Hest	HNT	HP*	Z	HP*+KO
	(m)	(m)	(m)	(m)	(n)	(m)	(m)		(m)
DESCARGA	1.00	1.8	2.97	15.64x10 ⁻⁹	99.50	59.50	1.07	-5.91	11.89x10 ⁻⁹
DESCARGA	---	---	---	---	59.50	---	---	---	---
DESCARGA	---	---	---	---	59.50	59.50	---	-5.91	---

Las pérdidas totales son:

$$H_t = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5 + H_6 + H_7$$

$$H_t = 0.05 + 0.24 + 0.064 + 0.70 + 0.15 + 0.6 + 1.07 = 2.87 \text{ m.}$$

$$H_{man.} = 50.50 + 3 = 53.50 \text{ m.}$$

1.3. Curvas del Sistema.-

Las pérdidas de carga por fricción a través del sistema, son pérdidas que varían con el cuadrado de la capacidad aproximadamente. Estas pérdidas son variables y ocurren por la resistencia que opone la tubería y los accesorios al paso del fluido; estos producen una serie de valores que variando el gasto, generan cargas manométricas, dando lugar a la formación de la curva de fricción del sistema (ver Fig. 7).

Como las pérdidas de carga por fricción aumentará, cuando la tubería se tuberculiza o deteriora por el envejecimiento, para obviar este problema se toma constantes experimentales de tuberías que han envejecido de 20 a 30 años; tolerando así pérdidas por fricción en exceso de las que se obtendrán cuando la tubería es nueva. Como resultado de esto, la bomba es seleccionada para un exceso de carga y descarga una sobre capacidad cuando se instala en un sistema nuevo. Debido a esto, es necesario seleccionar una bomba con un rango grande de puntos de operación con una alta eficiencia.

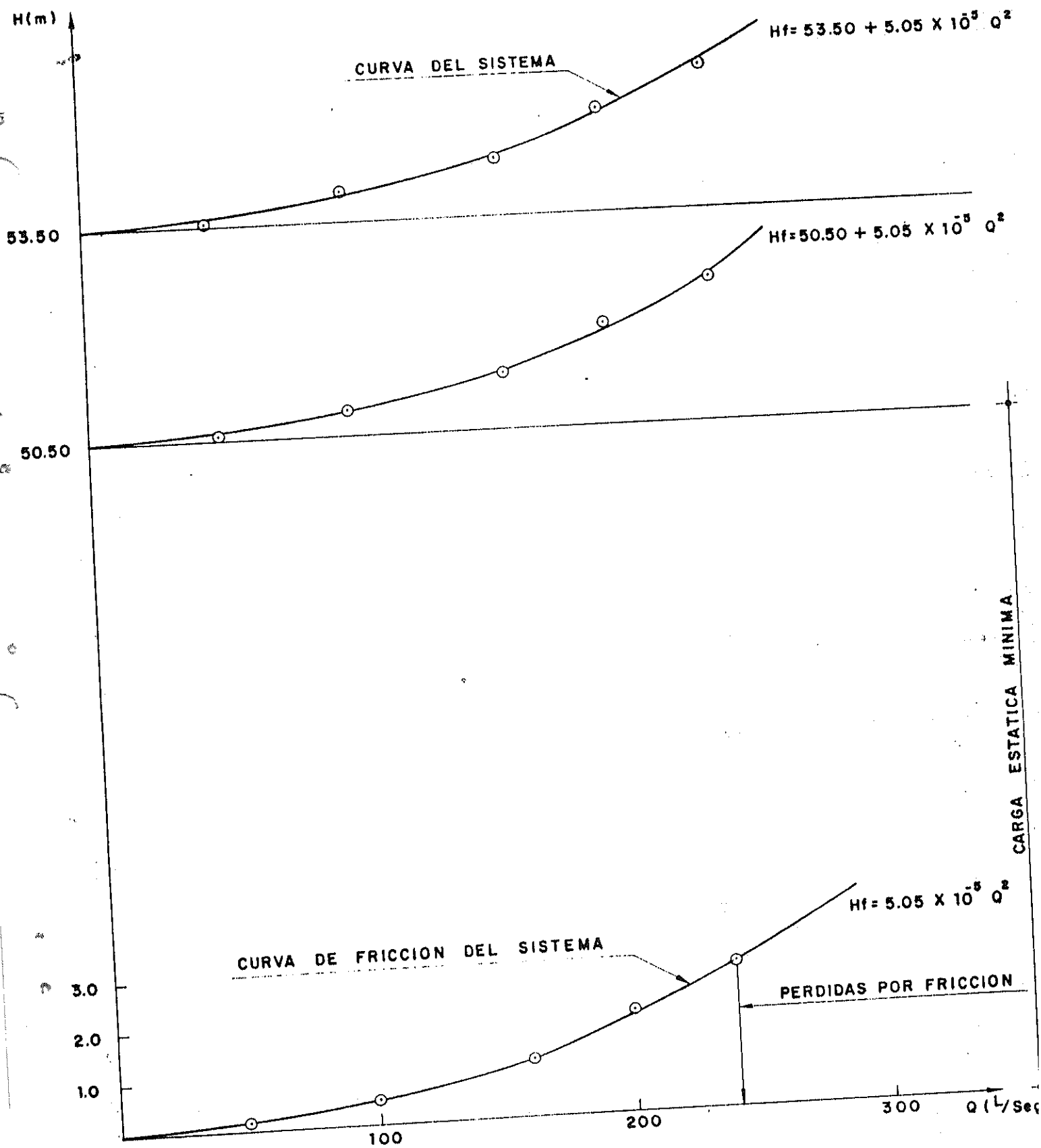


FIG # 1.7 CURVAS DE FRICCION Y DEL SISTEMA

La curva de operación del sistema (Fig. 7), es una representación gráfica de la resistencia total del sistema, que es la suma de las cargas estáticas y variables calculadas para varias capacidades y que tiene mucho uso en las bombas centrífugas.

Cuando se va a comprar la bomba, se debe de especificar que la curva de operación de la bomba, intercepte a la curva del sistema en el punto de mayor eficiencia con el caudal y carga nominales.

1.4. Curvas de operación del sistema en paralelo.-

Un sistema de bombeo puede tener más de una bomba; cuando se tiene varias bombas. éstas pueden estar instaladas en serie, en paralelo o bien un sistema, mixto.

Cuando dos o más bombas, descargan en un solo colector abasteciendo cada una, un cierto caudal, se dice que el sistema está conectado en paralelo; ver Fig. 8, este es un método más común para llenar los requisitos cuando varía la capacidad, arrancando solamente aquellas bombas cuando se necesitan para cumplir la demanda, normalmente se puede lograr la operación cerca de la máxima eficiencia. Las curvas de carga-capacidad no necesariamente tienen que ser idénticas, pueden ser también con diferentes curvas características, pero estas bombas deben funcionar en un rango estable para lograr una buena eficiencia del grupo de bombas en paralelo. Generalmente las estaciones de bombeo se diseñan con bombas auxiliares, estas sirven como repuestos en caso de

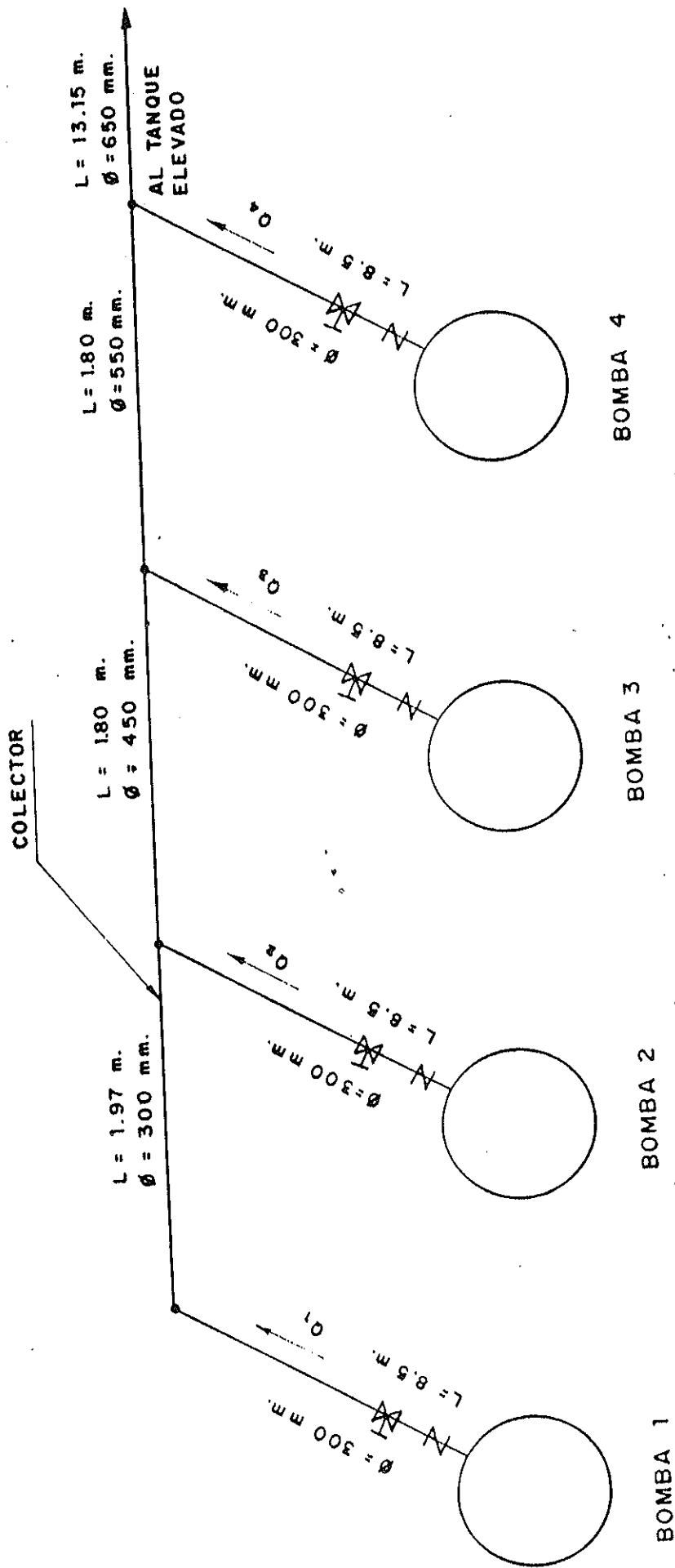


FIG. # 1.8 DIMENSIONES DEL ARREGLO DE TUBERIAS EN PARALELO

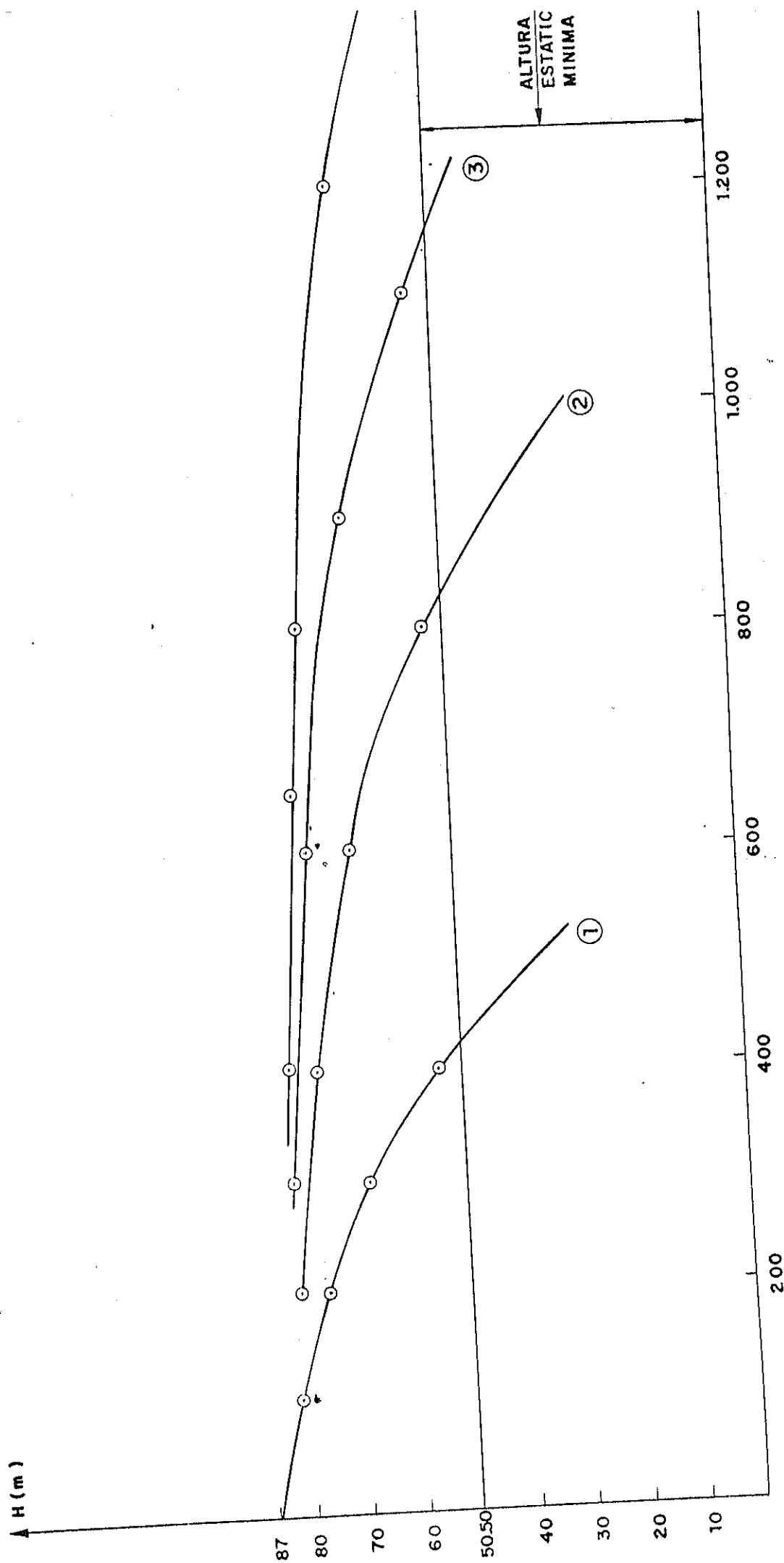


FIG. #1.9 CURVAS DE OPERACION DEL SISTEMA EN PARALELO

emergencia y en el tiempo de para; cuando se ejecuta el mantenimiento y reparación.

Para la operación de bombeo se debe trazar la curva del sistema en paralelo, primeramente sumando los caudales de las curvas características de las cuatro bombas, las cuales aportan cada una 238.21 L/seg, manteniendo la carga constante esto se hace en un solo gráfico como está indicado en la Fig. 1.9; junto con la curva característica del sistema generando puntos de operación para las diferentes combinaciones de bombas que se encuentren funcionando.

C A P I T U L O I I

2.- PARAMETROS PARA LA DETERMINACION DEL TIPO DE IMPULSOR DE LA BOMBA.-

Para definir y seleccionar el tipo de impulsor, es necesario conocer varios conceptos que ayuden a predecir el comportamiento de las bombas para que trabajen dentro de rangos de eficiencia económicos.

2.1. Determinación del número de revoluciones.-

La velocidad de rotación es un factor predominante en el costo de la bomba y el motor, está gobernado por las siguientes consideraciones técnicas:

- a.- Tipo de potencia disponible para la unidad.-
Para el funcionamiento de las bombas se tiene motores a combustión interna, turbinas a vapor, turbinas a gas; las cuales pueden variar de velocidad de rotación dependiendo de las necesidades de caudal y carga manométrica, mientras que los motores eléctricos, tienen la velocidad de rotación constante, porque esta es función del número de polos del motor y la frecuencia de la red que son constantes.

Para variar la velocidad de rotación de un motor es necesario de un elemento mecánico que se lo instala entre el eje del motor y la bomba, este puede ser un reductor o una banda, pero no es muy aconsejable, debido a

que se pierde del 3 al 5 % de eficiencia en el grupo electromecánico; por lo tanto el motor seleccionado debe de cubrir esas pérdidas de potencia.

b.- Velocidades específicas mayores.- Se traducen en bombas pequeñas y motores más baratos. El diámetro del impulsor es función directa de la carga manométrica e inversa del número de revoluciones. al aumentar el número de revoluciones la bomba será más pequeña y tendrá menor costo.

c.- Al aumentar la velocidad específica, se necesita mayor control de condiciones a la entrada de la succión para prevenir cavitación. La velocidad a la entrada de la succión aumentará, produciendo una mayor NPSH requerida, debido a que las pérdidas por turbulencia aumentarán a la entrada del alabe; entonces al variar las condiciones de diseño de la bomba la eficiencia decaerá.

La diferencia entre el NPSH disponible (sistema) y el NPSH requerido (curvas características de la bomba), se hace más pequeño bajando el margen de seguridad contra la cavitación.

d.- La eficiencia máxima que es posible obtener en función de la velocidad específica.- Los impulsores de baja velocidad específica tienen una eficiencia máxima más baja que los impulsores de velocidad específica media

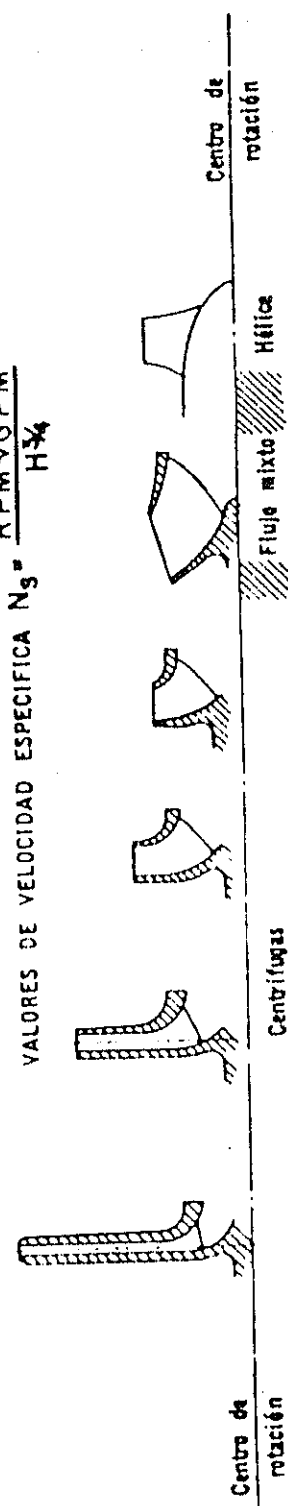
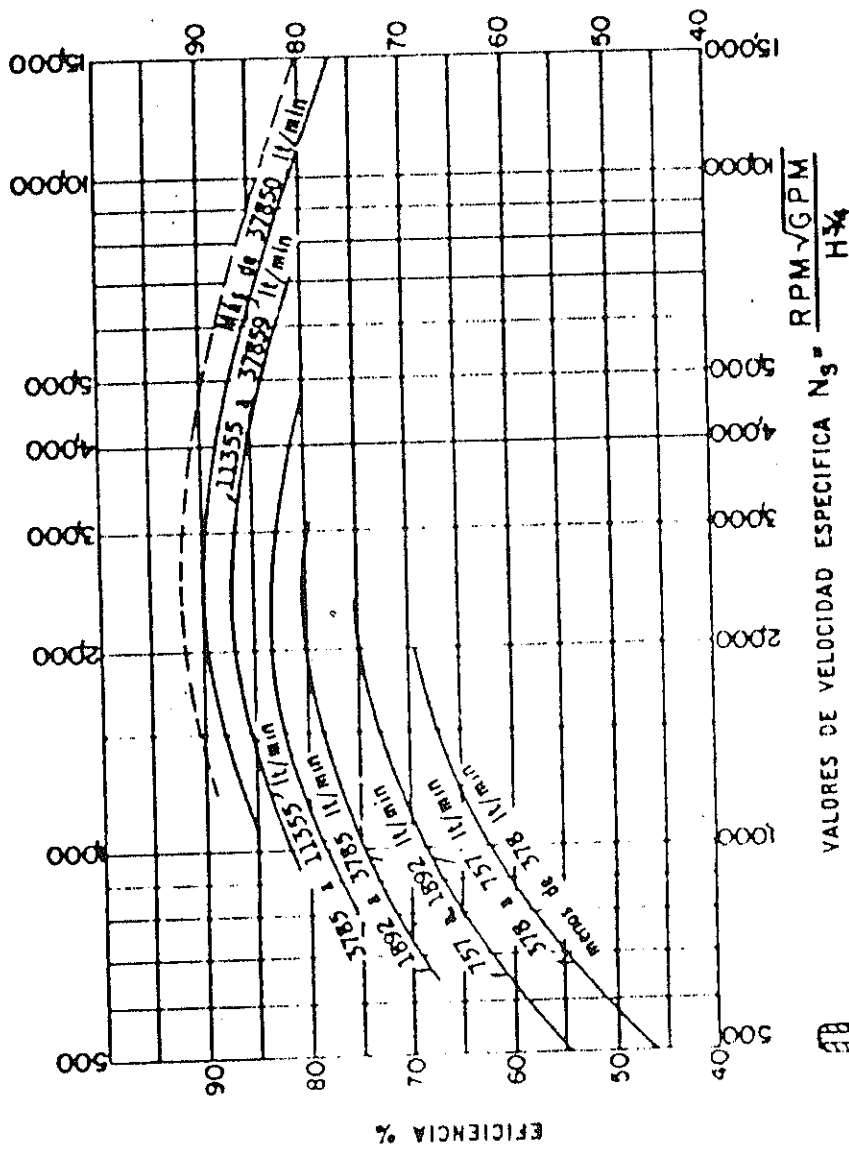
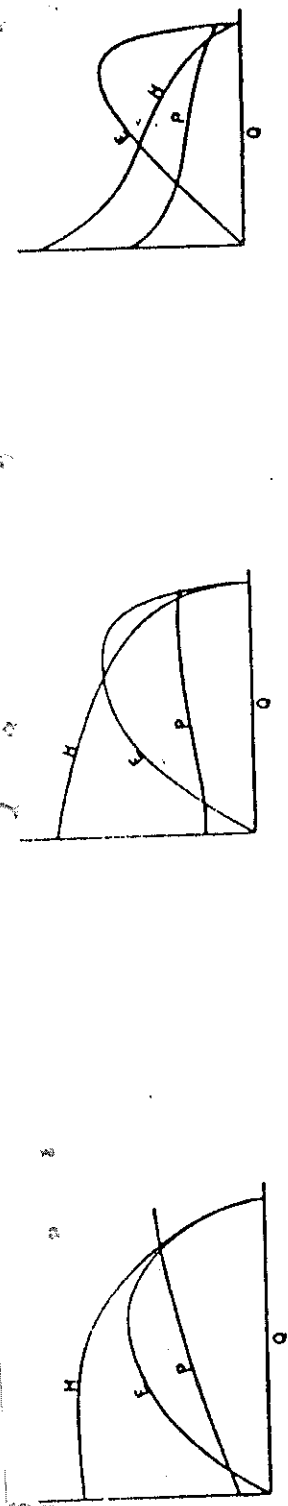


Fig. 3. Relación aproximada entre las formas de impulsores y variaciones de eficiencia con

debido a que tienen una pérdida de disco elevado (ver Fig. 2.1).

En las velocidades específicas más altas la eficiencia máxima es más baja que en las velocidades específicas medias, porque aún al tener menor área de disco presentan malas condiciones de flujo desde la entrada hasta la descarga.

Considerando ciertos factores se presentan algunas veces mas ventaja y economía elegir bombas con velocidad de rotación mayores, de modo que el dimensionamiento de la estación sea pequeña en el caso de estructuras, y de grúas que son necesarias para mantenimiento correctivo. Pero no todo es ventaja por que al aumentar la velocidad de rotación el desgaste de las piezas móviles de la bomba producirán mayores gastos de mantenimiento correctivo y preventivo.

Calculo de la velocidad de rotación (N).

Como se puede ver en la Fig. 2.1, la velocidad específica es función de la eficiencia y caudal, partiendo de estas se toma las eficiencias para varias velocidades específicas y se tabula en la tabla 2.1 columna # 4, luego con la ec. 2.1., se calcula la velocidad de rotación en la columna # 3. Los datos de la columna #5 son obtenidos de la Tabla 2.2. para motores de 300 HP de 1775 y 3560 RPM. Determinando que la velocidad de rotación para el grupo de bombeo es de 1775 RPM.

Tabla 2.1. Determinación de la velocidad de rotación.

H (m)	N _s	N (RPM)	η %	N motor (RPM)
50 < H	500	---	---	---
	1000	---	---	---
	2000	668	0.87	---
15 < H < 100	3000	1032	0.875	---
	4000	1377	0.85	---
	5000	1721	0.84	1775
15 < H < 100	6000	2065	0.83	---
	7000	2410	0.81	---
	8000	2750	0.80	---
H < 70	9000	3099	---	---
	10000	3443	---	3560

El motor de 300 HP y 1775 RPM tiene una eficiencia que varia de 92 al 93.5 %; la bomba para la misma velocidad de rotación tiene una velocidad

Typical Motor Characteristics (Continued)

Horse-power	Three-phase—60 Hertz (NEMA design B)						
	Amperes—460 volt			NEMA code letter	Approx torque lb-ft		
	Approx full load speed	Typical full load	NEMA locked rotor max		Full load	(Starting) Locked rotor	Breakdown full-load (min)
5	3500 1745 1155	6.7 7.1 8.1	46.0	J	7.5 15.0 22.7	11.3 27.5 34.1	16.1 33.8 48.8
7½	3510 1740 1165	10.3 10.4 11.2	63.5	H	11.1 22.6 33.7	15.5 39.6 50.6	22.2 48.6 69.1
10	3515 1740 1160	13.2 13.6 15.3	81.0	H	14.9 30.1 45.3	20.1 49.7 68.0	29.8 60.2 90.6
15	3505 1750 1170	20.1 21.1 21.3	116	G	22.4 45.0 67.1	29.1 72.0 93.9	44.8 90.0 134
20	3540 1755 1170	25.7 26.2 26.5	145	F G G	24.7 89.5 89.5	32.1 89.7 120.8	49.4 119.6 179.0
25	3540 1760 1175	31.3 31.6 33.9	182.5	F G F	37.1 74.4 111.8	48.2 111.6 150.9	74.2 148.8 223.6
30	3545 1760 1175	32.0 37.5 39.8	217.5	F G G	44.4 89.3 134.0	57.7 134.0 181.0	88.8 178.6 268
40	3550 1770 1175	47.8 54.4 52.5	290	G F G	59.2 118.5 179.5	80.0 166.0 242.0	118.4 237.0 359.0
50	3555 1770 1170	60.4 64.8 64.0	362	F G G	73.9 147.9 223.0	88.7 207 301	147.8 295.8 446.0
60	3555 1775 1175	72.5 75.5 80.0	435	G	88.6 177.0 267.0	106 249 347	177.2 354 534
75	3560 1780 1175	86.5 91.0 96.0	542	G	110.5 222.0 333.0	116 450 450	221 444 666
100	3550 1775 1180	113 119 122	725	G	147.0 296.0 444.0	154 370 555	294 592 888
125	3560 1780 1175	147 151 154	907	G	184 369 558	184 406 698	358 738 1116
150	3560 1775 1175	171 172 188	1085	G	221 444 668	221 488 802	442 898 1336
200	3560 1775 1175	230 226 241	1450	G	294 444 890	294 444 1063	588 898 1780
250	3560 1775 1180	284 280 286	1825	G	268 738 1111	188 738	469 1476
300	3560 1775 1175	335 337 337	2200	G	442 887 710	442 309 710	773 1552
350	3560 1760 1175	384 406 406	2550	G	516 1042 1623	361 834 1623	903 1823
400	3555 1760 1175	435 470 470	2900	G	591 1189 1760	414 951 1760	1044 2244 3173

TABLA # 2.2 EFICIENCIA Y CARACTERISTICAS TIPICA DE MOTORES

Typical Efficiencies of Low Voltage (230/460) Three-Phase Motors

3600 and 1800 rpm

Horse-power	Synchronous motors—unity pf					
	Induction motors			Synchronous motors—unity pf		
	Full load	¾ load	½ load	Full load	¾ load	½ load
1-2	76	75	71			
3-5	80	80	77			
10-25	85	85	82			
25-50	87	87	86	87	83	75
75-100	90.5	91	90.5	89.5	88.5	84
125-200	91.5	92	91	87	80	80.5
201-500	92-93.4	91.8-93.4	90-91.5	93-95.3	92.7-95.4	91-93.2
501-1500	93-94.8	93-94.8	91-93	95-96.2	95-95.9	93-95.2

Three-phase—60 Hertz (NEMA design B)

Horse-power	Approx torque—lb-ft						
	Amperes—460 volt			NEMA code letter	Approx torque—lb-ft		
	Approx full load rpm	Typical full load	NEMA locked rotor (max)		Full load	Locked rotor	Breakdown full-load (min)
1	3510 1750 1140	1.6 1.8 1.9	15	N	1.50 3.03 4.60	3.00 8.33 7.82	4.5 9.09 12.2
1½	3455 1735 1160	2.2 2.3 2.6	20	M	2.27 4.58 6.79	3.97 11.5 11.2	5.68 12.8 17.0
2	3495 1725 1155	2.8 3.1 3.3	25	L	3.00 6.09 9.09	5.1 14.3 14.5	7.2 16.4 21.8
3	3475 1755	4.1 4.6	32	K	4.50 8.97 13.6	7.2 19.3 21.1	10.4 22.4 31.3

específica de 5155 y en la Fig. 2.1, se puede comprobar que su impulsor es de flujo mixto y su eficiencia el 84 % aproximadamente. El acople bomba-motor que se usa en el proyecto es de eje hueco o acople directo, como su nombre lo indica éste transmite directamente la potencia desde el motor a la bomba, esto es sin reductores ni bandas, debido a esto no se necesita ninguna clase de mantenimiento traduciéndose en economía para el grupo electromecánico.

2.2. Cálculo para determinar el tipo de impulsor.-

Variando el número de etapas o la entrada del fluido a la succión se puede obtener varias configuraciones con varios tipos de impulsores que descarguen el mismo caudal a la misma carga manométrica.

Tenemos tres tipos de impulsores: flujo radial o centrífugo, mixto y axial. En la Fig. 2.2, se ve que en el impulsor del flujo radial el flujo entra paralelo al eje de rotación y sale perpendicular a éste sus características importantes son: alta altura manométrica, flujo moderado y eficiencia alta.

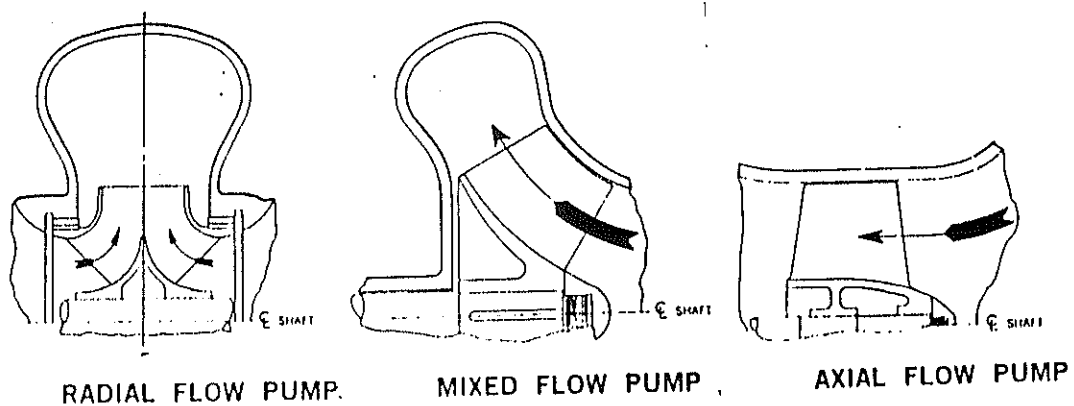


FIG. 2.2 TIPOS DE IMPULSORES

Impulsor de flujo axial o hélice, el flujo entra paralelo al eje y sale en la misma dirección, sus características más importantes son: flujo alto, eficiencia y altura manométricas bajas.

Impulsor de flujo mixto es la combinación de axial y radial y su comportamiento varía entre flujo axial y radial.

Para determinar el tipo de impulsor, es necesario un número dimensional que involucre la velocidad de rotación, caudal y altura manométrica.

Velocidad específica (Ns).

En su forma básica la velocidad específica es un número que clasifica la geometría general, características de flujo y rendimiento de los impulsores. (ver Fig. 2.1.)

Esta es numéricamente igual a la velocidad de rotación a la que gira un modelo exacto teórico y tendría que operar con objeto de descargar, una unidad de capacidad contra una unidad de carga total y se calcula con la ec. 2.1.

$$(2.1) \quad N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Si un impulsor es de doble succión esto es dos impulsores en paralelo se usa $Q/2$ en la ec. 2.1. En la bomba de múltiples etapas se debe de usar la carga de un solo paso y no la carga total. La carga de un solo paso es generalmente la carga

manométrica total dividida para el número de etapas, es como si se tubiera un sistema de bombas en serie la descarga de un impulsor es la succión de otro.

En los siguientes subcapítulos se comparará la bomba seleccionada con la bomba ofertada por la Worthington bajo las mismas condiciones de diseño del proyecto.

Cálculo de la velocidad específica (Ns).-

$$Q = 238.21 \text{ L/seg.} = 3775.63 \text{ GPM}$$

$$H = 53.50 \text{ m.} = 175.53 \text{ pies}$$

Bomba radial o centrífuga de una etapa doble succión.

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

$$N_s = \frac{1775 \sqrt{3775.63/2}}{(175.53)^{3/4}} = 1,600$$

En la Fig. 2.1. con 14,292.60 y $N_s = 1,600$; se determina que el impulsor de la bomba es radial o centrífuga y tiene una eficiencia de 82 %.

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{(H/3)^{3/4}} = \frac{1775 \sqrt{3775.63}}{175.53^{3/4}} = 5155$$

En la Fig. 2.1. con 14,292.60 y $N_s = 5,155$; se determina que el impulsor de la bomba es mixto y tiene una eficiencia de 84 %.

2.3. Determinación de eficiencia.-

La utilidad de la velocidad específica para la predicción de la eficiencia se basa en la premisa que bombas geométricas semejantes operadas a la misma velocidad específica tienen triángulos de velocidad semejantes. En consecuencia las velocidades periféricas y las de flujo son las mismas. Si no fuese por efectos de escala que afectan las pérdidas por fricción y fugas; sus pérdidas serían las mismas. En la Fig. 2.1, se puede observar para impulsores que tienen baja velocidad específica de 400 a 4500 la eficiencia varía de 45 % hasta 92 %. Para impulsores de velocidad media de 4000 a 10000 la eficiencia varía entre 82 % y 92 %; y por último para velocidades elevadas desde 9000 a 15000 tienen eficiencias que van desde 78 % hasta 88 %.

Para determinar la eficiencia se va a la Fig. 2.1, y con el caudal de 14,292.60 L/s que descargan las bombas de flujo mixto de succión simple y la bomba de flujo radial o centrífuga de doble succión, con sus respectivas velocidades específicas se determina que las eficiencias sean del 84 y 82 % respectivamente.

2.4. Cálculo de los parámetros de cavitación.-

En problemas de bombeo, ningún fenómeno a recibido mayor atención que la cavitación que lleva a las

bombas a generar bajas eficiencias, emanación de ruidos fuertes y erosión en el impulsor.

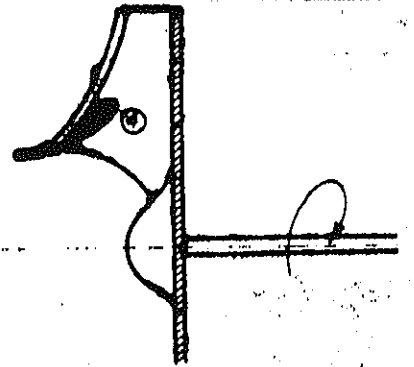
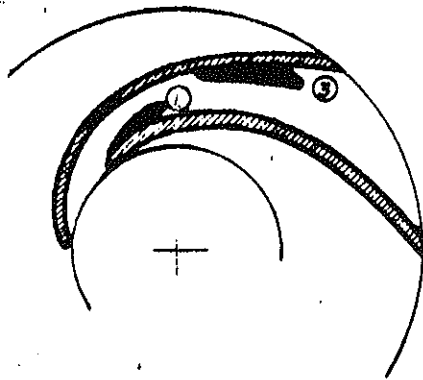
Este fenómeno se debe a la implosión de cavidades o burbujas cuando la presión en este sitio es menor o igual a la presión de vapor; las cavidades viajan de regiones de menor presión hasta regiones de mayor presión para implotar originando presiones de 10000 atmósferas en intervalos de tiempo de 0.003 seg, no existiendo materiales tan resistentes para estos esfuerzos el impulsor se dañara en cuestión de semanas.

Las bombas empiezan a cavitarse cuando el NPSH disponible es insuficiente para mantener las presiones de trabajo arriba de las presiones de vapor.

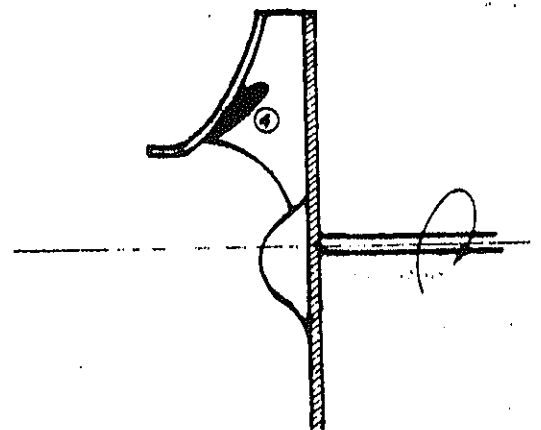
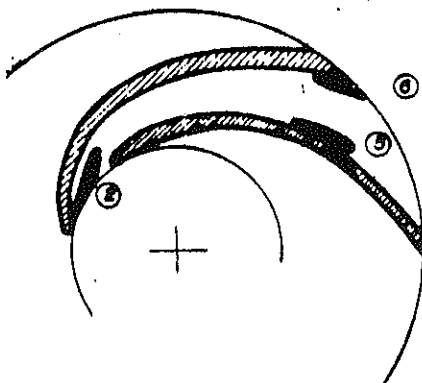
Las áreas sensibles son generalmente los lados de baja presión de los alabes del impulsor del borde de entrada y el refuerzo frontal donde la curvatura es mayor. (ver Fig. 2.3)

Para prevenir la cavitación durante el diseño y operación tenemos:

- 1.- Diseñar evitando cavitación desde un principio.
- 2.- Inyección de aire para amortiguar la cavitación.
- 3.- Se debe seleccionar materiales resistentes a la cavitación.



REGIONES PROPENSAS A CAVITACION CUANDO $Q > Q_0$.



FIG#2.3. REGIONES PROPENSAS A CAVITAR CUANDO $Q < Q_0$

4.- La bomba debe funcionar dentro de un rango de máxima eficiencia.

Carga neta de succión positiva (NPSH).

El NPSH es un parámetro comparativo que nos indica las condiciones mínimas de energía que se requiere en la succión para evitar cavitación en la bomba.

Una bomba operando con elevación de succión manejará una cierta capacidad de agua fría sin cavitación. En la Fig. 2.4, se hace un esquema para el cálculo del NPSH disponible que es la energía necesaria en la entrada del alabe en la succión de la bomba y es igual a la presión atmosférica, menos la suma de la elevación de succión y menos la presión de vapor del líquido.

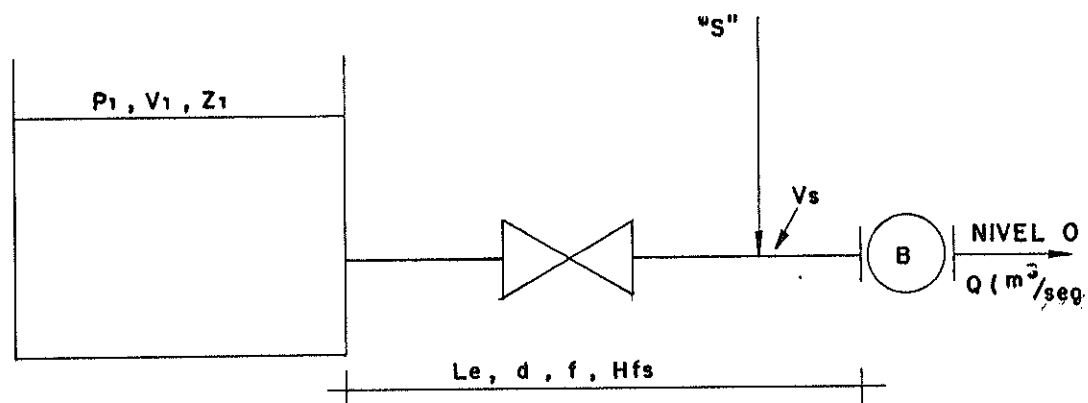


Fig. 2.4 Esquema para el cálculo del NPSH dis.

En el balance de energía entre el punto uno y el punto s, tenemos:

$$\frac{P_1}{\gamma} + V_1^2/2g + Z_1 - H_{fs} = \frac{P_s}{\gamma} + V_s^2/2g + 0 = E_s$$

$$(2.2) \text{ NPSH disponible} = P_1 + Z_1 - H_{fs} - P_v$$

γ = Peso específico en (Kg/m³).

P_1 = Presión atmosférica (m).

P_v = Presión de vapor de líquido bombeado - (m).

Z_1 = Altura estática de succión (m).

H_{fs} = pérdidas en la línea de succión (m).

Es necesario distinguir entre NPSH disponible y el NPSH requerido; el primero depende de las características del sistema y el segundo de las características de la bomba. Para que no cavite la bomba se debe tener la siguiente condición:

$$\text{NPSH disponible} > \text{NPSH requerido.}$$

Calculo de NPSH disponible.-

Bomba de succión simple de tres etapas.

$$\text{NPSH disponible} = P_1 + Z_1 - H_{fs} - P_v$$

$$= 10.33 + 1.55 - 1 - 0.24 = 10.64 \text{ m.}$$

Bomba de doble succión de una etapa.

$$\text{NPSH disponible} = 10.33 + 1.08 - 1 - 0.24 = 10.77 \text{ m.}$$

Coefficiente de Thoma (σ).-

Es un parámetro adimensional que nos ayuda a predecir la cavitación y se refieren únicamente a condiciones de punto de diseño de las bombas.

Mientras mayor sea el NPSH disponible de la bomba ésta tendrá mayor seguridad contra la cavitación; la ec.2.3 nos ayuda a determinar el coeficiente de Thoma.

$$(2.3) \quad \sigma = \frac{\text{NPSH disponible}}{H}$$

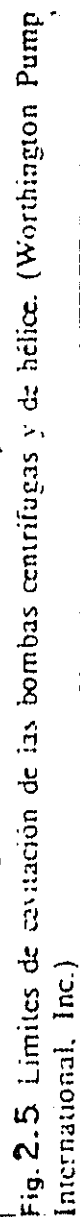
Cálculo del coeficiente de Thoma.

Para la bomba de succión simple de tres etapas tenemos:

$$\sigma = \frac{10.64}{53.5/3} = 0.59$$

En la Fig. 2.5, con $N_s = 5155$ se obtiene $\sigma = 0.52$

Para la bomba de doble succión de una tenemos:



$$\sigma = \frac{10.77}{53.3} = 0.20$$

En la Fig. 2.5, con $N_s = 1600$ se obtiene $\sigma = 0.20$

Bombas con impulsores bien manufacturados tienen velocidad específica de succión de 8500 con 5 a 7 alabes y un ángulo de 17° en la punta del alabe, siendo éste, el punto medio entre la eficiencia y la cavitación.

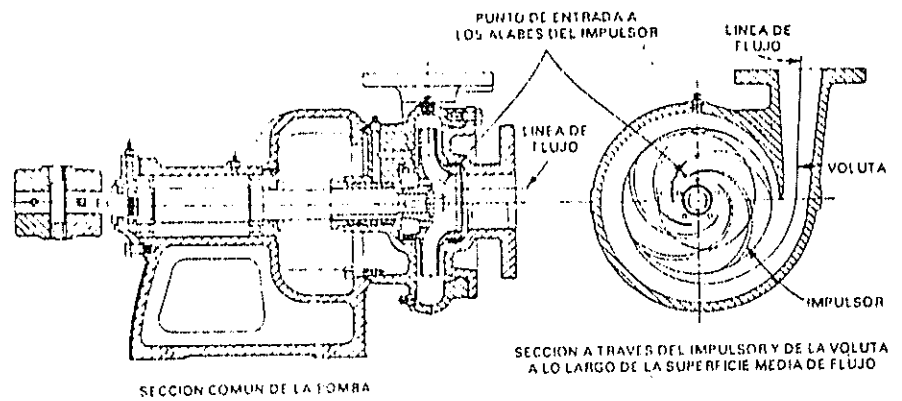
2.5. Selección de las bombas.-

Después de hacer un análisis técnico de las características hidráulicas y antes de proceder a seleccionar las bombas debemos de conocer los principios de funcionamiento, sus elementos principales y su clasificación.

Una Bomba consta de dos partes principales (Ver. Fig. 2.6), un juego de álabes rotatorios (impulsor), que está alojado dentro de una carcasa que contiene las chamuceras y estopero.

En la figura anterior vemos el movimiento del fluido desde que es forzado por la presión atmosférica (0 - 1) u otra presión a entrar a los álabes con cierto ángulo de entrada, alcanzando una velocidad absoluta a la periférica del rotor (2), luego pasa de (2) a (3) donde sufre un proceso de difusión en los cuales la velocidad se reduce y la presión aumenta. En la garganta de la voluta (3) la velocidad por lo general todavía es

alta y se produce una difusión adicional hasta llegar a la brida de descarga (4) donde el fluido tiene la máxima presión.



200 GPM
166 PSI, CARGA TOTAL
3 500 RPM
2 1/2" PULG. DIAM DE LA SUCCION
2" PULG. DIAM DE LA DESCARGA
6 3/4" PULG. DIAM DEL IMPULSOR
5 3/8" PULG. ANCHO DEL IMPULSOR

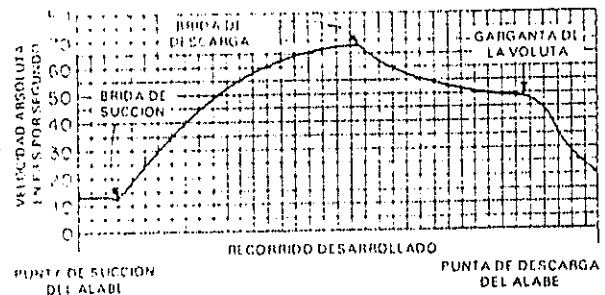


FIG. 2.6 MOVIMIENTO DEL FLUIDO DENTRO DE LA BOMBA

CLASIFICACION DE LAS BOMBAS:

El Hydraulic Institute Standards clasifica a las bombas dinámicas como indica el cuadro:

	De un solo	Impulsor	
			De paso fijo.
FLUJO	paso.	cerrado.	
AXIAL	De pasos -	Impulsor	
			De paso variab.
	múltiples.	abierto.	
	Succión	Autoce -	Impulsor
FLUJO		bante.	abierto.
	simple.		
MIXTO		Sin ceba	Impulsor semi -
Y		do.	abierto.
	Doble suc-		
RADIAL		De pasos	Impulsor cerra-
	ción.	múltipl.	do.

Comparaciones Técnicas.-

En el pasado fué ampliamente aceptado bombas de voluta para bajas cargas y bombas de turbina para cargas grandes. En este tiempo la construcción de bombas ha progresado marcadamente, y se puede ver bombas de voluta con cargas grandes de una etapa o varias etapas funcionando en proceso industriales.

Las bombas verticales de turbina se han adaptado plenamente en procesos de riego y drenaje, porque para grandes capacidades de descarga es la más económica que la de tipo horizontal considerando todos los factores.

Para la comparación entre bombas de voluta y turbina tenemos la Fig. 2.7, que se complementa con la tabla 2.3, donde se indica todas las ventajas y desventajas de los parámetros hidráulicos y de operación.

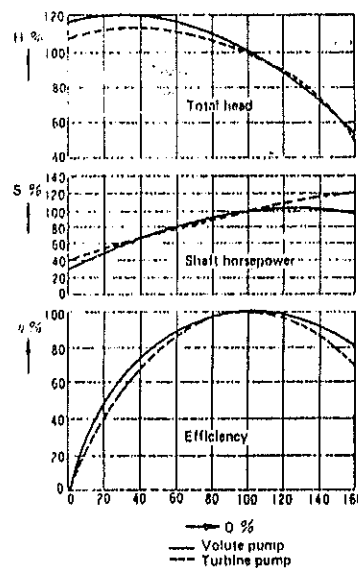


Fig. 2.7: Comparación entre bomba de voluta y turbina.

Tabla 2.3: Comparación entre bomba de voluta y turbina.

Items.	Bomba de Voluta	Bomba d/turbina
Eficiencia	Buena eficiencia para un gran rango de caudal.	Estrecho rango de eficiencia para una variación de caudal.
Potencia	Generalmente no ocurre sobre carga al aumentar el caudal nominal.	Para caudales mayores que el nominal absorbe más potencia.
Carga	Fácil de obtener características de carga.	La curva característica es inestable.
Condiciones de funcionamiento.	Sin ruido.	Con ruido.
Forma	Generalmente son pequeñas	Son de gran tamaño debido al largo de la columna.

Generalmente se tienen bombas de succión simple hasta 260 mm. y doble succión hasta 180 mm. o más. Por consiguiente cuando la bomba de simple succión

es de mayor tamaño que 260 mm. se escoje las bombas de succión doble, excepto para bombas de flujo axial y mixto. Para tener una idea más completa, tenemos la comparación de estos tipos de bombas.

Tabla 2.4: Comparación entre bombas de succión simple y doble succión.

Precio.	Generalmente la bomba de succión simple es inferior en precio a la de doble succión (tipo standard); debido a la dificultad en la fundición del impulsor.
Velocidad.	La misma para ambos tipos, la de doble succión a veces es inferior en velocidad.
Eficiencia.	No hay grandes diferencias.
Eficiencia de succión.	Generalmente la bomba de doble succión, tiene mayor eficiencia de succión.
Mantenimiento.	La bomba de succión simple necesita mayor mantenimiento; debido a que está desbalanceada hidráulicamente.
NPSH, requerida.	La mayor área de succión de la bomba de doble succión permite que opere con menos carga positiva de succión neta para una capacidad dada.

Anteriormente se ha comparado las bombas axiales mixtas y centrífugas, con respecto a la eficiencia del punto de vista de carga y flujo pero en la Tabla 2.5, se da rangos para bombas de flujo axial 1 a 5 m; para mixta de 5 a 8 m (pero en caso de bombas verticales hasta 20 m.) y en bombas centrífugas (principalmente los de doble succión) son para 5 m o más. Sin embargo se debe tomar en consideración la altura estática; y la fluctuación de carga indicadas en la tabla 2.6; y el tipo de operación indicada en la Tabla 2.7, para tener una idea más amplia en la selección de bombas.

Tabla 2.5: Comparación de tipos de bombas considerando carga total (H).

Carga Total	Elevac. de succión	Centri-fugal.	Flujo mixto	Flujo axial	Observaciones
Menor - 3 m.	—	X	○	⊙	Ampliamente usada.
					○ Usada.
					△ Puede ser usada en casos especiales
3 a 4 m.	< a 3 m.	△	○	⊙	
	> a 4 m.	△	⊙	△	
					X No usar
	< a 2 m.	△	⊙	○	
4 a 5 m.					

	> a 3 m.				Si no exis
	< a 4 m.				te dentro-
5 a 8m.					de estos -
	> a 5 m.				rangos, -
> de					consultar-
8 m.					al fabri -
					cante.

Tabla 2.6: Relación del tipo de bombas comparando fluctuación de carga.

Fluctuación - permisible a - carga nominal.	Centri- fuga	Flujo mixto	Flujo axial	Observacio- nes.
+ 5 ~ -30 %				 Adecuado
+ 10 ~ -30 %				 Puede ser-
+ 15 ~ -30 %				 Puede ser-
+ 20 ~ -30 %				 usada en ca - sos, especia - les.
				 No usar.

Tabla 2.7: Comparación de tipo de bombas considerando su operación.

Items	Centrí- fugas .	Flujo Mixto	Flujo axial	Verti- cal.	Observa - ción.
Opera - ción y - control.	A	A	B	A	Para todos - los items de A, B y C van- de favorable a desfavora- ble.
Manteni- miento.	A	B	B	C	
Precio	C	B	A	-	
Veloci - dad.	B o C	B	A	-	
Eficien- cia.	A	B	C	-	
Espacio	B o C	B	B	A	

Las bombas pueden ser consideradas de acuerdo a la posición del eje de rotación, entre los dos tipos tabulados en la table 2.8. Las bombas horizontales son generalmente las más conocidas y usadas; mientras que para el uso de bombas verticales de turbina o de voluta se tienen dos razones importantes:

1.- Cuando se bombee desde un lugar muy profundo, debiendo proteger la instalación eléctrica y el motor en caso de inundaciones.

2.- Cuando se requiera de usar espacio pequeño.

Tabla 2.8: Comparación entre bombas horizontales y verticales.

	Horizontal	Vertical
Puntos fuertes.	1- Como la mayor parte está usualmente fuera del agua se produce mínima corrosión. 2- Fácil para chequeo y mantenimiento. 3- Conveniente para montaje y reparación. 4- Como motores son de tipo horizontal, es de fácil acople. 5- Generalmente precios bajos.	1- Espacio de piso pequeño usado para el montaje. 2- Fácil evitar cavitación. 3- En muchos casos no es necesario dispositivo de cebado. 4- Fácil proteger el motor contra inundación. 5- Puede bombear desde un lugar profundo.
Puntos débiles.	1- Utiliza mucho espacio. 2- Cavitación puede ocurrir cuando la	1- Como mayor parte está bajo el agua tiende a causar corrosión.

elevación de suc-	2- Inconveniente pa-
ción sea grande.	ra mantenimiento.
3- Dispositivo de ce	3- Inconveniente en-
bado necesario.	desmontaje y repa
4- Es necesario to -	ración.
mar medidas para-	4- Requiere a veces-
el control de -	algún tipo de ce-
inundación.	bado.
5- Cuando es insta -	5- Precio elevado.
lada en pozo pro-	
fundo, es necesas-	
rio proteger con-	
tra humedad.	

Después de este análisis se puede concluir que para el caudal $Q = 238.21$ l/s y $H = 53.5$ m. se selecciona la bomba de succión simple de tres etapas con descarga sobre el piso.

Tabla 2.9: Comparaciones Técnicas.

P A R A M E T R O S	Uni- dad.	Bomba de succión-	Bomba de-
		simple,-	doble suc- ción, de-
		dad. de 3 e -	una etapa
		tapas.	
Velocidad de rotación -			
(N)	RPM	1775	1775
Velocidad específica -			
(Ns)		5155	1600
NPSH disponible	m.	11.24	10.77
NPSH requerido	m.	6.00	6.00
Coeficiente de Thome (σ)		0.63	0.20
Potencia en el eje (BHP)	HP	206.62	233.15
Eficiencia (η)	%	0.81	0.74
Caudal (Q)	L/s.	238.21	238.21
Altura manométrica (H)	m.	53.50	53.50
Diámetro del impulsor			
(D)	m.	7.93	15.52
Entrada en la succión	x	simple	doble
Número de etapas	x	3	1
Disposición del eje	x	vertical	vertical
Forma de la carcasa	x	tubular	tubular
Potencia del motor (EHP)	HP	254.13	274.46
Eficiencia de motor (η_m)	%	0.935	0.935
Tipo de flujo	x	mixto	radial

Especificaciones Técnicas.-

Los requisitos esenciales para la instalación de bombas con éxito son el comportamiento y la vida.

El comportamiento son las características de la bomba: carga, capacidad y eficiencia. La vida es el número total de horas de operación antes de que uno o más componentes de la bomba debe ser reemplazado para mantener condiciones de operación aceptables. El comportamiento inicial es la responsabilidad del fabricante de la bomba y se encuentran inherentes en el diseño hidráulico.

La vida es básicamente la medida de la resistencia de los materiales de construcción que deben ser especificados por la empresa que va a adquirir dichas bombas, en este caso CEDEGE.

Tenemos que conseguir materiales que tengan prioridades contra la erosión y la corrosión, estos van ligados directamente al tipo de fluido que van a bombear y la cantidad de partículas abrasivas que contengan.

Para la Estación de Bombeo Daular I tenemos agua tomada a una cierta altura del fondo de la presa Chongón, por lo tanto ésta será relativamente exenta de partículas abrasivas; también se tiene antes de la entrada de la succión de las bombas rejillas y microtamizadores los cuales filtran partículas de hasta 1.50 mm. de diámetro.

Las especificaciones técnicas toman en consideración los parámetros hidráulicos mecánicos y materiales que deben ser especificados las diferentes partes mas importantes de las bombas seleccionadas.

Datos Técnicos:

Velocidad de rotación	1775 RPM
Caudal en el punto de diseño	238.21 L/seg.
Altura total en:	
A caudal mínimo	57.70 m.
A caudal máximo	53.50 m.
Eficiencia en el punto de diseño (%)	81
Potencia en el eje	206.62 HP
NPSH requerido en la zona de - operación	6 m.
Posición del eje	vertical
Codo de descarga	sobre el piso

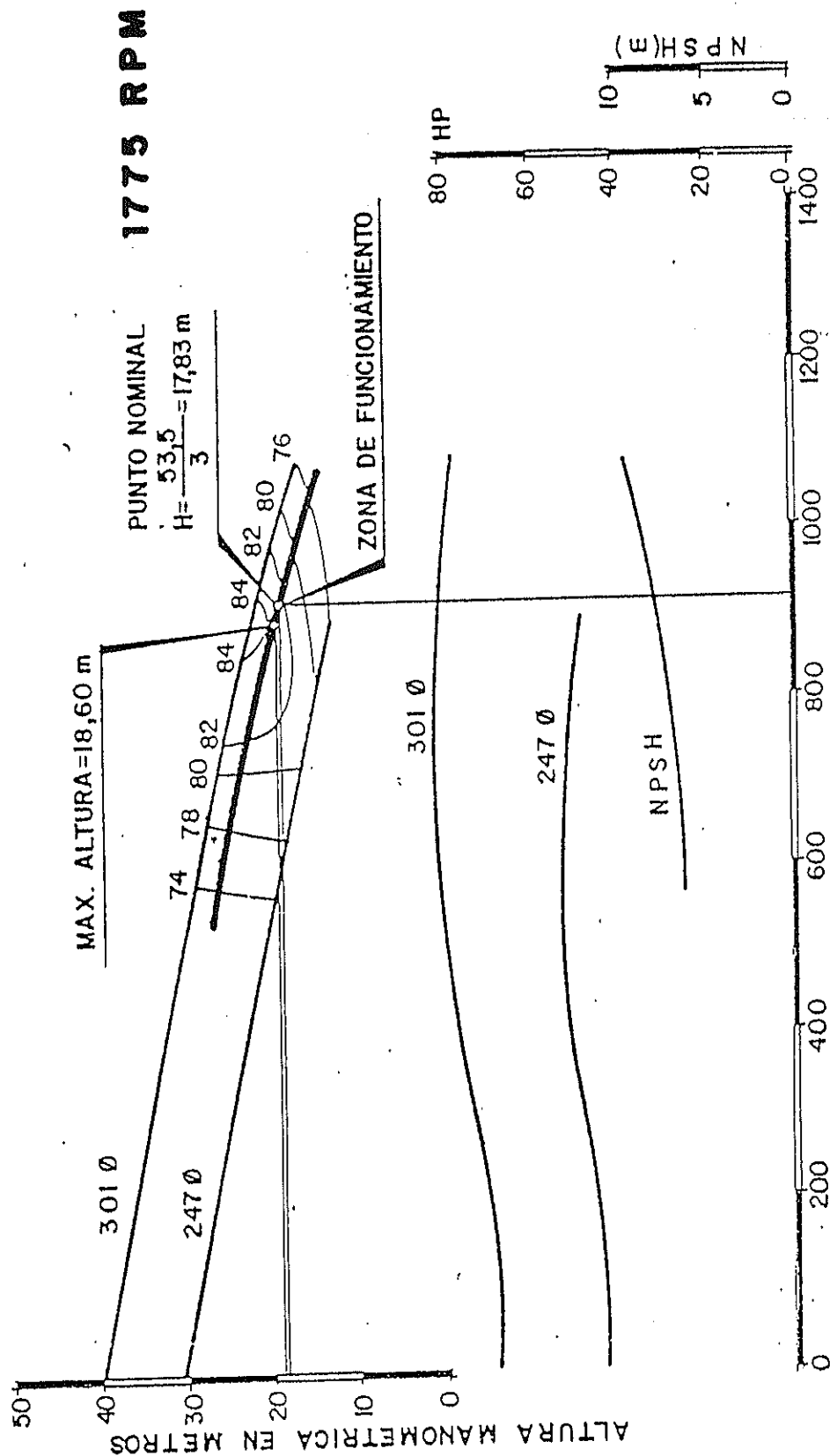
Materiales de los principales elementos de la bomba:

N O R M A	ASTM
Impulsor	A-242
Acoplamiento	A108 Grade 1035
Prensaestopas	A48-1964 Class 25
Tubo del eje	A-53 Grade A
Anillo de empaquetadura	Goma

Estabilizador	A48-1964
	Class 25
Placa base	A 108
	50 Fr 1141
Eje de la bomba	A 108
	Grade 1025
Tubería de columna embridada	A 53
	Grade A
Acoplamiento de eje	A 108
	Grade 1035
Tazón de descarga	A 48-1964
	Class 25

Para completar las especificaciones técnicas se adjunta la Fig. 2.8 y Fig. 2.9, de las curvas, características y planos.

ESTACION DE BOMBEO SECTOR I CURVA CARACTERISTICA DE LA BOMBA ADOPTADA DAULAR - I



Nº DE FASES 3

FIG. # 2.8 CURVA CARACTERISTICA DE LA BOMBA DE SUCCION SIMPLE 3 ETAPAS

Model VIT-CF

Vertical Industrial Turbine Pump

- Capacities to 6000 GPM (1363 m³/h)
- Heads to 1400 feet (427m)

Design Advantages

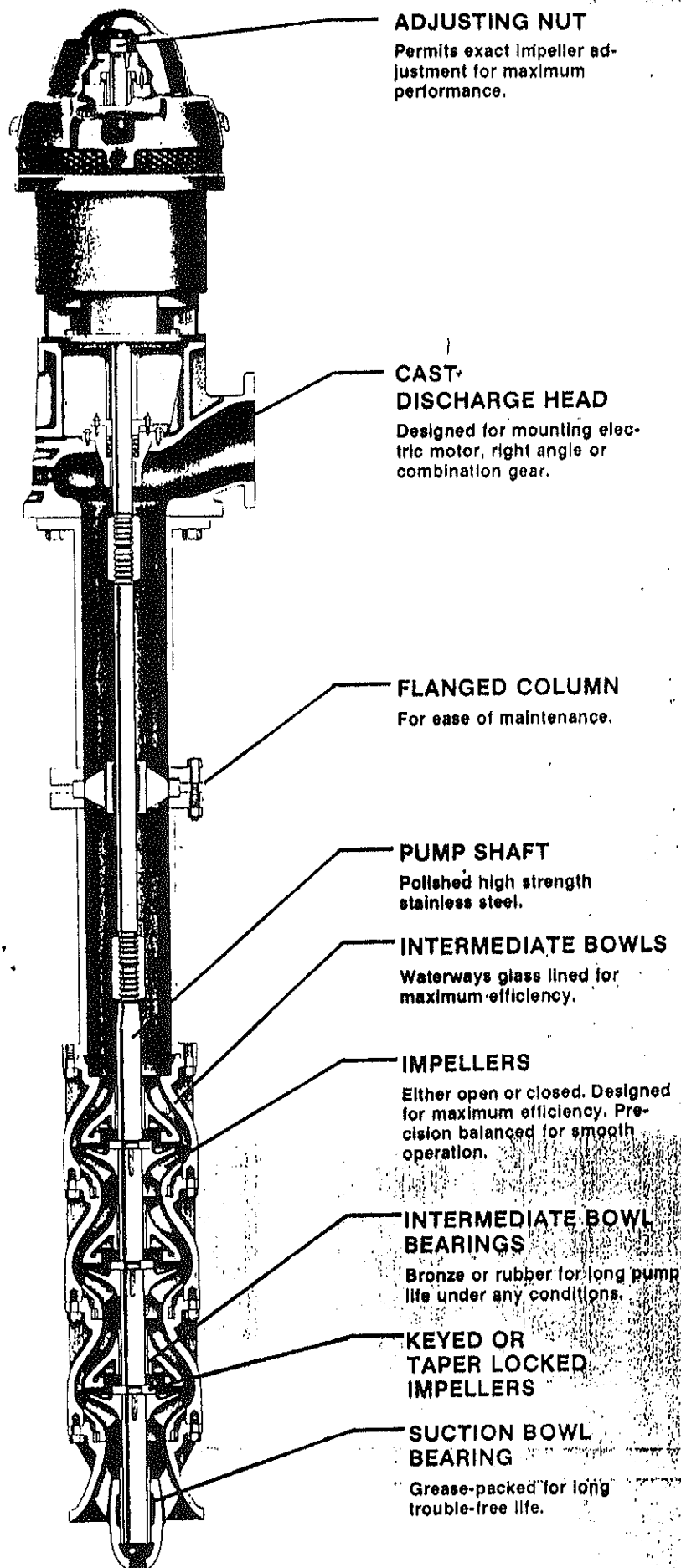
Cast iron discharge head for low initial cost with flanged column for ease of maintenance. Oil or water lubricated line-shaft bearings. Pump selection exactly suited to fit all applications. Refer to pages 5, 6 for additional bowl assembly features/options.

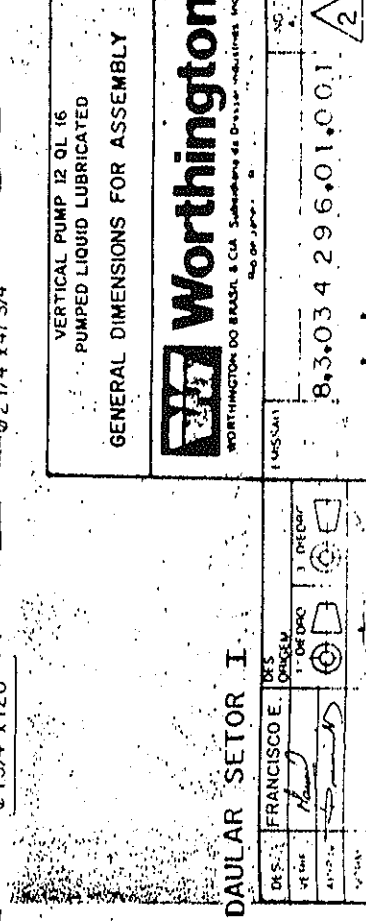
Service

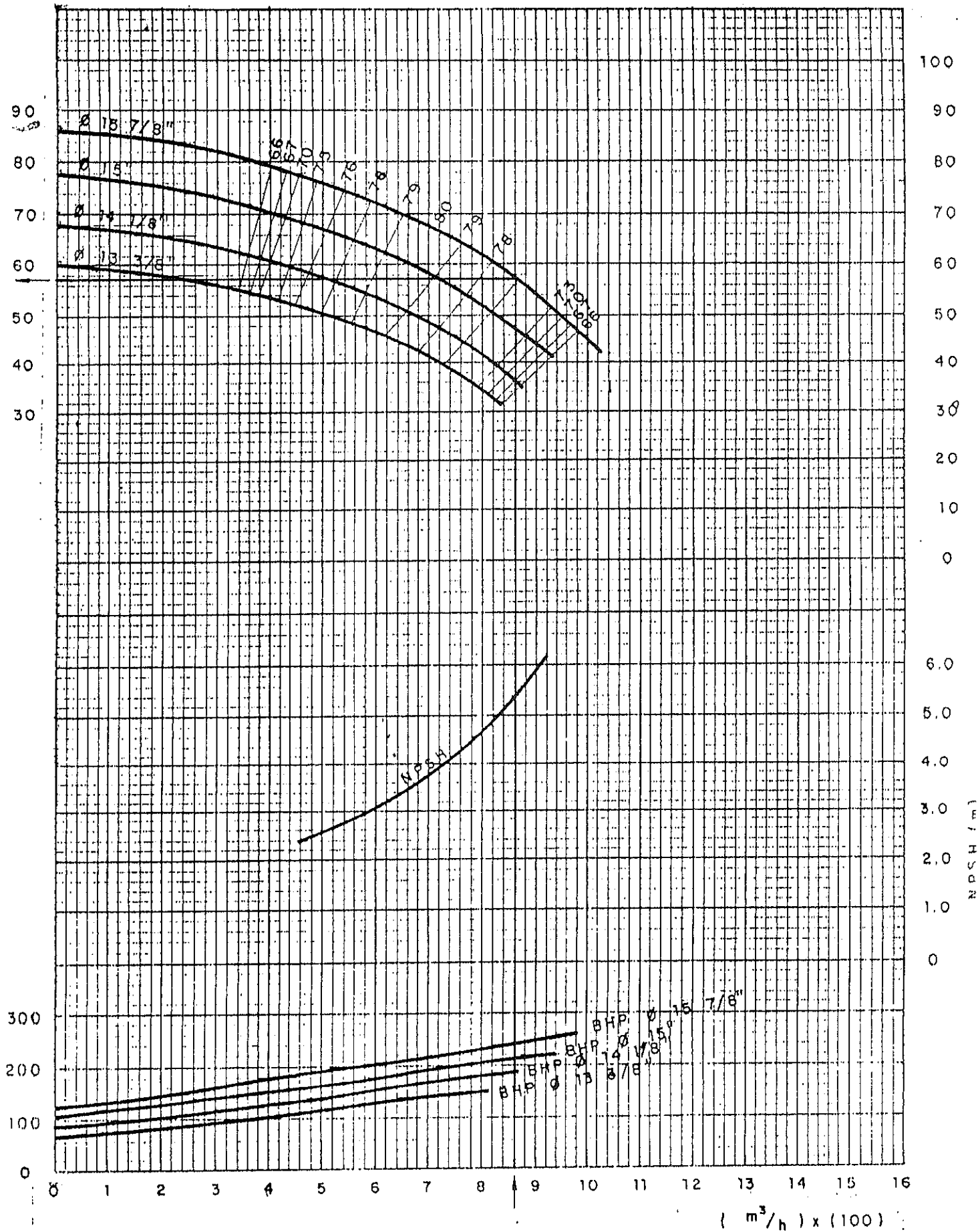
Low-Medium Pressure Service Pumps

Oilly Wastewater Pumps

Mine Dewatering



[illegible]



SECTOR RIEGO : DAULAR I

REND. : 0.76

BHP : 240.50

CAUDAL : 238.21 L/Seg

AMT : 58.10 m.

NPSH : 5.40 m.

FIG. # 2.9 CURVA CARACTERISTICA DE LA BOMBA DE DOBLE SUCCION

CAPITULO III

3.- SOLUCION DEL PROBLEMA.-

En el anterior Capítulo se describe ampliamente las comparaciones técnicas entre bombas de succión simple y de succión doble.

En este capítulo se relacionará los costos iniciales de mantenimiento y operación para encontrar la mejor alternativa de solución económica del sistema de bombeo.

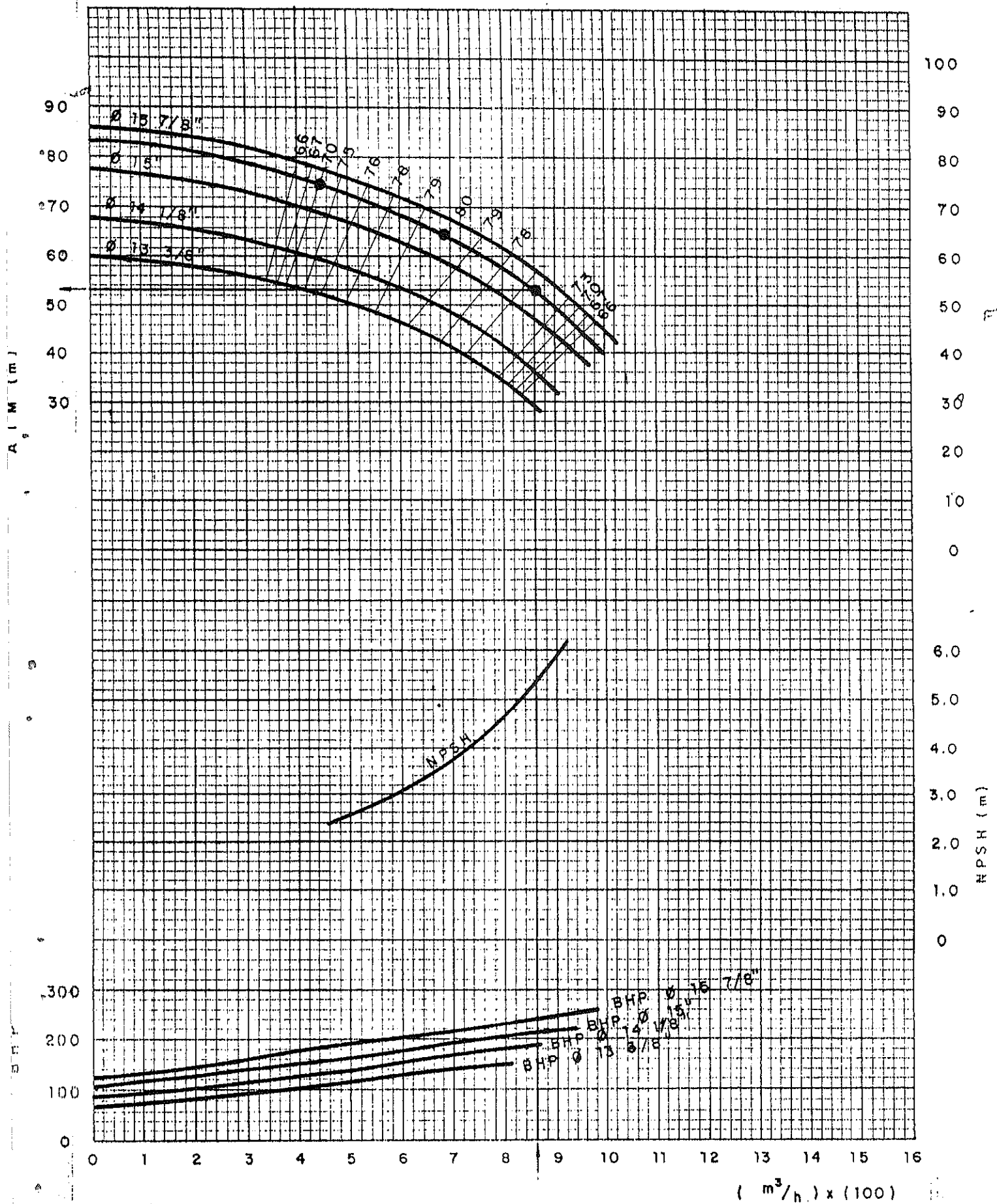
3.1- Ecuaciones de similitud de bombas.- Con las ecuaciones de similitud se puede predecir el comportamiento de una bomba con un cierto tamaño o partir de datos tomados de otra diferente que tenga la misma velocidad específica.

Para lograr los requerimientos de operación se puede tomar dos soluciones:

1.- Variación de velocidad de rotación.

2.- Variación del tamaño del rodete.

El método más sencillo para ello es la reducción del diámetro del impulsor. En la propuesta de la Worthington las curvas características de la bomba de doble succión



SECTOR RIEGO: DAULAR I REND.: 0.74 BHP: 226.10 H.P.
 CAUDAL: 240.75 L/Seg. AMT: 53.81 m. NPSH: 5.20 m.

FIG. # 3.1 CURVA CARACTERISTICA CON RECORTE DE RODETE DE LA BOMBA DE DOBLE SUCCION

Fig. 3.1, donde se puede ver claramente que su punto de máxima eficiencia esta en $Q = 195.00$ L/seg.; $H = 67$ m. y $\eta = 80$ %, los cuales no cumplen con los requisitos de las especificaciones técnicas del proyecto.

Para solucionar este problema buscamos en las curvas características un punto aproximado al de las especificaciones técnicas y encontramos que ese punto $Q = 245.55$ L/seg; $H = 56$ m. y $\eta = 74$ %; con un diámetro del impulsor 15 7/8 pulgadas; al recortar el rodete se obtiene $Q = 240.74$ L/Seg.; $H = 53.81$ m. y $\eta = 74$ %, las cuales se aproximan bastante a los especificados en el proyecto. Estos datos son calculados con las ec. 3.1; ec. 3.2; ec. 3.3 y tabulados en la tabla 3.1. Los datos calculados raramente se cumplen en la práctica debido a que varia el ángulo de salida del flujo, la fricción de disco disminuye, el recorrido del flujo en la carcasa aumenta, y se produce también separación del flujo a la entrada de los álabes, etc.

Pero es un método empírico muy usado en la fábrica para aproximarse a los parámetros buscados con el recorte del rodete.

$$(3.1) \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1^3}{D_2^3}$$

$$(3.2) \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}$$

$$(3.3) \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{D_1^3}{D_2^3}$$

Tabla 3.1: Datos obtenidos en recorte de rodete.

	Q	H	P	η
	L/seg.	(m)	(BHP)	%
Diametro-	126	77	198	0.7 Izq. de $\eta_{\max}$
antes del				
corte del	194.45	67	220	0.8 cuando $\eta_{\max}$
rodete.				
15 7/8"	245.55	56	240	0.74 Der. de $\eta_{\max}$
Diámetro-	123.91	74	177.12	0.7 Izq. de $\eta_{\max}$
despues -				
del recor	190.62	64.40	207.26	0.8 cuando $\eta_{\max}$
te del -				
rodete 15	240.75	53.81	226.10	0.74 Der. de $\eta_{\max}$
9/16"				

3.3. EVALUACION ECONOMICA.-

El sistema de bombeo consiste en un número de bombas con sus respectivos motores, tuberías,

valvulas, tableros de control, instrumentación y miscelaneos.

Para la evaluación económica es necesario el estudio de optimización establecido por el diámetro económico de las tuberías de descarga de la estación de bombeo debido a que si se adopta un diámetro relativamente grande resultarán pérdidas de carga pequeñas pero el costo de las tuberías serán elevadas; si al contrario se establece un diámetro relativamente pequeño las pérdidas se elevarán y el costo del equipo de bombeo, y energía se elevarán.

Para esto es conveniente determinar un diámetro para el cual el costo total de las instalaciones sea mínimo por medio de la fórmula de Bresse que está tabulada en la tabla 3.2 se establece que para $K = 1$ el diámetro de la tubería mas económica es de 50 mm para un costo de energía de \$/. 20 el kWh y de la tubería de acero ASTM de \$/. 1'000.000, en la tonelada métrica tomando en cuenta la obra civil, la construcción en taller, transporte, montaje, tratamiento interno y externo contra la corrosión.

Tabla 3.2: Diámetro económico de las tuberías de descarga calculados con la fórmula de Bresse.

D. mm	Q en l/s			
	K=1,0	K=1,2	K=1,3	K=1,5
50	2.5	1.7	1.5	1.1

75	5.6	3.9	3.3	2.5
100	10.0	6.9	5.9	4.4
150	22.5	17.4	13.3	10.0
200	40.0	27.8	23.6	17.8
250	63	43	37	28
300	90	64	53	40
350	123	85	73	54
400	160	111	95	70
450	203	141	120	90
500	250	174	150	100
550	303	210	180	134
600	360	250	213	160

Peso total de la tubería desde la estación de bombeo hasta el tanque elevado se calcula aplicando la fórmula siguiente:

$$(3.4) W = \pi \times D \times e \times L \times Y_s \times K_r$$

Donde:

D = Diámetro interior de la tubería en m

e = espesor de la tubería m

L = Longitud de la tubería m

Y_s = Peso específico del acero en Tm/m³ (7.85)

K_r = Coeficiente de mayorización (1.05)

$$W = 3.1416 \times 0.5 \times 0.0015 \times 7.05 \times 450 = 87.39 \text{ Tm}$$

Costo de tubería = 87.39 Tm x 1'000.000 sucres/Tm
 = 87.39 millones de sucres.

Otro factor que influye en el costo de la estación de bombeo es la determinación del número de grupos de bombas. Como es muy difícil disponer de catálogos de bombas con precios actualizados se toma como referencia diseños de proyectos de similares características a la de Daular I estableciendo que el número de bombas principales son cuatro y una de reserva.

Costos de Inversión.-

El costo anual depende de la inversión inicial, intereses, costos de energía los cuales vienen relacionados en la ec. 3.5.

$$(3.5) \text{ Costo anual} = (P-L) \frac{i}{(1+i)^n - 1} + Pi + OC$$

P = Inversión inicial.

L = Valor de los equipos despues de n años.

n = Años de crédito.

i = Intereses.

OC = Costos anuales de operación y mantenimiento

Cuando el numero de años es mayor que 10 años o más se anula en la ec. 3.5:

$$(P-L) \frac{i}{(1+i)^n - 1}$$

Costo anual = $P_i + OC$

Costo de cada bomba de succión simple de tres etapas es de 17.5 millones de sucres.

Costo de cada bomba de doble succión de una etapa es de 21.5 millones de sucres.

3.3. GASTOS DE OPERACION Y MANTENIMIENTO.-

Los gastos de operación se refieren a los gastos de sueldos del personal responsable de la operación de la estación de bombeo mas la energía consumida por las bombas. Para calcular el costo de energía consumida por las bombas se aplica la siguiente ecuación:

$$(3.6) E_c = Pot \times nha \times cKwh \times nb$$

E_c = Costo de energía consumida por la estación de bombeo en millones de sucres.

Pot = Potencia en Kw.

nha = Número de horas anuales promedio (3650 h/año).

$cKwh$ = Costo Kwh (S/. 20).

nb = Número de bombas promedio funcionando.

Para las bombas de succión simple de tres etapas tenemos:

$$Ec = 189.32 \times 3650 \times 20 \times 3.0 = 41.46 \text{ millones de sucres.}$$

Para las bombas de doble succión de una etapa tenemos:

$$Ec = 204.47 \times 3650 \times 20 \times 3.0 = 44.78 \text{ millones de sucres.}$$

Tabla 3.3: Costos anuales de Inversión, operación y mantenimiento (en millones de sucres)

	Bombas de succión simple de tres etapas	Bombas de doble succión de una etapa
Tuberías		
+	87.39	87.39
Valvulas		
(5)		
Bombas		
+	89.50	107.50
Motores		
P	176.89 /año	194.89 /año
Energía	41.46 /año	44.78 /año
Operación y		
Mantenimien.	4.50 /año	5.4 /año

OC	45.96 /año	50.18 /año
Total costo anual =		
Pi + OC	69.65	69.67

De la anterior tabla se puede establecer que la bomba de tres etapas de succión simple es la bomba seleccionada para la estación de bombeo Daular I después del análisis técnico económico determinado para las dos alternativas.

3.4. PRUEBAS EN BOMBAS.-

En cualquier bomba sin que importe el tamaño o clasificación se debe de hacer alguna prueba antes de la aceptación final por parte del comprobador. De lo contrario el comprador no tiene forma de saber si sea satisfecho sus necesidades. Las pruebas generales tienen dos propósitos:

- 1.- Permite conocer el rango de operación para cualquier cambio en el proyecto.
- 2.- Determinar si se han satisfecho los requisitos contractuales de las curvas características.

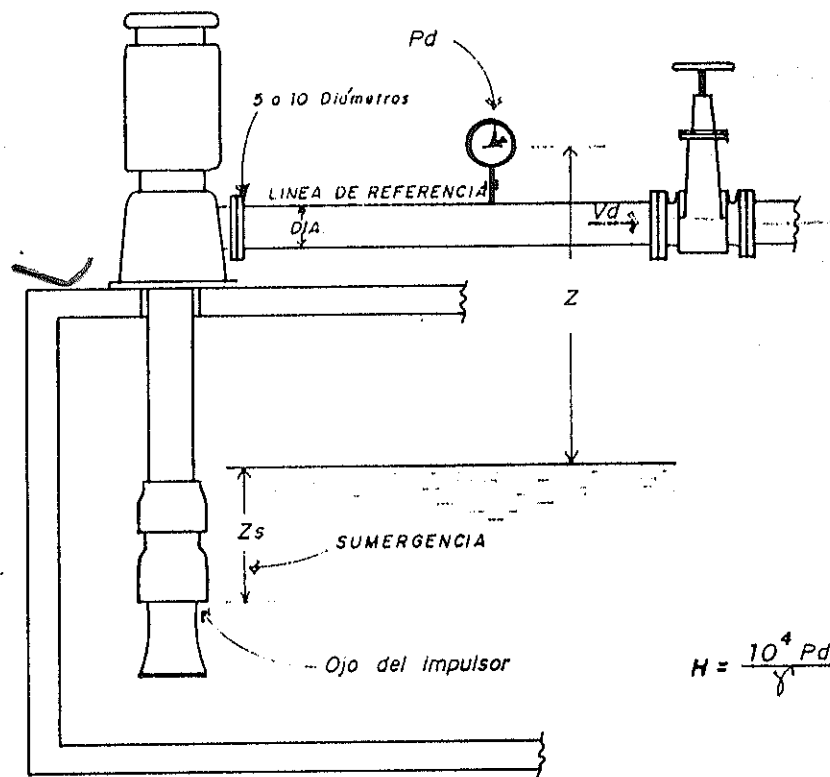
El objetivo de este subcapítulo es indicar procedimientos y reglas para informar de resultados obtenidos en las pruebas. De estas pruebas se obtienen los valores de carga, caudal,

eficiencia y potencia que deben ser comparados con los valores de la curva característica de la bomba. Las pruebas principales en bombas son:

- 1.- Pruebas en fábrica que son de aceptación y se hacen en condiciones geométricamente similares, y se supone que son valores exactos.
- 2.- Pruebas de campo o sitio se hacen en el lugar del montaje de la bomba en condiciones reales de operación, siendo menos exacta que a anterior debido a la instrumentación usada.

En el primer caso las pruebas que se someterán las bombas antes de su traslado a la obra serán los siguientes:

- a.- Prueba hidrostática.- Las bombas se someterán a una presión 1,3 veces la presión de la bomba a caudal cero, ó 1,5 veces la presión de la bomba en el punto de diseño, eligiendo el valor más desfavorable de los dos.
- b.- Pruebas de funcionamiento.- En una bomba se hará la prueba de funcionamiento determinando la altura manométrica instalando un manómetro tipo Bourdon a una distancia de 5 a 10 diámetros de la brida de descarga como indica la fig. 3.2 y se toma la lectura de P_d y por medio de la ecuación (3.7) se obtiene la carga total de la bomba.



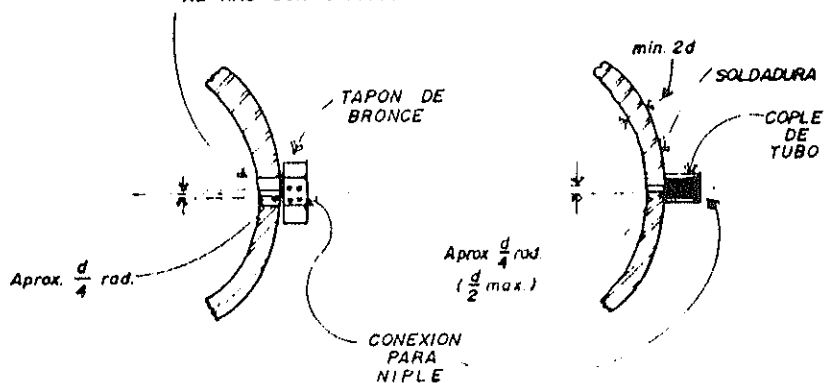
$$H = \frac{10^4 P_d}{\gamma} + Z + \frac{V_d^2 d}{2g}$$

P_d = LECTURA DEL MANOMETRO DE PRESION DE DESCARGA Kg/cm^2

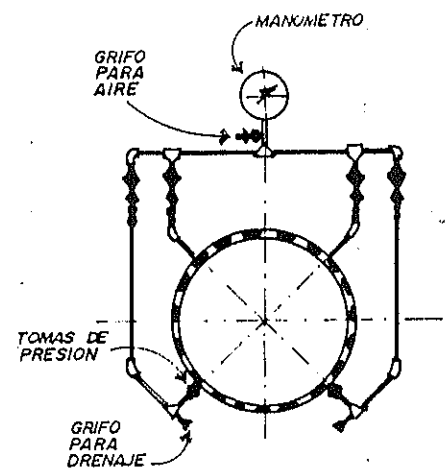
V_d = VELOCIDAD DE DESCARGA m/seg

Z = DISTANCIA EN METROS DESDE EL CENTRO DEL MANOMETRO ENCIMA O DEBAJO DE LA LINEA DE REFERENCIA. Z ES NEGATIVA CUANDO EL MANOMETRO ESTA DEBAJO DE LA LINEA DE REFERENCIA. Z_s Y Z SE APLICAN A MANOMETROS DE SUCCION Y DESCARGA.

γ = PESO ESPECIFICO DEL LIQUIDO BOMBEADO Kg/m^3
AL RAS CON SUPERFICIE INTERNA



TOMAS DE PRESION



CONEXION TIPICA PARA MANOMETRO

Fig. 3.2 PRUEBAS EN BOMBAS VERTICALES DE TURBINA.

$$(3.7) \quad H = \frac{10Pd}{\gamma} + Z + \frac{Vd^2}{2g}$$

Pd = Lectura del manómetro de descarga
Kgs/cm².

Vd = Velocidad en la descarga m/seg.

Z = Distancia del centro del manómetro hasta
el nivel del líquido (m).

Para medir el caudal en bombas se utilizan generalmente los medidores de carga (cinética) ver Fig. # 3.3 estos no tienen piezas móviles y son fáciles de tomar las lecturas de prueba, se instalan en la descarga a una distancia donde no haya pulsaciones de flujo.

Se toma lectura de carga y caudal para flujo nulo, 60 %, 80 %, 100 % y 120 % del caudal nominal, para comparar estos valores con los valores de la curva característica.

Para conocer el valor de la potencia se utiliza el dinamometro de torsión el cual produce una deformación torsional cuando el motor gira a una velocidad, la cual es medida con un estroboscopio. Con la fórmula de potencia al freno calculamos:

$$(3.10) \quad BHP = \frac{2\pi \times L \times W \times N}{33.000}$$

DISPOSITIVO

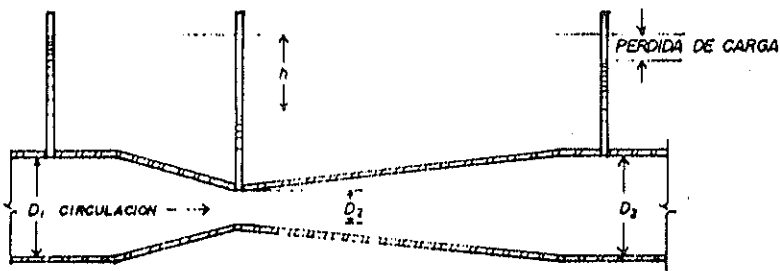


DIAGRAMA DEL MEDIDOR DE VENTURI

FORMULA:

$$Q = \frac{3.118 C A_2 \sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - R^4}}$$

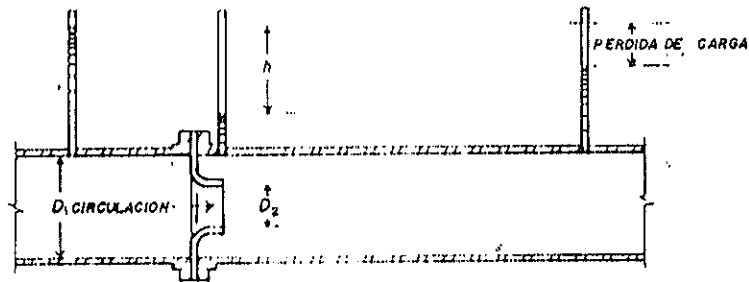


DIAGRAMA DE BOQUILLA MEDIDORA DE FLUJO

FORMULA:

$$Q = \frac{3.118 C A_2 \sqrt{2gh}}{\sqrt{1 - R^4}}$$

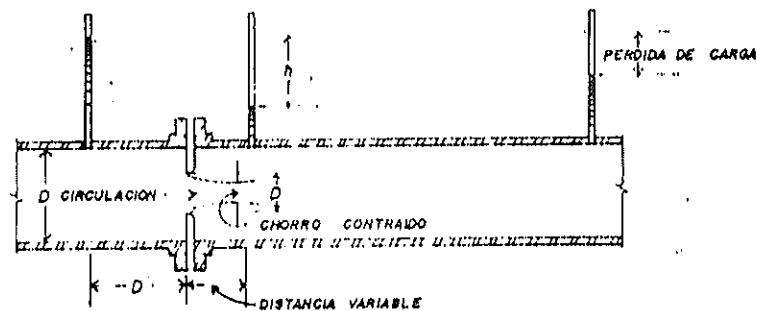


DIAGRAMA DEL MEDIDOR DE ORIFICIO

FORMULA:

$$Q = 3.118 A_2 \sqrt{2gh}$$

Q = CAUDAL (GPM)

C = COEFICIENTE DE DESCARGA:
0.935 VELOCIDADES BAJAS
0.988 VELOCIDADES ALTAS.

A_2 = AREA DE LA GARGANTA (pulg²).

R = RELACION ENTRE EL DIAMETRO DE LA GARGANTA Y LA ENTRADA (D_2/D_1).

g = ACELERACION DE LA GRAVEDAD
32.2 pie/seg².

h = CARGA DIFERENCIAL ENTRE LA ENTRADA Y LA GARGANTA EN PIES DEL LIQUIDO QUE SE MIDE.

Fig. 3.3. MEDIDORES DE CAUDAL

- L = Longitud del brazo de la palanca (pie).

- W = Peso neto (Lbs).

- N = Velocidad (rpm).

Para comprobar veracidad de las curvas características dadas por el fabricante se compara directamente los datos de prueba tomados para la carga y el caudal. La eficiencia y la potencia las cuales se calculan con las siguientes fórmulas.

Potencia de salida (WHP):

$$(3.11) \quad WHP = \frac{Q(\text{GPM}) \times H(\text{pie})}{3960}$$

Eficiencia de la bomba (η_b):

$$(3.12) \quad \eta_b = \frac{WHP}{BHP}$$

Potencia eléctrica (EHP):

$$(3.13) \quad KW = \frac{1.73 \times I \times E \times F_p}{1000}$$

$$(3.14) \quad EHP = \frac{KW}{746}$$

Eficiencia del motor (η_m):

$$(3.15) \quad \eta_m = \frac{\text{BHP}}{\text{EHP}}$$

Eficiencia total (η_t):

$$(3.16) \quad \eta_t = \frac{\text{WHP}}{\text{EHP}} = \eta_b \times \eta_m$$

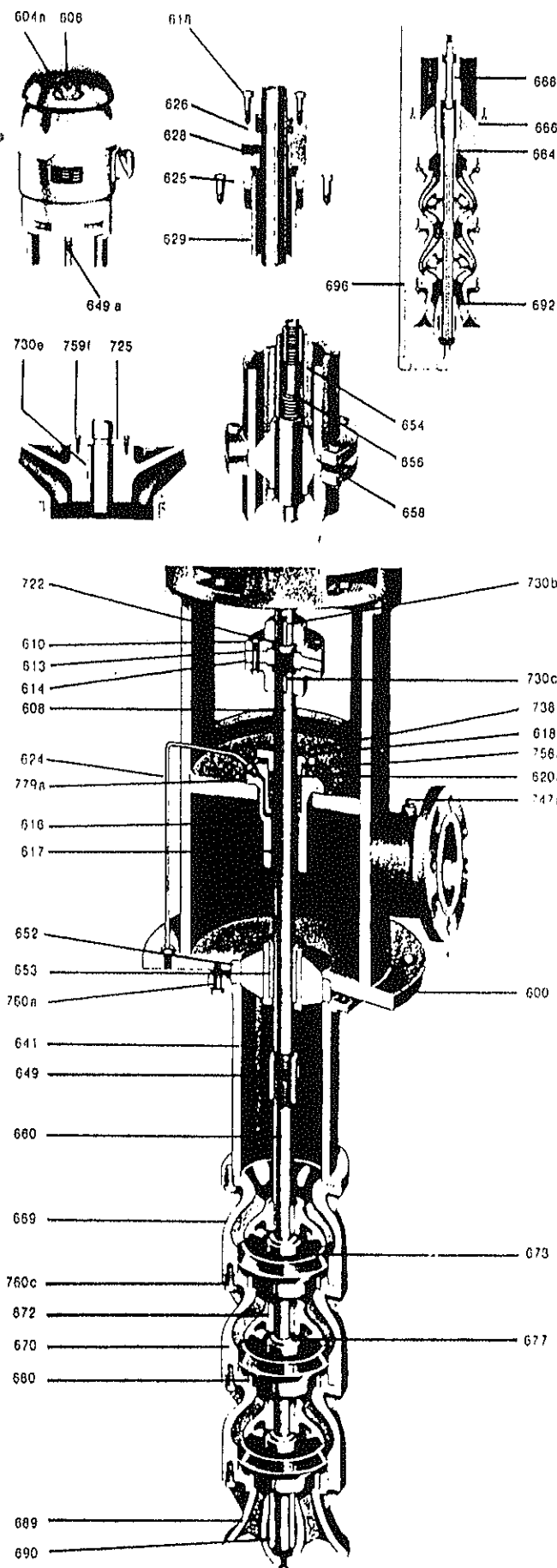
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Para proyectos de riego se usa para regular la estación de bombeo un tanque elevado o depósitos a presión (calderines). Debido a estos elementos de regulación los grupos de bombeo no arrancarán y pararán con excesiva frecuencia.
- El punto de operación debe estar en el lado derecho de la máxima eficiencia, para poder regular el caudal con una válvula de control y obtener varios puntos de operación, por lo tanto se toma siempre la altura estática mínima en el cálculo de la carga del sistema.
- Generalmente en todo sistema de tuberías estos se deterioran y envejecen, debido a esto se calcula con valores elevados de rugosidad, obteniendo puntos de operación con una sobrecapacidad cuando la tubería es nueva.
- La eficiencia total del sistema en paralelo decae al no poder funcionar todas las bombas en sus rangos de máxima eficiencia.
- La velocidad de rotación es un parámetro muy importante para definir el costo, tamaño del motor y la bomba. Para determinar la velocidad de rotación se tomó en consideración motores, que son contruidos en serie por ser los más económicos resultando la velocidad de rotación de 1775 RPM la más aceptable para el funcionamiento del motor y la bomba con un acople directo.

- La bomba de succión simple de tres etapas es la seleccionada por tener menos costo y consumir menos energía anual; aunque la bomba de doble succión presenta mejores características de balanceo hidráulico necesitando menos mantenimiento correctivo y preventivo.
- Todos los cálculos y especificaciones técnicas se refieren a agua fresca y temperatura ambiente con aproximadamente 6 ph; para otro líquido se tiene que variar las propiedades y el tipo de material seleccionado.
- El éxito de que funcione eficientemente una bomba no solamente depende de la buena selección de ésta; sino del buen diseño del pozo de succión o sumidero.
- Se debe de cuidar que las bombas funcionen en rangos cercanos al punto de máxima eficiencia; porque puede producir cavitación y la vida útil del impulsor será corta.
- La nivelación en bombas verticales es muy importante para la vida útil de los cojinetes que existen a lo largo del eje.
- Cuando una bomba no tiene los mismos parámetros hidráulicos de diseño se puede optar por el recorte del rodete o la variación de la velocidad de rotación para obtener parámetros aproximados a los que necesita en el proyecto.

C A T A L O G O S

SECTIONAL VIEW



Material Construction and Part List

ITEM NO.	NO. REQ'D. Per PUMP	PART NAME	MATERIAL CONSTRUCTION	
			BRONZE FITTED	ALL IRON
600	1	Discharge Head	FAB. STL.	
604a	1 (n)	Adjusting nut	AISI C-1018	
606	1 (n)	Drive shaft	AISI C-1045	
608*	1	Headshaft	416 SS	
610	1 (k)	Upper half coupling	AISI C-1213	
613	1 (k)	Adjusting plate	AISI C-1213	
614	1 (k)	Lower half coupling	AISI C-1213	
616	1	Stuffing box	1003	
617*	1	Throttle bushing	1104	1003
618	1 (s)	Split stuffing box gland	1104	1003
620a*	1 set	Packing	Graphitized Asbestos	
624	1	Bypass pipe	SAE-1020	
625	1 (m)	Tube tension plate	1003	
626	1 (m)	Adjusting nut	1003	
628	1 (m)	Bushing nut	1104	
629	1 (m)	Tube tension nipple	ASTM STL. 120	
641	1 (g)	Column pipe	FAB. STL.	
649*	1	Pump shaft coupling	416 SS	
649a	1 (n)	Headshaft coupling	416 SS	
652	1 (g)	Bearing retainer	AISI C-1213	
653*	1 (g)	Lineshaft bearing	1104	1003
654	1 (g) (m)	Shaft enclosing tube	ASTM STL. 120	
656*	1 (g) (m)	Tube shaft bearing	1104	1104
658	1 (g) (m)	Tube stabilizer	1212	
660*	1	Pump Shaft	416 SS	
664*	1 (m)	Dischg. bowl throttle bushing	1104	1003
666	1 (m)	Discharge bowl w/ports	1003	
668*	1 (m)	Tube adapter bushing	1104	1104
669	1 (p)	Top bowl	1003	
670	1 (a) (p)	Intermediate bowl	1003	
672*	1 (b)	Bowl bearing	1104	1003
673	1 (b) (l)	Impeller	1102	1003
677*	1 (b) (e)	Impeller taper lock	AISI C-1018	
680*	1 (b)	Bowl wear ring	1117	1003
689	1	Suction bell	1003	
690*	1	Suction bell bearing	1104	1003
692*	1	Sand collar	1104	1003
696	1 (m)	Flush line	Galv. Steel Pipe	
722	1 (k) (s)	Split ring-upper half cplg	AISI C-1213	
725*	1 (b) (l) (s)	Split ring-impeller	416 SS	
730b	1 (k)	Key motor shaft	AISI C-1213	
730c	1 (k)	Key, headshaft	AISI C-1213	
730e	1 (b) (l)	Impeller key	416 SS	
738	2	Gland bolt	AISI C-1018	
747a	1	Pipe plug	ASTM A338	
758a	1 (a)	Capscrew-stuffing box	AISI C-1018	
759f	4 (b) (l)	Capscrew, split ring collar	416 SS	
760a	1 (g)	Column flange bolt	AISI C-1018	
760c	1 (g)	Capscrew	AISI C-1018	
779a*	1	Stuffing box gasket	Vellumoid	

*Minimum recommended spare parts that should be stocked

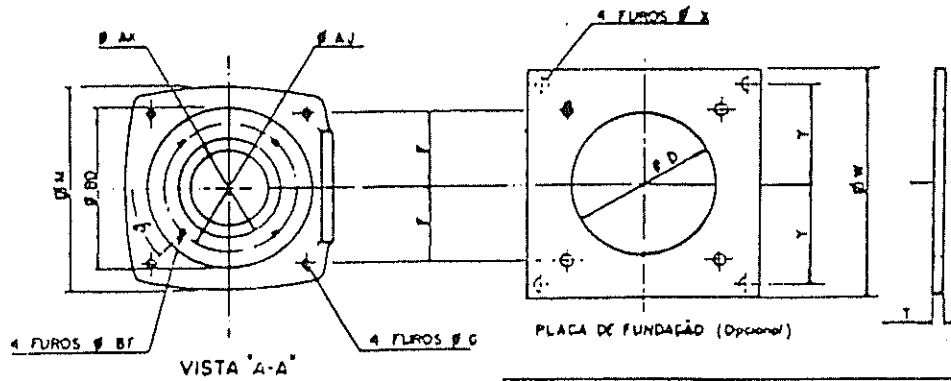
Material Specification

Code	Specification
1003	ASTM A48 CL30B
1102	ASTM B145-836 (SAE 40)
1104	ASTM B144-932 (SAE 660)
1117	ASTM B148-952 (SAE 688)
1212	ASTM A216 Gr. WCB
6521	ASTM 120 Gr. 6

- (a) 1 each additional stage
- (b) per stage
- (c) optional
- (e) standard through 16" Bowl size
- (f) standard on 18 size and above
- (g) dependent on pump length
- (k) standard on VSS drive only
- (m) enclosed lineshaft only
- (n) standard on VHS drive only
- (p) C.I. bowls through 18 are glass lined
- (q) dependent upon pump size
- (s) 1 set in 2 halves
- (l) C.I. Impellers standard on 18 and larger sizes

Figure 3-1. STANDARD VIT PUMP

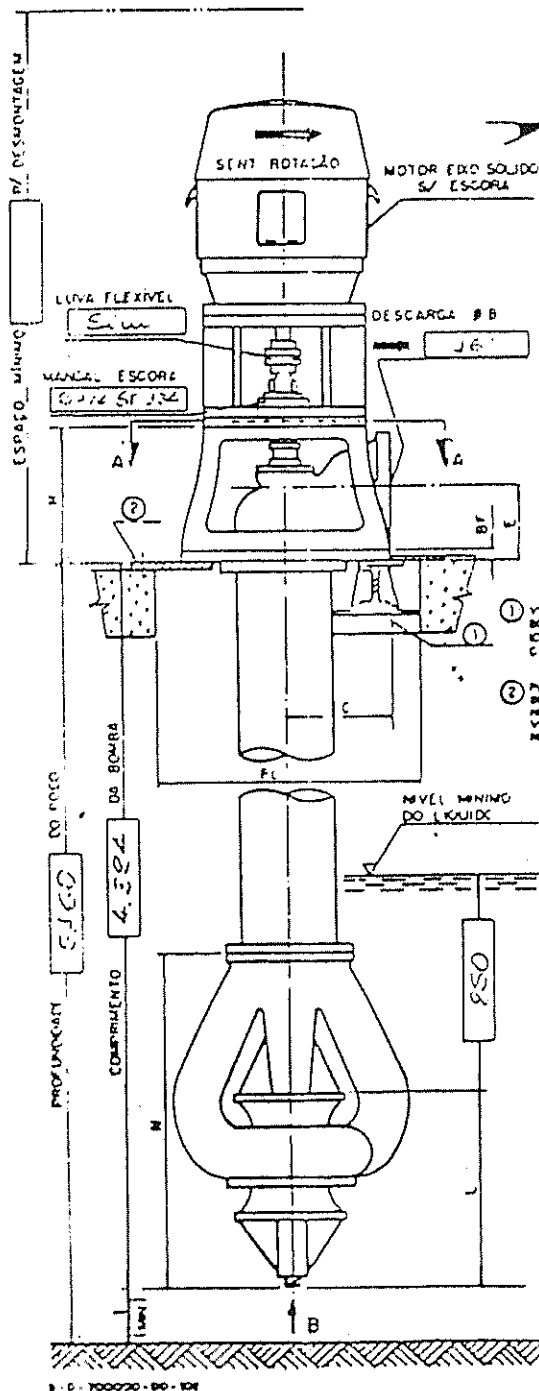
BOMBAS QL COM MOTOR DE EIXO SÓLIDO SEM CAPACIDADE DE ESCORA, COM MANCAL DE ESCO



Não Aplicam

PLACA DE FUNDAÇÃO (OPCIONAL)

TIPO	D	T	W	X
N-12	337	19	660	19
N-16	476	25	813	19
N-20	540	25	914	22
N-2416	762	32	1219	29
N-30	914	38	1321	35

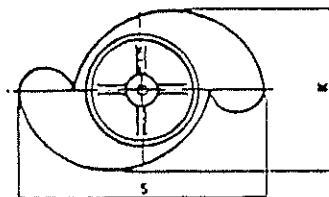


CABECOTES DE DESCARGA											
TIPO	B	C	E	F	G	H	M	BD	AK: 823	AJ	BF
N-1204	102	191	127	152	19	298	368	311	209.55	232	11
N-1608	203	260	227	203	19	419	508	438	342.90	375	19
N-2010	254	314	246	248	22	476	616	514	342.90	375	19
N-2416	406	491	330	356	29	667	914	622	342.90	375	19
N-3016	406	491	330	356	29	972	914	775	556.80	660	22
N-3021	506	571	406	400	35	819	1016	775	556.80	660	22

BOMBAS							
MODELO	FUNDO NA LAJE FL	I	N	S	K	L	
4 OL-85	Ø 410	50	492	375	318	279	
6 OL-85	Ø 470	50	578	432	356	316	
8 OL-85	Ø 500	50	584	437	381	343	
8 OL-10	Ø 680	50	832	635	518	413	
12 OL-12	Ø 840	76	905	762	635	594	
12 OL-147	Ø 900	50	1086	826	711	702	
12 OL-16	Ø 840	102	899	762	660	594	
12 OL-20	810 x 990	76	1130	914	737	676	
14 OL-18	850 x 1120	76	1095	1041	775	673	
16 OL-17	990 x 1170	50	1264	1092	914	721	
16 OL-20	1090 x 1420	102	1416	1346	1016	860	
16 OL-21	1240 x 1370	102	1153	1295	1156	784	
16 OL-26	1090 x 1420	102	1321	1346	1016	846	
20 OL-20	1090 x 1600	102	1603	1524	1016	930	
20 OL-26	1320 x 1650	152	1527	1575	1245	857	
24 OL-19	1300 x 1870	152	1895	1791	1219	1200	
24 OL-23	1400 x 1760	152	1810	1676	1321	984	

DADOS DO MOTOR		
FABRICANTE	CARCAÇA	☐ PRONK DE PINGOS
		☒ TFEVI
		☐ TFEVI P EXPLOÇÃO
POTÊNCIA 300 CV 3 FASES 1155 RPM	FORNECIDO	
60 CÍCLOS 220 VOLTS	☐ WSAW	
	☒ CLIENTE	

PESOS (kg)	
BOMBA	
COLUMA	
CAB DE DESC	
MANCAL ESCORA	
SUP DO MOTOR	
PLACA DE FUND.	
MOTOR	
TOTAL	



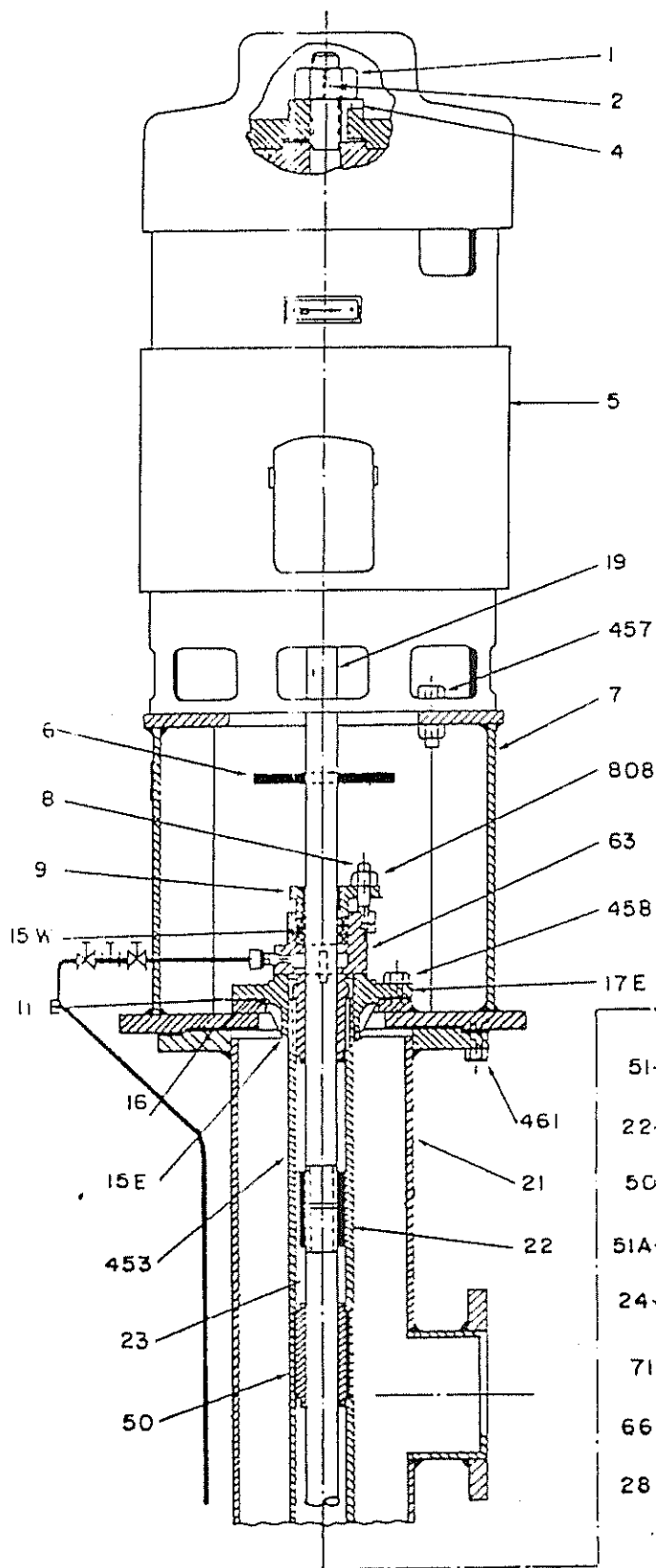
VISTA B

BOMBA MODELO	12 6416
CLIENTE	LUETT - 11.000.000
REF	CLIENTE
DATA	1/1/1980
EMITIDO POR	

NOTAS:
1- DIMENSÕES EM MILÍMETROS (2.5 mm)
2- ESTE DESENHO NÃO DEVE SER USADO PARA FIM CONSTRUTIVO

1 - 1000000 - 00 - 100

WORTH
BOM

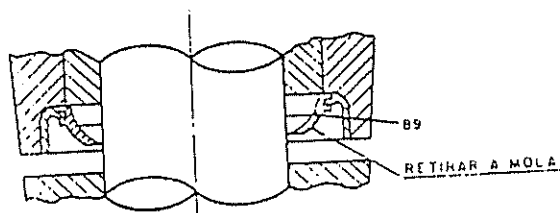


REF. Nº	NOME DA PEÇA
1	Porca ajustadora
2	Parafuso de retenção da porca ajustadora
4	Chaveta do eixo propulsor
5	Motor
6	Anel protetor
7	Base para descarga subterrânea
8	Prision. da sobreposta
9	Sobreposta
11E	Junta da caixa de gaxetas
15E *	Anel de vedação
15W *	Anel de gaxeta
16	Junta do it para descarga subterrânea
17E	Caixa de gaxetas
19	Eixo propulsor
21	Te para descarga subterrânea
22 *	Luva de acoplamento do eixo
23	Eixo da coluna
24	Luva de acoplamento do tubo
28	Tubo da coluna
50 *	Mancal intermediário
51	Tubo protetor
51A	Tubo protetor inferior
63 *	Bucha de tensão
65A	Junta da coluna
66 *	Estabilizador
71	Espaçador
453	Tubo protetor superior
457	Parafuso e porca do motor
458	Parafuso da caixa de gaxetas
461	Parafuso do it para descarga subterrânea
808	Porca da sobreposta

* Peças sobressalentes recomendadas para estoque.

Fig 12 — Bomba de construção retnada com descarga subterrânea. (Lubrificação à água)

NOTA
OBSERVAR A POSIÇÃO
DE MONTAGEM DO
RETENTOR CONFORME
DETALHE AO LADO



REF. Nº	NOME DA PEÇA
1	Carcaca
31	Luva acopl. do eixo
32	Eixo
30	Rotor
40	Sino de sucção
41	Bucha do sino
42	Junta do sino
43	Bucha da carcaca
44	Junta da carcaca
58	Colar protetor inferior
59	Bujão do sino
60	Colar protetor superior
67	Mancal externo da carcaca
89	Retentor
402	Anel de desgaste do sino
403	Anel de desgaste da carcaca
404	Anel de desgaste inf. do rotor
405	Anel de desgaste sup. do rotor
408	Anel elastico
410	Chaveta do rotor

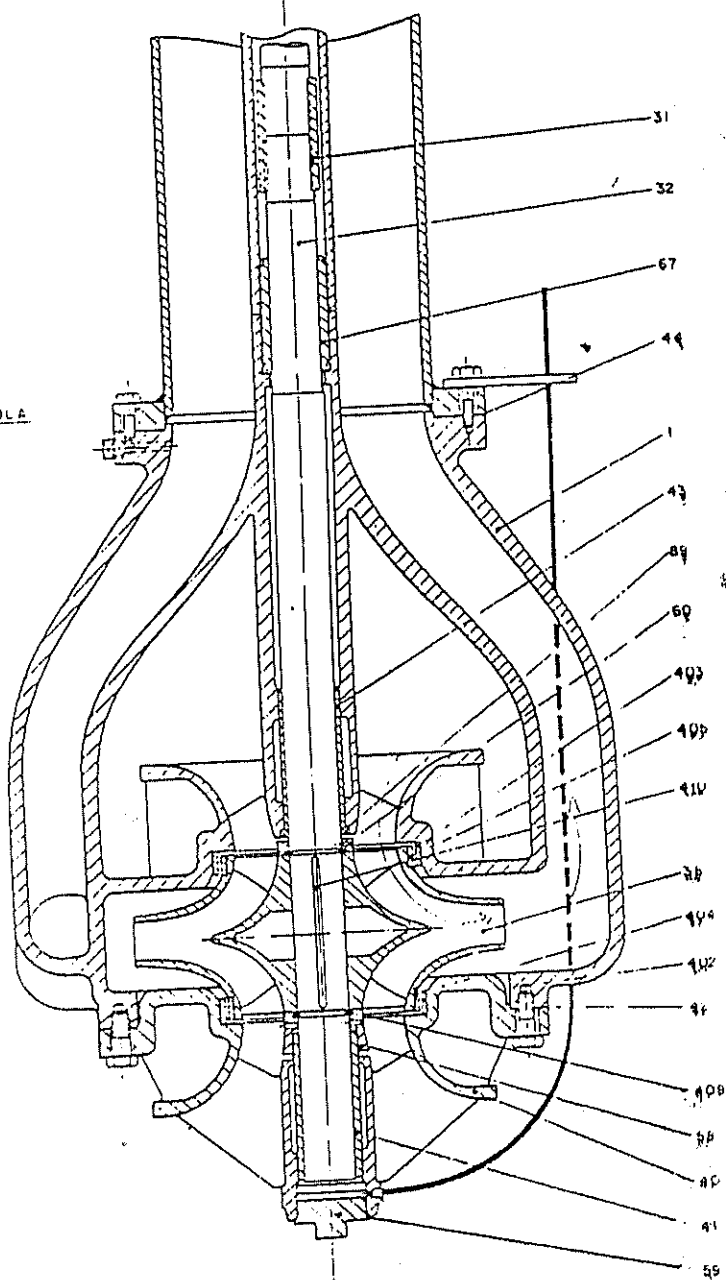


Fig. 13 — Corpo de Bomba e Lista de Peças — DC-11310

Fields of Application

Type Series

radially split, single-flow

axially split,
double-flow

Water winning

Surface water from
rivers, lakes and dams

Groundwater
from drilled wells
and horizontal screen wells

Groundwater
from dug wells
and shaft wells

Water treatment

Filter backwashing

Water recovery

In local distribution systems

In long distance pipelines

Irrigation and drainage

Irrigation
by river pumping stations

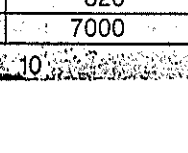
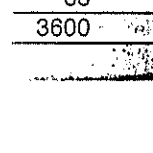
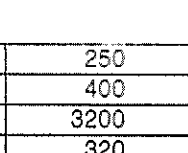
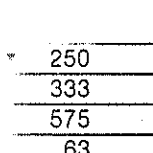
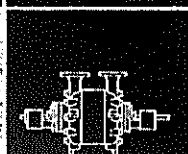
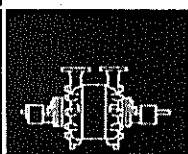
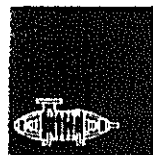
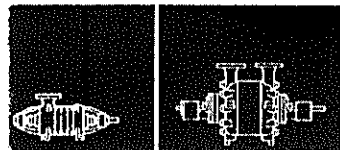
Irrigation by
groundwater pumping stations

Irrigation and drainage by large
volume low head pumping stations

DN max. mm	150	600	1000	1600	1400
Q ₁₀ max. l/s	166	1800	5500	10000	8300
H ₁₀ max. m	102	210	400	50	700
p ₁₀ max. bar	16	26	63	10	100
n max. 1/min	3600	1800	1800	1500	3600

Horizontal High Pressure Ring Section Pumps

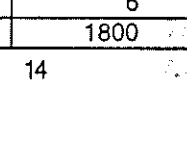
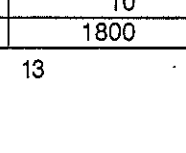
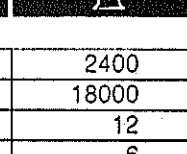
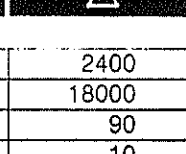
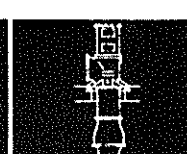
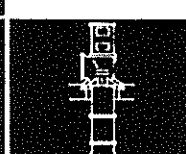
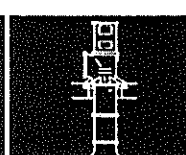
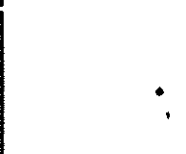
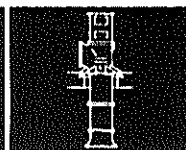
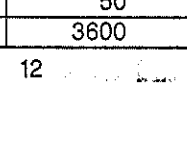
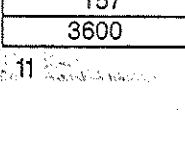
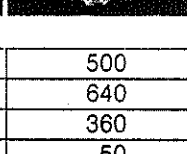
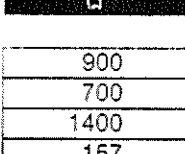
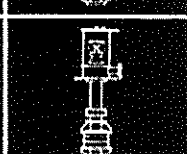
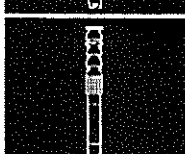
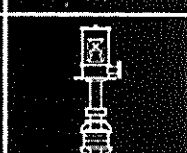
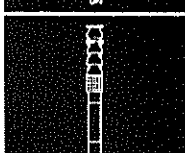
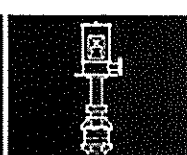
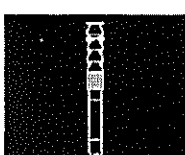
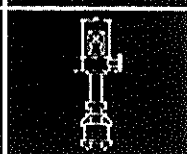
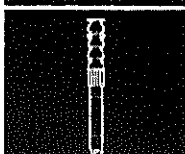
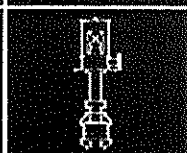
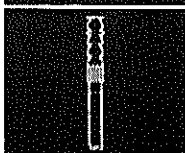
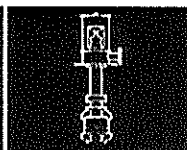
ially split, single-flow



Vertical Pumps

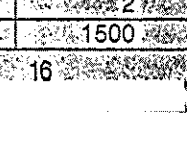
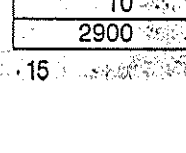
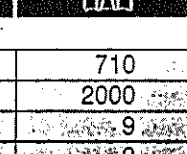
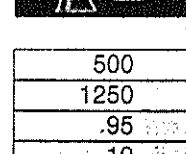
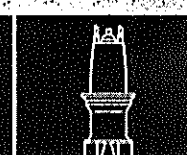
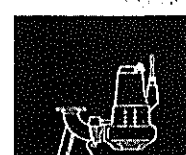
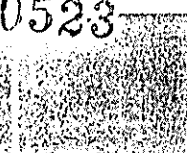
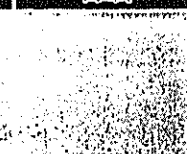
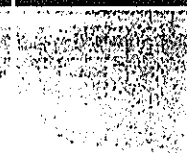
single- or double stage

Submersible
motor
pumps



Submersible Motor Pumps

Close-coupled design,
single-stage



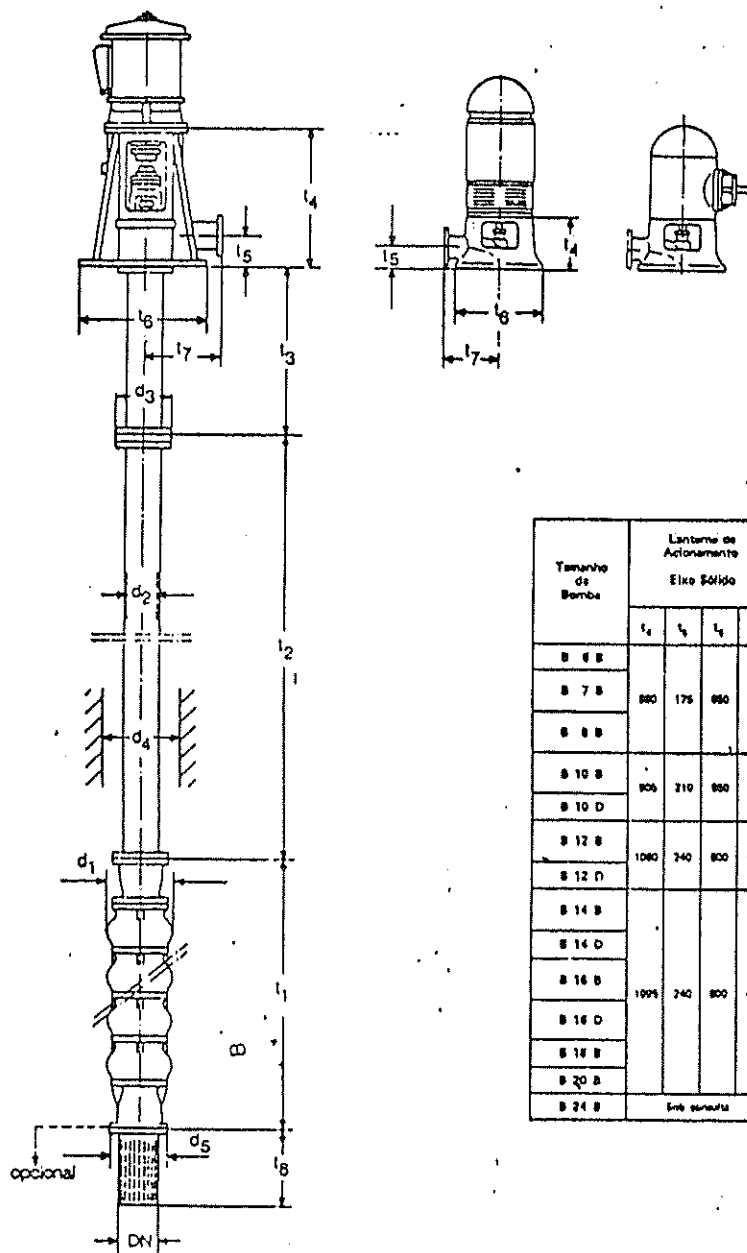
0523

250	250
333	400
575	3200
63	320
3600	7000

900	500	2400	2400
700	640	18000	18000
1400	360	90	12
157	50	10	6
3600	3600	1800	1800

500	710
1250	2000
.95	9
10	2
2900	1500

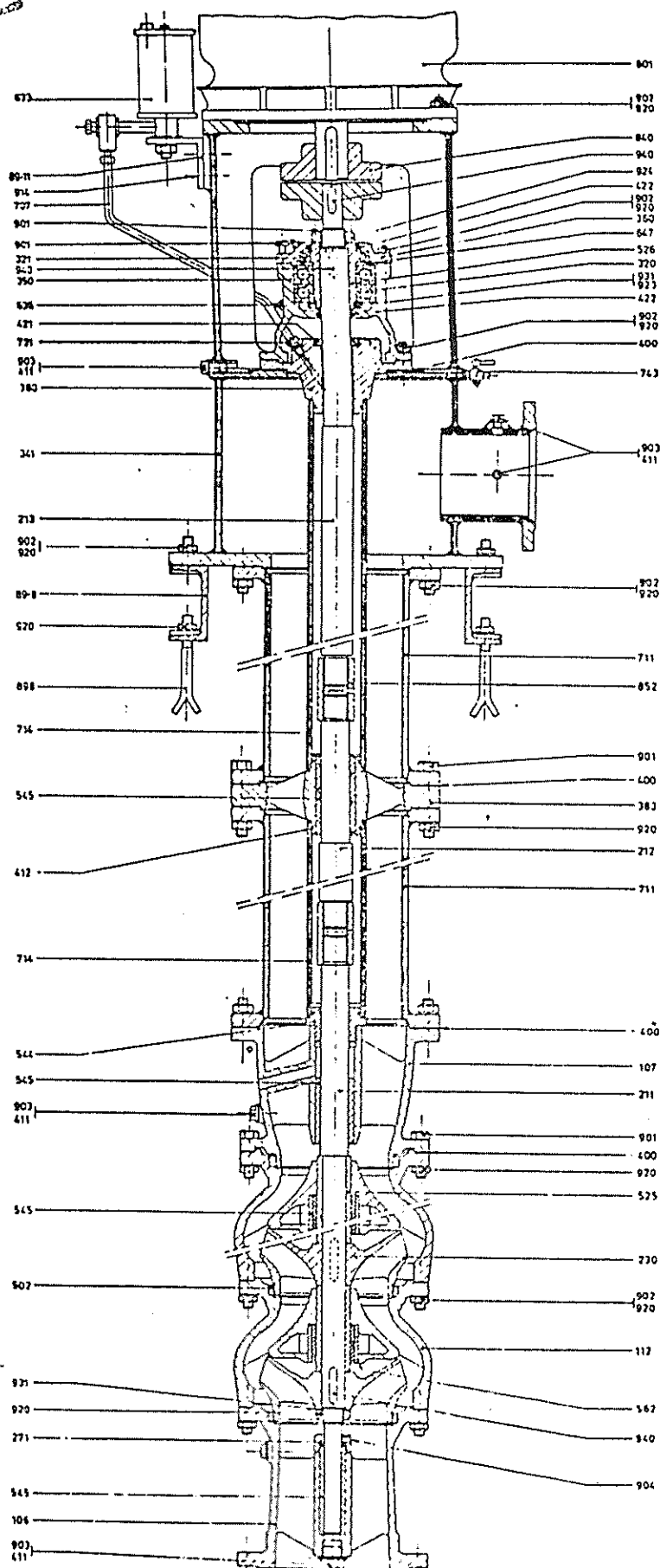
18. Tabelas de dimensões



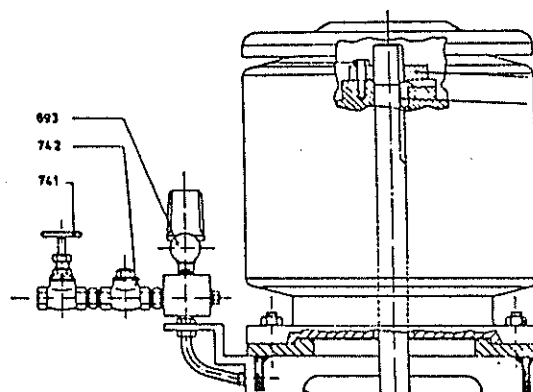
Tamanho de Bomba	Lanterne de Accionamento Eixo Sólido				Corpo Distribuidor Eixo Oco			
	t_1	t_2	t_3	t_7	t_1	t_2	t_3	t_7
B 6 B					325	130	900	300
B 7 B	880	175	850	400	370	180	900	360
B 8 B								
B 10 B					400	180	900	360
B 10 D	906	210	850	400				
B 12 B								
B 12 D	1080	240	800	430	450	200	700	400
B 14 B								
B 14 D								
B 16 B								
B 16 D	1005	240	800	450	520	225	850	600
B 18 B								
B 20 B								
B 24 B	Eixo semicilíndrico				800	275	1100	650

Tamanho de Bomba	L ₁ Comprimento do tubo de elevação intermediário e padrão CPT, SNT	L ₂ Comprimento do tubo de elevação superior	L ₃ DN	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	L ₄ ESTAGIOS																									
										1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
B 6 B	● 2000 □ 1500	300 800 900	130	80	140	6"	130	200	700	153	161	168	175	183	191	199	206	214	222	229	237	245	253	261	269	277	285	293						
B 7 B	200		100	160	200		270	720	160	171	182	193	204	215	226	237	248	259	270	281	292	303	314	325	336	347	358	369						
B 8 B	240		120	190	240		310	760	164	175	187	198	209	220	231	242	253	264	275	286	297	308	319	330	341	352	363	374	385					
B 10 B	● 2500 □ 2000		270	150	240		270	780	165	176	188	199	210	221	232	243	254	265	276	287	298	309	320	331	342	353	364	375	386					
B 10 D		300 800 900 1000	260	200	280	8"	340	270	720	160	171	182	193	204	215	226	237	248	259	270	281	292	303	314	325	336	347	358						
B 12 B	340							200	300	340	810	164	175	187	198	209	220	231	242	253	264	275	286	297	308	319	330	341	352	363	374	385		
B 12 D	380							240	340	380	850	164	175	187	198	209	220	231	242	253	264	275	286	297	308	319	330	341	352	363	374	385		
B 14 B								420	280	380	420	890	164	175	187	198	209	220	231	242	253	264	275	286	297	308	319	330	341	352	363	374	385	
B 14 D		300 800 900 1000	410	260	380	10"	380	270	720	160	171	182	193	204	215	226	237	248	259	270	281	292	303	314	325	336	347	358						
B 16 B	460							320	420	460	930	164	175	187	198	209	220	231	242	253	264	275	286	297	308	319	330	341	352	363	374	385		
B 16 D	500							360	460	500	970	164	175	187	198	209	220	231	242	253	264	275	286	297	308	319	330	341	352	363	374	385		
B 18 B								540	400	540	580	1010	164	175	187	198	209	220	231	242	253	264	275	286	297	308	319	330	341	352	363	374	385	
B 20 B	● 2000		410	300	420	12"	420	270	720	160	171	182	193	204	215	226	237	248	259	270	281	292	303	314	325	336	347	358						
B 24 B	● 2000	580						440	540	580	1050	164	175	187	198	209	220	231	242	253	264	275	286	297	308	319	330	341	352	363	374	385		

19.3 Com lubrificação a óleo (tubo protetor)



19.4 Detalhe com lubrificação por água de fonte externa



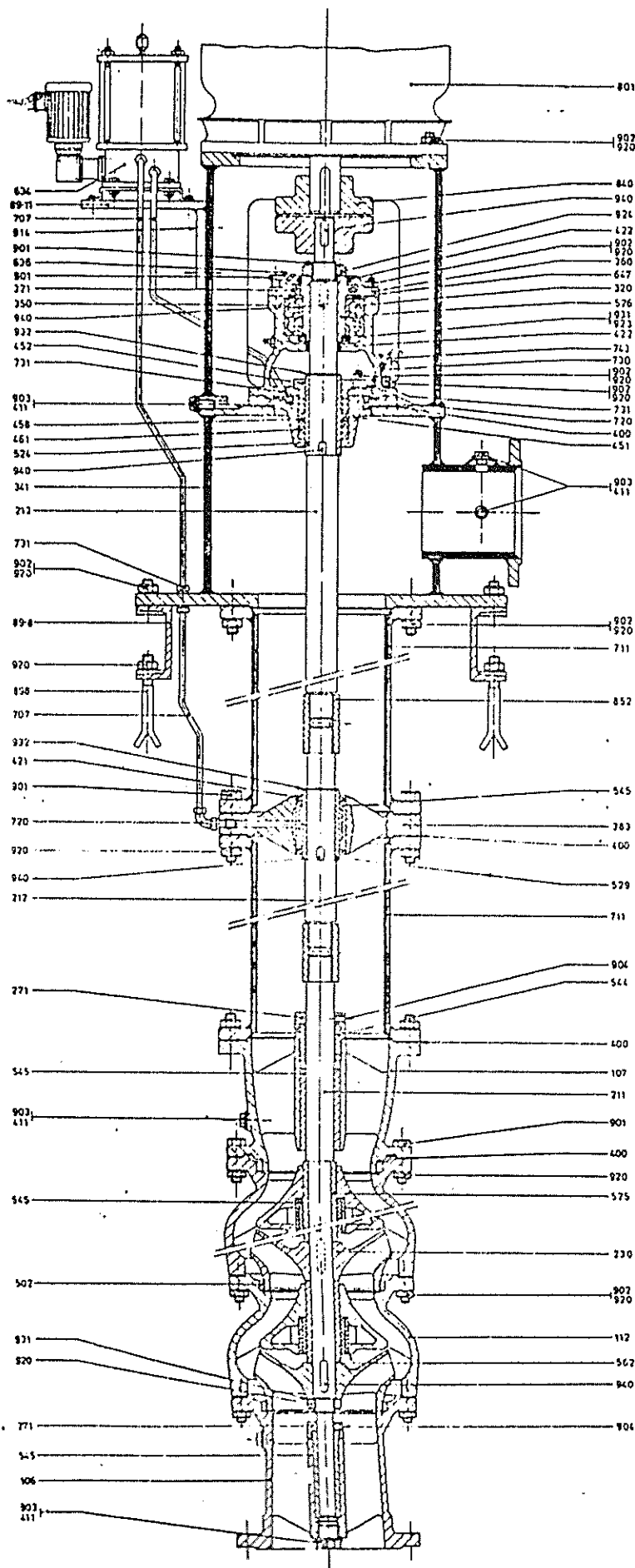
Peca Nº	Denominação	Material Padrão ①
693	Pressostato	-
741	Válvula	Latão
742	Válvula de retenção	Latão

Peca Nº	Denominação	Material Padrão ①
106	Corpo de sucção	GG 20
107	Corpo de pressão	GG 20
112	Corpo difusor	GG 20
211	Eixo da bomba	SAE 1045
212	Eixo intermediário	SAE 1045
213	Eixo de acionamento	SAE 1045
230	Rotor	GG 20
271	Sino afastador de areia	TM 23
320	Rolamento	(vide tabela 1)
321	Rolamento radial de esferas	(vide tabela 1)
341	Lanterna de acionamento	SAE 1020
350	Corpo do mancal	GG 20
360	Tampa do mancal	GG 20
380	Peça de mancal	GG 20
383	Mancal estrela	GG 20
400	Junta plana	Papelão/Papel Presphan
411	Anel de vedação	Cobre
412	O-ring	Borracha
421	Retentor	Aço/Borracha
422	Anel de feltro	Feltro
502	Anel de desgaste	GG 20
525	Luva distanciadora	TM 23
526	Luva de contração	SAE-1045
544	Bucha rosqueada	TM 23
545	Bucha do mancal	TM 23
562	Pino cilíndrico	SAE 1020
633	Lubrificador óleo	-
636	Graxeira	Aço Galvanizado
647	Regulador de graxa	SAE 1020
707	Tubulação de lubrificação	Aço
711	Tubo de elevação	(vide nota 2) ②
714	Tubo protetor do eixo	ASTM A53 GR.B (sem costura)
731	União rosca	Aço
743	Rubinete	Latão
801	Motor flangeado	-
840	Acoplamento	-
852	Acoplamento rosqueado	AISI 420
89-8	Trilho de fundação	SAE 1020
89-11	Suporte angular	SAE 1020
898	Chumbador fundação	SAE 1020
901	Parafuso de cabeça sextavada	SAE 1020
902	Prisioneiro	SAE 1020
903	Bujão	SAE 1020
904	Pino rosqueado	Aço
914	Parafuso Allen	Aço
920	Porca	SAE 1020
923	Porca de mancal	Aço
924	Porca de ajuste	SAE 1045
931	Chapa de segurança	SAE 1045
940	Chaveta	SAE 1045

NOTAS:

- ① - Outros materiais sob consulta.
 ② - SCH 40 ASTM A53 GR.B (sem costura).
 para B 18, B 20 e B 24 - SAE 1020 (com costura).

19.2 Com lubrificação a graxa



Peça Nº	Denominação	Material Padrão ①
106	Corpo de sucção	GG 20
107	Corpo de pressão	GG 20
112	Corpo difusor	GG 20
211	Eixo da bomba	SAE 1045
212	Eixo intermediário	SAE 1045
213	Eixo de acionamento	SAE 1045
230	Rotor	GG 20
271	Sino afastador de areia	TM 23
320	Rolamento	(vide tabela 1)
321	Rolamento radial de esferas	(vide tabela 1)
341	Lanterna de acionamento	SAE 1020
350	Corpo do mancal	GG 20
360	Tampa do mancal	GG 20
383	Mancal estrela	GG 20
400	Junta plana	Papelão/Papel Presphan
411	Anel de vedação	Cobre
421	Retentor	Aço/Borracha
422	Anel de feltro	Feltro
451	Caixa de gaxeta	GG 20
452	Aperta gaxeta	GG 20
458	Anel cadeado	GG 20
461	Gaxeta	Asbesto Grafitado
502	Anel de desgaste	GG 20
524	Luva protetora do eixo	TM 23
525	Luva distanciadora	TM 23
526	Luva de centragem	SAE 1045
529	Luva mancal	AISI 420
544	Bucha rosqueada	TM 23
545	Bucha do mancal	TM 23
562	Pino cilíndrico	SAE 1020
634	Bomba de graxa	-
636	Graxeira	Aço Galvanizado
647	Regulador de graxa	SAE 1020
707	Tubulação de lubrificação	Aço
711	Tubo de elevação	(vide nota 2) ②
720	Conexão	Aço
730	Junção de tubos	Aço
731	União rosca	Aço
743	Rubinete	Latão
801	Motor flangeado	-
840	Acoplamento	-
852	Acoplamento rosqueado	AISI 420
89-8	Trilho de fundação	SAE 1020
89-11	Suporte angular	SAE 1020
898	Chumbador fundação	SAE 1020
901	Parafuso de cabeça sextavada	SAE 1020
902	Prisioneiro	SAE 1020
903	Bujão	SAE 1020
904	Pino rosqueado	Aço
914	Parafuso Allen	Aço
920	Porca	SAE 1020
923	Porca de mancal	Aço
924	Porca de ajuste	SAE 1045
931	Chapa de segurança	SAE 1045
932	Anel de segurança	Aço Moile Zincado
940	Chaveta	SAE 1045

NOTAS:

- ① - Outros materiais sob consulta.
- ② - SCH 40 ASTM A 53 GR. B (sem costura); para B 18, B 20 e B 24 - SAE 1020 (com costura)



TOSHIBA DO BRASIL S.A.

DAULAR I



FOLHA DE DADOS MOTORES DE INDUÇÃO			FOLHA 1/2
S/REF.:			
N/REF.: OF.E.88.042 RMO02			
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS			
1	QUANTIDADE		05
2	TIPO DE CONSTRUÇÃO		Vertical V-I
3	TIPO DE PROTEÇÃO		IPW-54
4	SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO		Graxa
5	TIPO DE MANCAL		Rolamento
6	ROTOR		Gaiola
7	LEVANTAMENTO DE ESCOVAS		---
8	FUNCIONAMENTO		Contínuo
9	APLICAÇÃO		Bomba
10	NÍVEL DE RUÍDO		95dB(A)
11	POTÊNCIA		300HP
12	TENSÃO	NOMINAL	440V
		ROTÓRICA	--
13	FASES		03
14	FREQUÊNCIA		60HZ
15	N.º DE POLOS		04
16	ROTAÇÃO A PLENA CARGA		1780
17	MÉTODO DE PARTIDA		Y-Δ
18	N.º DE PARTIDAS	EM FRIO	02 Consecutivos ou
		EM QUENTE	01
19	CLASSE DE ISOLAMENTO		F
20	ELEVAÇÃO DE TEMPERATURA		100°C
21	FATOR DE SERVIÇO		1,0
22	CATEGORIA		---
23	SENTIDO DE ROTAÇÃO		Unico
24	FATOR DE POTÊNCIA	A PLENA CARGA	89
		3/4 DA CARGA	89
		1/2 DA CARGA	87
		C/ ROTOR TRAVADO	
25	RENDIMENTO	A PLENA CARGA	94
		3/4 DA CARGA	93,5
		1/2 DA CARGA	92
26	CORRENTE	A PLENA CARGA	351 A
		3/4 DA CARGA	265 A
		1/2 DA CARGA	184 A
		PARTIDA ROTÓRICA	2281 A

Nota: Sem Capacidade de Escora

**FOLHA DE DADOS
MOTORES DE INDUÇÃO****FOLHA
2/2****CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS**

27	TORQUE	PARTIDA	100%
		MÁXIMO	200%
28	GD2	DA CARGA	--
		DO MOTOR	26kgm ²
29	NORMA DE FABRICAÇÃO E TESTE		ABNT
30	INSTALAÇÃO		Externo
31	TEMPERATURA AMBIENTE		≤ 40°C
32	ALTITUDE		≤ 1000m
33	CLASSIFICAÇÃO DO LOCAL		Não Classificado
34	TIPO DE ACOPLAMENTO		Direto
35	RESISTÊNCIA DE AQUECIMENTO		10-120V-300W
36	DETETOR DE TEMPERATURA	NOS MANCAIS	RTD de Platina
		NO ESTATOR	06 RTD de Platina
73	CAIXA DE TERMINAIS		
38	LIGAÇÃO		
39	POTÊNCIA RELATIVA A PLENA CARGA		---
40	TEMPO	DE ACELERAÇÃO	---
		MÁXIMO PERMISSIVEL C/ ROTOR TRAVADO	---
41	B A S E		

OBSERVAÇÕES:

BIBLIOGRAFIA

1.- BOMBAS CENTRIFUGAS.

Selección, operación y mantenimiento.

Igor J. Karassik y Roy Carter.

Compañía Editorial Continental S.A. Mexico 1976

2.- MANUAL DE BOMBAS.

Igor J. Karassik y Messina.

McGraw-hill de Mexico 1983.

3.- MANUAL DE HIDRAULICA.

J.M. de Azevedo Netto y Guillermo Acosta A.

Editorial Harila. Mexico 1975.

4.- HYDRAULIC INSTITUTE STANDARDS FOR CENTRIFUGAL; ROTARY & RECIPROCATING PUMPS.

Idraulic Institute Standards fourteenth edition, 1983.

5.- CAMERON HYDRAULIC DATA.

C.R. Westaway and A.W. Lewis.

Ingersoll Rand, sixteenth edition, 1981.

6.- FUNDAMENTOS HIDRAULICOS PARA INSTALACIONES CON BOMBAS.

Sulzer División Bombas.

7.- FUNDAMENTALS AND APPLICATION OF CENTRIFUGAL PUMPS FOR
PRACTICING ENGINEER.

Alfred Benaroya

8.- SEMINARIO DE BOMBAS Y ESTACIONES DE BOMBEO.

Universidad de los Andes Colombia, 1974.