

44  
24



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

“ARAGON”

DISEÑO ELECTROMECHANICO DE UNA  
PLANTA DE BOMBEO PARA RIEGO

TESIS PROFESIONAL  
Que para obtener el Título de:  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
P r e s e n t a :  
JUAN FERNANDO MARES LOPEZ

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

San Juan de Aragon, Edo. de Méx.

1996

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

# TESIS CON FALLA DE ORIGEN

**TESIS**

**COMPLETA**

---

OBJETIVO

CAPITULO 1 INTRODUCCION Y GENERALIDADES

1.1 JUSTIFICACION DEL PROYECTO Y ALCANCES DE LA OBRA	1
1.2 CAPTACION U OBRA DE TOMA	4
1.3 OBRA DE SUCCION O CARCAMIO	13

CAPITULO 2 EQUIPO DE BOMBEO

2.1 GENERALIDADES	31
2.1.1 SELECCION DE UN EQUIPO DE AFORO	40
2.1.2 EQUIPO DE BOMBEO VERTICAL TIPO TURBINA	57
2.1.3 CALCULO Y SELECCION DE LA BOMBA TIPO	81
2.1.4 ESTUDIO DE CAVITACION EN LA BOMBA	121
2.1.5 EMPUJE AXIAL DE LA BOMBA	161
2.1.6 ESTUDIO DE GOLPE DE ARIETE EN LA BOMBA Y ACCESORIOS	164
2.1.7 MANTENIMIENTO DE LAS BOMBAS DE POZO PROFUNDO	189
2.1.8 ESPECIFICACIONES DE LOS MOTORES ELECTRICOS	197

---

---

**CAPITULO 3    DESCARGA**

<b>III.1 DATOS GENERALES</b>	<b>201</b>
<b>III.2 TANQUE DE DESCARGA</b>	<b>201</b>
<b>III.3 TUBERIA DE DESCARGA</b>	<b>209</b>
<b>III.4 SOBREPRESION POR GOLPE DE ARIETE</b>	<b>215</b>
<b>III.5 INSTALACION DE TUBERIAS</b>	<b>220</b>
<b>III.6 EXTREMO FINAL DE LA TUBERIA</b>	<b>227</b>
<b>III.7 ESPECIFICACIONES DE LA TUBERIA DE DESCARGA</b>	<b>228</b>
<b>III.8 ELEMENTOS DE CONTROL Y PROTECCION EN LA CONEXION DE BOMBAS</b>	<b>229</b>

**CAPITULO 4 CENTRO DE CONTROL DE MOTORES (CCM)**

<b>IV.1 RED DE FUERZA Y CONTROL</b>	<b>238</b>
<b>IV.2 DISPOSITIVOS DE PROTECCION</b>	<b>251</b>
<b>IV.3 RED DE ALUMBRADO Y CONTACTOS</b>	<b>261</b>

---

---

CAPITULO 5 SUBESTACION ELECTRICA.

PUESTA EN SERVICIO DE LA SUBESTACION ELECTRICA	266
V1 CARACTERISTICAS DE LA SUBESTACION	267
V2 TABLEROS DE CONTROL	287
V3 SISTEMA DE TIERRAS	289
V4 PRUEBAS DE CAMPO DE LA OBRA ELECTRICA	292
V5 MANTENIMIENTO DEL EQUIPO ELECTRICO	301
V6 CAUSAS DE FALLAS EN INSTALACIONES ELECTRICAS	310

CONCLUSIONES

APENDICE

BIBLIOGRAFIA.

h  
1  
n

317

OB

370

,2

OB

---

---

CAPITULO 5 SUBESTACION ELECTRICA.

PUESTA EN SERVICIO DE LA SUBESTACION ELECTRICA	266
V1 CARACTERISTICAS DE LA SUBESTACION	267
V2 TABLEROS DE CONTROL	287
V3 SISTEMA DE TIERRAS	289
V4 PRUEBAS DE CAMPO DE LA OBRA ELECTRICA	292
V5 MANTENIMIENTO DEL EQUIPO ELECTRICO	301
V6 CAUSAS DE FALLAS EN INSTALACIONES ELECTRICAS	310

CONCLUSIONES

APENDICE	317
----------	-----

BIBLIOGRAFIA.	370
---------------	-----

---



---

#### OBJETIVO GENERAL DE LA TESIS.

El objetivo general consiste en dar a conocer los aspectos técnicos, condiciones generales de diseño y operación, así como los requerimientos para seleccionar los equipos electromecánicos para una planta de bombeo, la cual será utilizada para riego de cultivos.

El diseño de la planta como lo menciona el tema de tesis, consistirá en la selección de equipos y dispositivos para conformar dicha planta, y no en el diseño de los mismos equipos y dispositivos.

En esta tesis se da como ejemplo el proyecto "La Brasileira II", como caso práctico, la cual es una instalación creada para rebombeo, es decir, el agua alimentada proviene de otra planta de bombeo (Brasileira I).

Aunque los valores calculados y seleccionados son reales y específicos para este proyecto, la metodología de selección de equipos puede emplearse para diseñar proyectos con el mismo fin.

La capacidad de la planta será determinada por el número de bombas que proporcionarán un gasto individual y en conjunto el gasto total requerido, a su vez, este gasto se determina en razón a las hectáreas de cultivo que serán regadas.

Por razones de mantenimiento la planta contará con 5 equipos de bombeo de igual capacidad, trabajando intermitentemente, o sea, cuando operen las bombas 1, 2 y 3 las bombas 4 y 5 estarán en mantenimiento correctivo o preventivo y viceversa cuando operen las bombas 4 y 5 las bombas 1, 2 y 3 estarán en mantenimiento.

---

---

Debe considerarse que el gasto requerido varía de acuerdo a la temporada en que son regados los cultivos y a la cantidad de agua que necesita determinado cultivo.

Por esta razón cuando sea necesario trabajarán las 5 bombas para abastecer el gasto requerido.

No es objetivo principal de esta tesis mencionar a fondo los estudios mediante los cuales se evitan las pérdidas por desgaste en los equipos, debido a operación normal, pero sí se menciona la metodología de cálculo para conocer las condiciones de operación mediante las cuales se pueda reducir daños, principalmente a causa de Golpe de Aríete y Cavitación.

Es objetivo de esta tesis seleccionar el equipo eléctrico, así como describir su función, consistiendo en equipo de control, de protección y de administración de energía eléctrica.

La planta de bombeo contará con un sistema de protección y lectura de datos automático, que en condiciones incorrectas de operación de los equipos de bombeo, este sistema sacará de operación automáticamente al equipo en cuestión, siendo individual la protección de cada bomba.

Como se mencionó anteriormente los equipos trabajarán intermitentemente por razones de mantenimiento y variación del gasto requerido, por lo cual la subestación eléctrica contará con dos transformadores para suministrar de energía eléctrica a los equipos, el transformador 1 alimentará los equipos de bombeo 1, 2 y 3, el transformador 2 alimentará los equipos 4, 5 y los servicios propios.

---

---

En caso de que fuera necesario que trabajaran 4 o los 5 equipos de bombeo y por falla eléctrica uno de los transformadores saliera de operación o por mantenimiento, el sistema eléctrico contará con un interruptor de cuchillas el cual hará la conexión de las barras de cobre que alimentan de energía a los equipos, o sea, que un solo transformador será capaz de alimentar los 5 equipos de bombeo y los servicios propios.

---

# CAPITULO 1

**INTRODUCCION**

**Y**

**GENERALIDADES**

## I. INTRODUCCION Y GENERALIDADES

### 1.1 JUSTIFICACION DEL PROYECTO Y ALCANCE DE LA OBRA.

La Brasilerá es un proyecto de riego por bombeo que se localiza en el municipio de Jojutla, del estado de Morelos.

La fuente aprovechada es el río Yautepec y la superficie de terrenos que se pondrán bajo riego con esta obra será de 2190 Ha, que pertenecen a diferentes ejidos de la región: Río Seco, Tehuixtla, Tequesquitengo, Tlatenchi.

El aprovechamiento queda constituido por las partes: obra de toma, cárcamo de bombeo, tanque de descarga, centro de control de motores, subestación eléctrica y zona de riego cuyos canales de distribución son revestidos de concreto simple y gunite.

La planta de bombeo Brasilerá I recibe aguas del río Yautepec y riega una área de 400Ha, luego descarga en el canal de Las Estacas del cual la planta de bombeo Brasilerá II se abastece.

La Comisión Nacional del Agua, construyó para fines de riego la planta de bombeo, "La Brasilerá II", en la zona de riego la Brasilerá, cercana a la ciudad de Jojutla, Morelos.

La planta constará de 5 bombas centrifugas, las cuales manejarán un gasto de 375 lps. cada una contra una carga estática de 52.04 m. La capacidad de bombeo instalada será de 1875 lps. para satisfacer una demanda de riego de una superficie aproximada de 1600 Ha. que requerirán 1600 lps. aproximadamente.

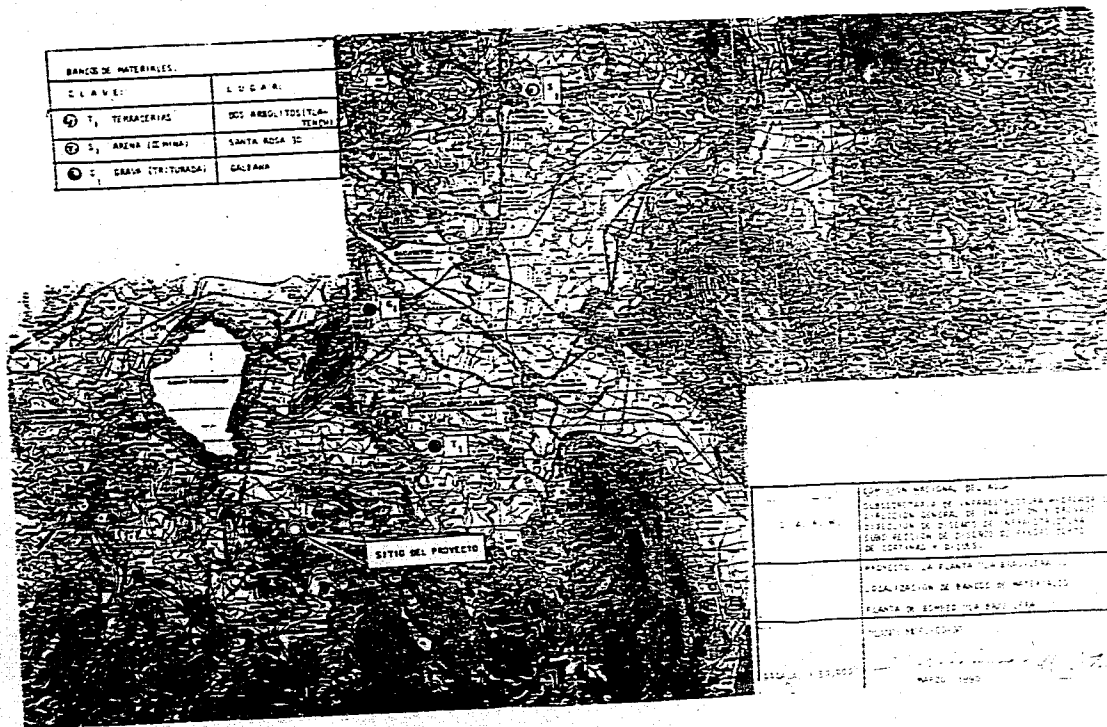
La bombas descargarán en paralelo en una estructura de concreto a través de dos tuberías de acero de 0.762m (30") de diámetro y 395m de longitud aproximadamente. En cada tubería se conectarán 3 y 2 bombas respectivamente.

Se emplearán bombas centrifugas de flujo mixto tipo vertical para instalarse en cárcamos húmedos separados. cada una de las bombas descargará bajo la superficie del piso de operación de los equipos a través de las tuberías de descarga y de conducción a una estructura de donde parte el canal para riego. El tipo riego utilizado es el llamado por bombeo el cual consiste de canales de concreto que abastecen a las tierras que serán regadas.

Los motores que accionan las bombas son motores eléctricos trifásicos de 400 CP, 4160 V, 60 Hz. de inducción jaula de ardilla, verticales, flecha hueca, los cuales serán alimentados a través de una subestación eléctrica convencional de 2500 KVA con relación de transformación de 13.2/4.16 KV, 60 Hz.

La selección de la capacidad de la subestación se hace en base a la carga instalada total. como en esta instalación la carga mayor son los motores mediante un estudio de selección arbitrario para elegir el número de bombas se seleccionó 5 bombas es decir, se pudo haber utilizado bombas de mayor capacidad y utilizar solo 3 bombas tal vez, pero en esas condiciones el mantenimiento de las bombas sería más complicado, además con un número mayor de bombas se puede dar mantenimiento a dos y dejar trabajando las restantes.

BANCO DE MATERIALES.	
CLAVE:	LOCALIDAD:
1, TERRACERIAS	DOS ARBOLITOS (TUMACAC)
2, ARENA (CERRADO)	SANTA ROSA (C)
3, GRAVA (TRITURADA)	CAJAMA



INSTITUCION:	COMISIÓN NACIONAL DE AGUA
PROYECTO:	PROYECTO DE ABASTECIMIENTO DE AGUA POTABLE PARA LA ZONA DE SANTA ROSA (C) DEL MUNICIPIO DE SANTA ROSA (C) DEL ESTADO DE SONORA
FECHA:	PROYECTO DE LA PLANTA DE BOMBEO Y DE CALIFICACION DE BANCO DE MATERIALES PLANTA DE BOMBEO Y DE CALIFICACION
PROYECTISTA:	ING. J. J. GARCIA
FECHA:	1950

## I.2 CAPTACION U OBRA DE TOMA

### I.2.1 DESCRIPCION Y CONDICIONES DE TRABAJO.

Por medio de la obra de captación se toma el agua requerida de la fuente de abastecimiento para después conducirla hasta el cárcamo en donde opera el equipo de bombeo.

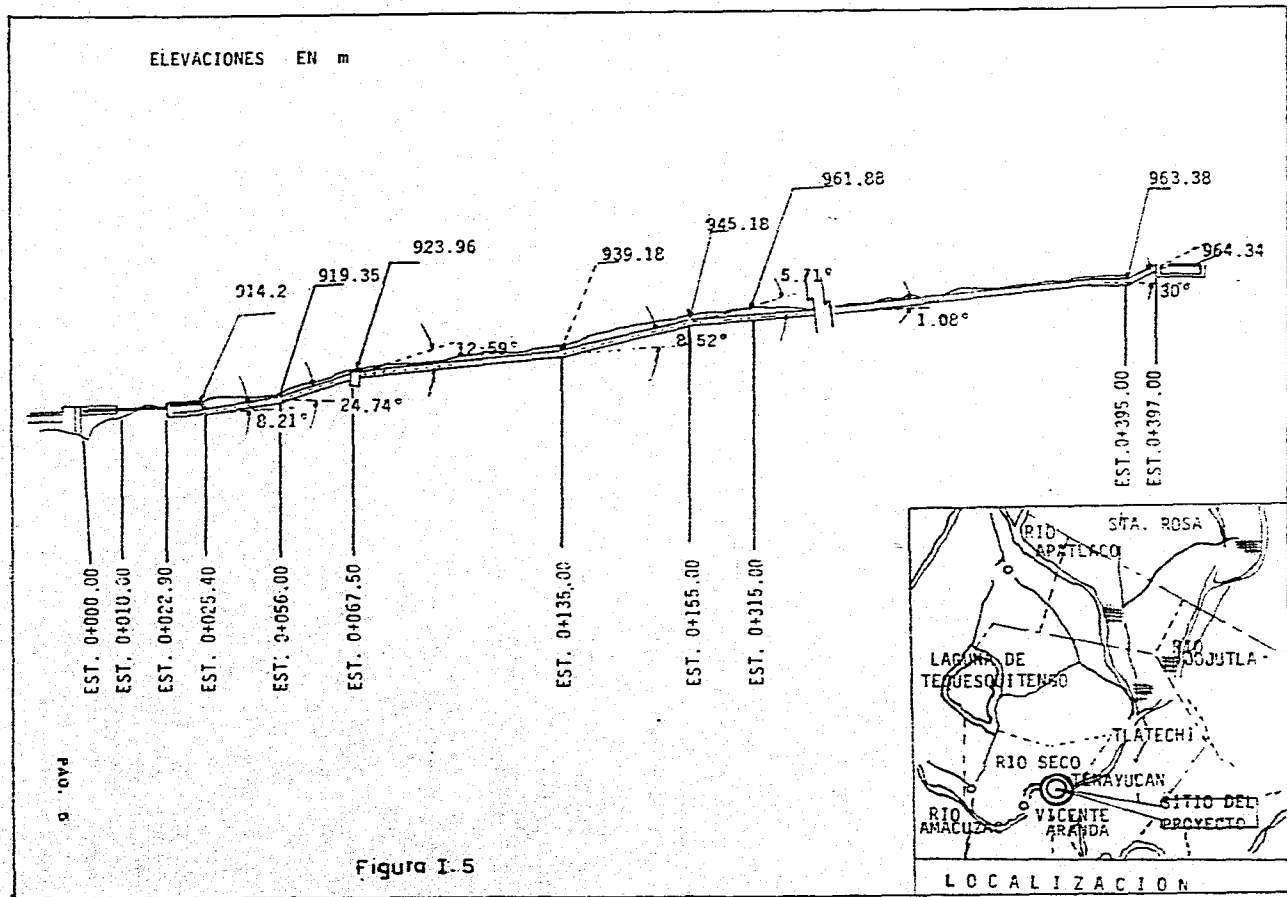
De acuerdo con las características de la fuente y del proyecto, la obra de captación adquiere características propias, pudiendo consistir desde un simple tajo en la margen de un río, hasta en una presa de almacenamiento. Aunque este último caso es poco frecuente no debe descartarse la posibilidad; ello sucede por ejemplo, cuando debido a las condiciones del proyecto y después de efectuar un estudio económico este indica que económicamente es más conveniente regar los terrenos aledaños al vaso, bombeando el agua de la presa, que construir un canal principal de gran longitud, con estructuras de cruce y en geología poco atractiva para el riego de terrenos aguas abajo de la cortina.

Se enfocará el problema al aprovechamiento de una corriente superficial de régimen permanente; por ejemplo un río, un canal, un dren, etc. y en general una corriente de cauce más o menos definido o constante.

Se harán las siguientes recomendaciones para ubicar la toma directa, para derivar las aguas de un río.

- a). La distancia a la zona de riego o a la probable descarga deberá ser la mínima posible.
- b). El tramo de la corriente que se escoja para la obra, no deberá estar expuesto a socavaciones ni a depósitos excesivos de azolves, por los perjuicios que estos ocasionan, y por ello se recomienda elegir un tramo lo más recto posible de la corriente y evitar localizaciones en curvas.





Cuando por condiciones naturales esto no fuera posible y la magnitud del problema lo ameritara, se podría llegar a rectificar el cauce en un tramo determinado antes y después de la toma. En ocasiones se situará la estructura de toma alejada de la margen del río comunicándola mediante un canal de acceso de características de anchura y pendiente amplias, con el objeto de dar oportunidad a que los azolves se sedimenten en este canal antes de llegar a las rejillas de sedimento vea figura I.2

- c). Se evitarán lugares cercanos a caídas y rápidas de la corriente para no tener velocidades fuertes del agua al frente de la estructura, o sea, la pendiente del río deberá ser suave y más o menos uniforme.
- d). Geológicamente el terreno deberá ser lo suficientemente resistente para desplantar la estructura, evitando las zonas de derrumbes o cauce inestable. Un buen indicio de geología apropiada para el efecto puede ser que la corriente tenga un cauce constante.

Para medir la capacidad de producción del pozo se utilizan los métodos siguientes:

1. Cuchareo
2. Método de cubicación
3. Método de escuadra
4. Método de flujo
5. Método de canal
6. Medición de pozos brotantes.

En el capítulo 2 se explicará el utilizado y recomendado para este proyecto.

- e). Desde el punto de vista topográfico, además de pendiente adecuada y trazo recto, se procurará localizar las obras de modo de no tener excesivas excavaciones.
- f). Por otra parte es conveniente procurar bancos de materiales, como grava y arena, lo más próximos posible a la obra.

Tratándose de bombear las aguas de una laguna, se deberá localizar y proyectar la obra de toma previendo evitar en lo posible su azolvamiento debido a los fenómenos que ocurren en estas masas de agua. En lo posible deberá situarse en una área fuera de las corrientes de fondo y fenómenos de oleaje.

## 1.2.2 PARTES DE LA TOMA

Canal de acceso. Se construye para comunicar, en forma gradual, la fuente con la toma y también se aprovecha el paso del agua por él para sedimentar materias en suspensión que lleva el agua.

Las dimensiones que se le asignan están de acuerdo con el gasto y la velocidad que se considere debe darsele al agua para alimentar a la toma (de 0.40 a 0.80 m/seg), además del procedimiento de construcción empleado y la clase de material en donde se aloje. Conviene diseñar la plantilla de este acceso, en contra-pendiente y disminuyendo su ancho hacia la toma hasta tener la dimensión horizontal de la rejilla.

Si es de longitud considerable, conviene que por lo menos en un tramo adjunto a la entrada sea revestido para facilitar su limpieza periódica.

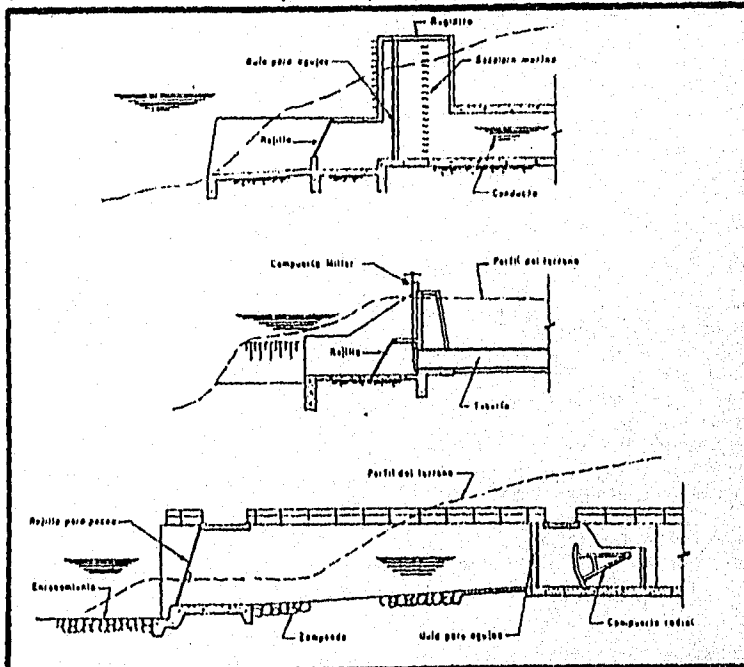


Figura I.1 Tomas Directas, casos típicos

## 1.2.2 ESTRUCTURA DE ENTRADA.

Constituye la entrada del agua sirviendo de apoyo a las rejillas. Aloja los mecanismos o sistemas de control para el paso del agua, así como lo necesario para facilitar su inspección y limpieza cada vez que lo requiera. En ocasiones cerca de ella se antepone un muro para retener y desviar peces.

Rejillas. Adquiere formas y tamaños diversos que dependen de la naturaleza de los cuerpos que va a retener, gastos y características del equipo de bombeo, de la manera de aporcarlas, así como de su accesibilidad para lograr su limpieza y restitución.

La rejilla debe ser paralela a la corriente del río, para evitar que quede expuesta a los choques directos con los cuerpos de arrastre, lo que trae como consecuencia su deterioro, sobre todo cuando se localiza muy cerca o en el cauce de la fuente. Esto evita también la entrada de azoives.

Adoptar una posición vertical o inclinada para aporcarla en la estructura, es cuestión de considerar dadas las circunstancias del caso, la facilidad para su limpieza, extracción, etc. y alguna conveniencia de limitación de espacio.

Se construyen con perfiles laminados de hierro estructural, empleando generalmente soleras para los barrotes que se sueldan a un marco formado con ángulos o también con soleras.

La separación de los barrotes es muy importante en problemas de bombeo, pues para fijarlas, de antemano se debe conocer aproximadamente al tamaño máximo de los cuerpos arrastrados por el agua que pueden pasar por el equipo sin ningún perjuicio. Los fabricantes de bombas proporcionan este dato característico, al que se llama paso de esfera que se refiere a la medida mayor de un cuerpo que puede pasar por los impulsores sin inconvenientes. Por lo que la separación entre barrotes tendrá como valor máximo esa medida, si es que no queda limitada por otro cuerpo.

Conocidos el gasto de bombeo y el paso de esfera se estará en la posibilidad de proporcionar la rejilla.

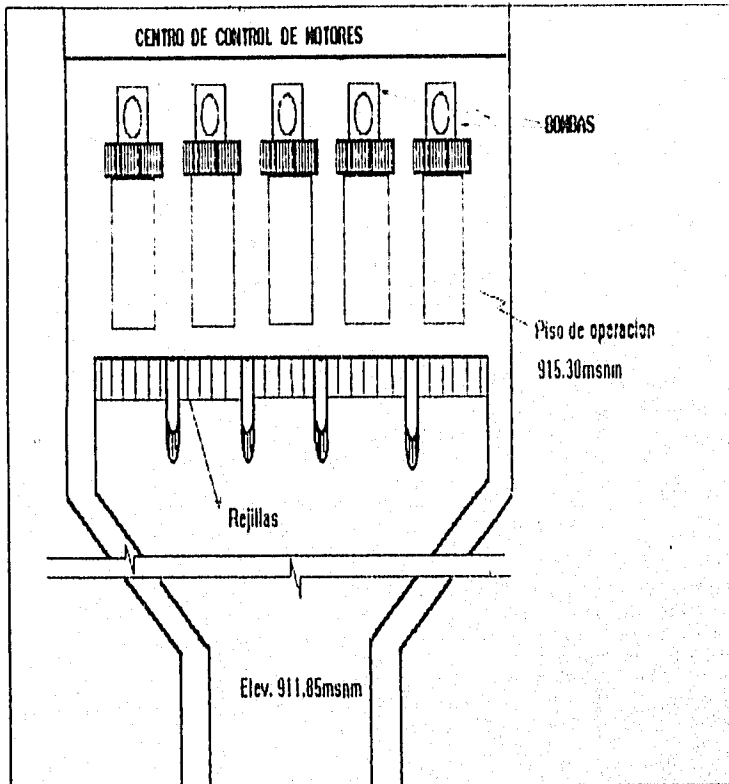


Figura I.2 . Estructura de entrada vista superior

El área neta necesaria se determina con la fórmula hidráulica de la continuidad, que es:

$$Q = A_n V \quad \text{donde:}$$

$$A_n = Q/V \quad \text{en } m^2$$

$$A_n = \text{área neta en } m^2$$

$$Q = \text{gasto de bombeo en } m^3/\text{seg.}$$

$$V = \text{velocidad al entrar el agua cuyo valor se fija entre } 0.40 \text{ y } 0.80 \text{ m/seg.}$$

Al calcular la sección transversal de las soleras estructuralmente, y adoptar su separación correspondiente podrá conocerse el área de la rejilla (área bruta), procediendo a diseñarla de manera que, en lo posible quede constituida por tableros de peso tal que sea fácil de transportar y mover con la fuerza humana.

El cálculo de la rejilla se hace considerando que está totalmente obstruida, y que se rompe con carga máxima exteriormente con un mínimo de 6 m columna de agua.

Ocasionalmente, la abundancia de peces origina la necesidad de instalar una rejilla localizada adecuadamente antes de la estructura de entrada y de magnitud independiente al gasto de bombeo. En esta rejilla la separación entre barras es bastante reducida, debiéndose prever la facilidad y necesidad de limpiarla o de sustituirla periódicamente.

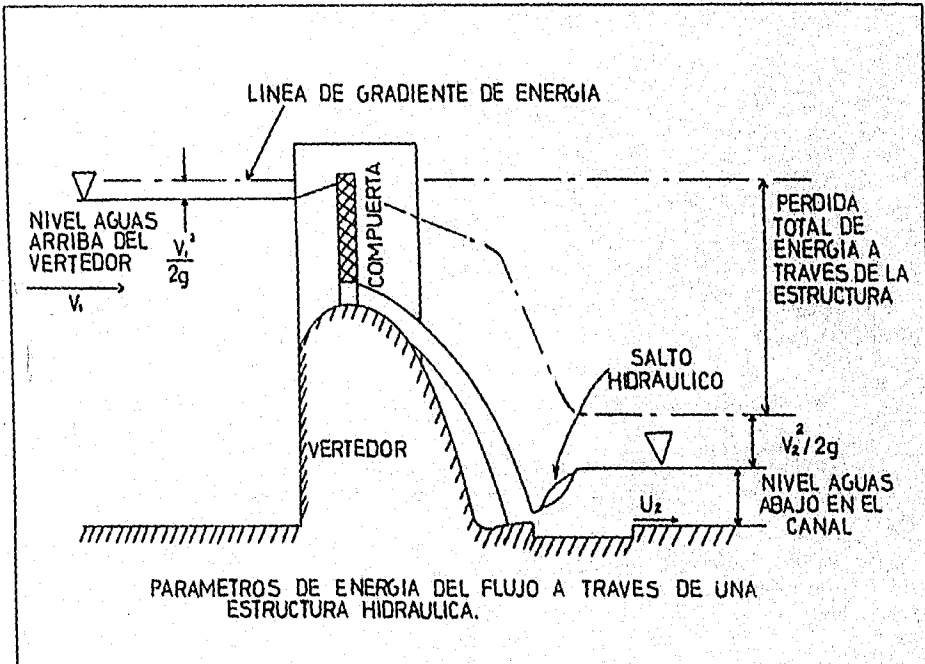
#### CONTROLES

El principal problema de control que se tiene en estas estructuras es de clausurar el paso del agua cuando se requiera. Esto se necesita al efectuar la limpieza periódica del conducto y cárcamo o al hacerles alguna reparación. También es conveniente impedir el flujo cuando las bombas no estén trabajando ya que se evita la acumulación de arenas y lodos en el interior de las estructuras.

Decimos que solamente se necesita ese control que propiamente es el llamado de emergencia, porque el gasto requerido según las necesidades de riego o la variación provocada por las fluctuaciones del nivel del agua en el río se regula con el mismo equipo de bombeo, como se verá mas adelante al tratar lo relativo a bombas.

La compuerta Miller es un control sencillo en su estructura, para el rastro que alimentará a la toma, aun en canales grandes las dimensiones de estas compuertas son pequeñas, la compuerta Miller consiste de una placa de acero con guías laterales y un tornillo con rosca el cual permite izar la misma con una manivela o volante en su parte superior.

Figura 1.3 Parametros de energia de flujo a traves de una estructura hidraulica.



#### 1.2.4 CONDUCTO

Para llevar el agua de la toma al cárcamo, se emplean las estructuras que se agrupan en:

- Canales abiertos
- Tuneles
- Conductos enterrados

Desde el punto de vista hidráulico, es conveniente que cualquier tipo de conducto adoptado funcione como canal y con régimen lento, principalmente para la condición de tener el nivel mínimo del agua en el río y requerir el gasto máximo de bombeo. Esto se hace con el objeto de evitar fuertes velocidades en la descarga, que en este caso es hacia el cárcamo. Mas adelante al tratar lo relativo a esta estructura se darán las condiciones con la que el agua debe entrar a él.

Canales abiertos. Se emplean generalmente para gastos pequeños y en longitudes cortas; además si las condiciones topográficas y geológicas permiten hacerlo, como cuando se localizan a poca profundidad, donde no sean probables los problemas de derrumbes y consecuentemente de su limpieza. Es factible hacer canal abierto cuando el río transporta pocos azolves en épocas de crecientes o cuando estas aguas no pueden entrar libremente por arriba del canal. Por otra parte, puede limitarse su uso debido a problemas de carácter legal por las molestias que ocasiona al estar descubierto.

Se recomienda revestir la sección hidráulica, y en los tramos de mayor profundidad hacer la excavación escalonada, es decir, dejando banquetas, para la mejor estabilidad del tajo y evitar en parte que las basuras y terrenos de la superficie lleguen al fondo.

Estos canales necesitan de un servicio de desazolve constante.



### 1.3 CÁRCAMO

El pozo de succión o cárcamo es la estructura vertical en donde descarga el conducto de la toma y se instalan las bombas para elevar el agua al nivel deseado.

Consiste generalmente en un depósito enterrado construido de concreto o mampostería cuyas dimensiones están en función de la magnitud del equipo que se va a instalar y del procedimiento empleado en su construcción. Además en un diseño se toma en cuenta la facilidad que se debe tener para su inspección y limpieza periódicas.

#### 1.3.1 LOCALIZACIÓN DEL CÁRCAMO.

Para definir su localización se deben considerar las condiciones físicas que ofrece el lugar donde ha de hacerse la instalación, y su situación con respecto a las estructuras de toma y descarga. La combinación de estas circunstancias permitirá elegir el sitio más conveniente.

El cárcamo deberá ubicarse en un lugar estable, sin peligro de derrumbes, lejos de cruces con arroyos y en general en un terreno consistente. La falta de esta última característica se traduce en el aumento del costo de la estructura ya que no es igual excavar en un terreno rocoso que en una arcilla deleznable; se puede aseverar que para una misma profundidad los problemas de ademe serían mayores en el segundo caso.

Es recomendable situarlo en un lugar más alto de la traza que forma el nivel de aguas máximas del río con la ladera del cauce, a una distancia mínima que se obtiene conociendo o estimando el ángulo de reposo del material, fig. 1.6

En ocasiones, para la localización pueden influir factores especiales, como el acceso rápido a un camino existente cercano a la línea de trazo de la tubería que pasa en un lugar próximo.

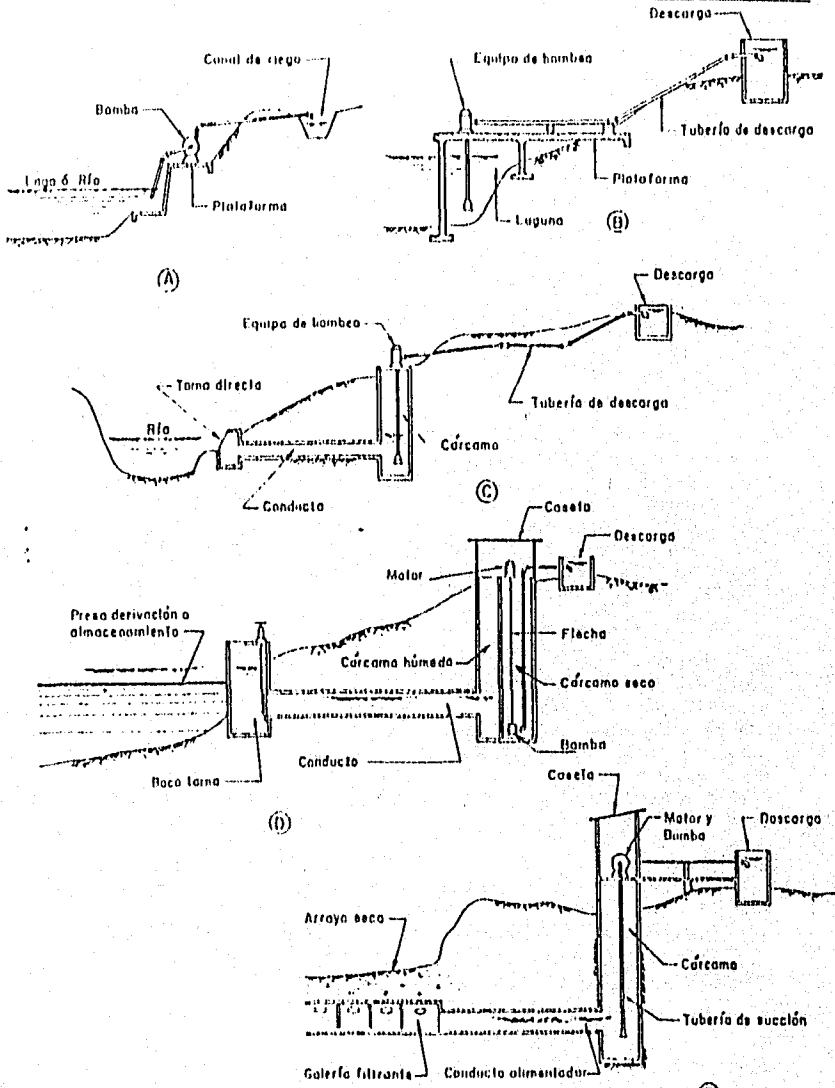


Figura. I.4 Casos típicos de bombeo.

Ordinariamente el sitio de la descarga está mas o menos obligado y se elige antes que el del cárcamo, lo mismo que la toma, por lo que para saber la conveniencia de ubicarlo lejos, cerca o junto a una de estas estructuras, es necesario efectuar un estudio comparativo, de caracter economico, considerando las consecuencias de cada alternativa.

Ahora bien, siendo la finalidad de este estudio la de conocer una conveniencia mas para ubicar el cárcamo pero, que en general, no es determinante para elegir el sitio, el analisis que se hace no es del todo exhaustivo sino mas bien aproximado, por lo tanto, con el gasto de bombeo y el perfil de la conducción se puede calcular la magnitud aproximada de los otros elementos, cárcamo, tuberias, etc. y se estará en la posibilidad de conocer la disposición que convenga emplear.

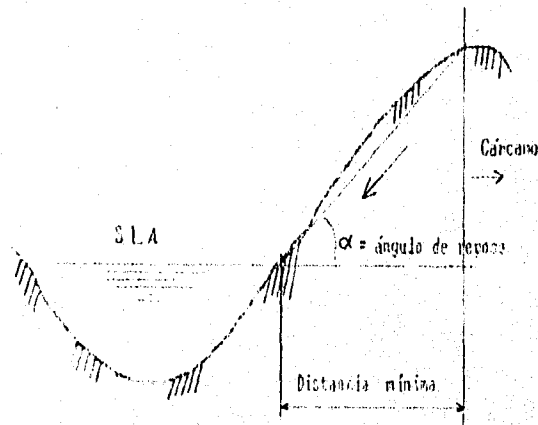


Figura 1.6 Localización del carcamo

Un equipo de bombeo cerca de la captación como se indica en la fig. 1.4.c origina, la necesidad de instalar una tubería a presión para llevar el agua hasta el silio requerido; consecuentemente, se tendría durante la operación pérdidas de energía por fricción y las debidas a válvulas que será necesario instalar para el control y protección de la tubería de descarga, lo que redundaría en la adquisición de un equipo más potente y seguramente con gastos de operación y conservación mayores, que en el caso de tener las bombas junto al tanque de descarga.

En caso de tener las bombas junto al tanque, la longitud del conducto alimentador sería menor, el carcamo tendría menos profundidad y naturalmente, los volúmenes de excavación en estas estructuras se reducirán. Por otra parte la longitud de la tubería de succión se acortaría y esto para el caso de bombas horizontales es importante.

## I.3.2 CARACTERISTICAS Y DIMENSIONES.

Se pueden hacer algunas recomendaciones preliminares para casos en particular y para la operación de una bomba.

1. El acondicionamiento ideal del acceso, es un canal recto que llegue directamente hacia la bomba; las curvas y las obstrucciones son perjudiciales desde el momento que causen corrientes y remolinos con tendencia a formar remolinos. La campana de succión debe de estar localizada cerca de la pared trasera o posterior y no a muy grande distancia de la base o piso del pozo de succión.

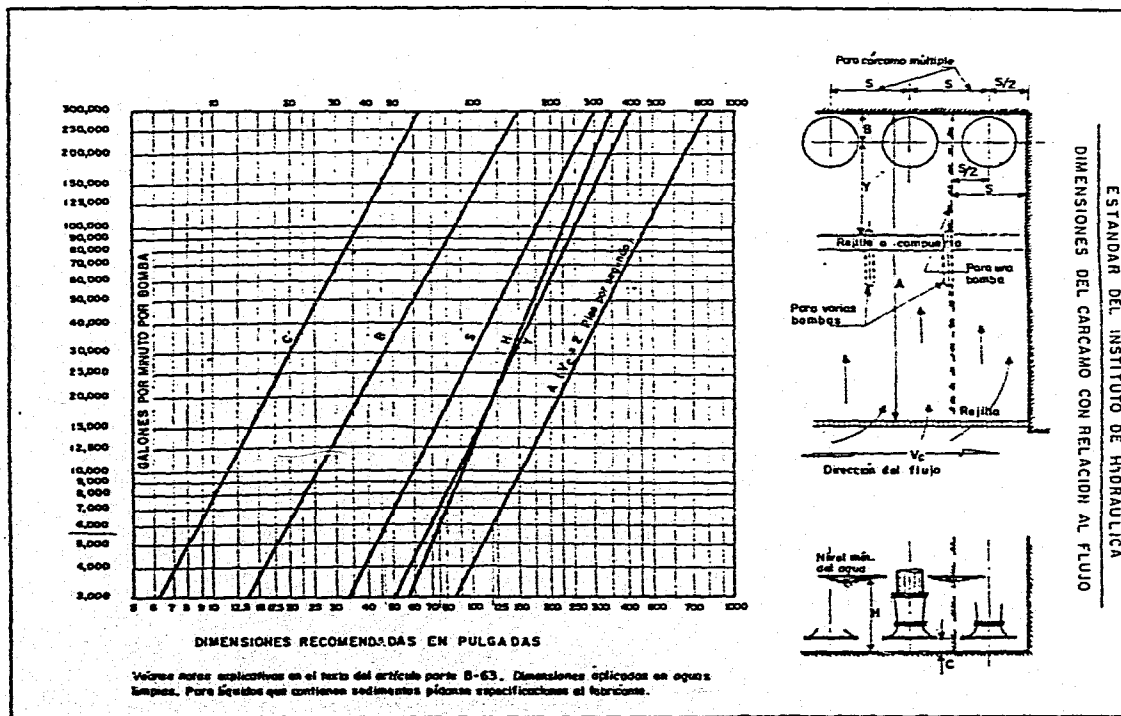
2. El flujo del agua no debe de pasar de una bomba para llegar a la siguiente, siempre que esto se pueda evitar; si las bombas tienen que estar localizadas en la línea de flujo, se deberá construir una celdilla alrededor de cada bomba o poner paletas móviles bajo la bomba para deflectar el agua hacia arriba. El modelo de un pozo de succión deberá ser probado para verificar estos requisitos.

3. En lo que sea posible, la trayectoria del flujo deberá ser en forma que reduzca el arrastre alterno de remolinos tras la bomba y obstruccionar la corriente del flujo.

4. La fig. I.7 ha sido proyectada para mostrar las sugerencias para construir un pozo de succión con las medidas correctas, en vista de que estos valores provienen de promedios obtenidos de diferentes clases y tipos de bombas y se refieren a una línea entera de velocidades específicas; no deberán ser tomados como valores absolutos, sino únicamente, como guías básicas sujetas a posibles variaciones.

5. La dimensión C es un valor promedio que puede ser mayor o menor y está sujeto a consultas con el fabricante de la bomba.

6. La dimensión B se ha sugerido como máxima que puede depender en cierta forma de la campana de succión y del diámetro de la válvula de succión propuestos por el constructor; la orilla de la campana debe de estar lo mas cercana posible a la pared trasera del depósito o cárcamo; algunas veces la posición de la campana de succión está sujeta al espacio que requiere el motor en el piso superior, si esto aumenta la dimensión B, excesivamente, deberá instalarse un muro falso.



ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA  
DIMENSIONES DEL CARCAMO CON RELACION AL FLUJO

PAG. 18

FIGURA I.7 DIMENSIONES RECOMENDADAS PARA CONSTRUCCION DE UN POZO.  
VALORES LEIDOS PARA 6000 GPM, C= 5in, B= 19.8 in, S= 46 in, Y= 70 in, H= 75 in, A= 120 in

7. Dimensión S es la mínima para el ancho del depósito para la instalación de una sola bomba, esta dimensión puede ser aumentada pero si se hace menor deberá consultarse con el fabricante para saber si es la adecuada.

8. La dimensión H es el valor mínimo y está basada en el nivel normal del agua en la campana de succión de la bomba, tomando en consideración las pérdidas por fricción a través de la pichancho, rejilla y acceso a la toma, esta dimensión puede ser considerablemente menor, momentáneamente, o con poca frecuencia, sin que por eso se produzca un grave daño para la bomba. Sin embargo, deberá recordarse que esta situación no representa la sumergencia. La sumergencia se ha estimado por medio de la dimensión H menos C esto representa la altura física del nivel del agua arriba de la entrada de la campana de succión.

La sumergencia efectiva de la bomba es un poco menor que esta desde el momento de que la abertura del impulsor está a cierta distancia arriba de la entrada de la campana de succión, posiblemente de 3 a 4 pies.

Para el propósito de proyectar un buen diseño para el depósito, en relación con el proyecto, se sobreentiende que la bomba ha sido seleccionada de acuerdo con las condiciones especificadas.

La sumergencia referida es con el objeto de obtener una corriente continua y evitar la formación de remolinos.

9. Las dimensiones V y A son las recomendadas como valores mínimos, estas dimensiones pueden ser tan grandes como se desee, pero deberán estar limitadas a las restricciones indicadas en la gráfica anterior. Si el diseño no incluye la rejilla, se puede considerar la dimensión A más grande, las dimensiones de anchura y de altura de la rejilla no deberán ser, substancialmente, menores que S y H, respectivamente.

10. Si la velocidad de la corriente principal, es mayor que 2 ft/seg (0.6096 m/seg), será necesario construir en línea recta, separadores en el canal de acceso, aumentar la dimensión A, hacer un ensayo con un modelo de la instalación o idear una combinación de estos factores.

11. Todas las dimensiones que se muestran en la fig.1.7 están basadas en la capacidad de la bomba de acuerdo con la carga. Cualquier aumento en la capacidad arriba de estos deben ser momentáneos o por tiempo muy limitado. Si las operaciones con una capacidad aumentada se practica durante periodos considerablemente largos de tiempo, se deberá usar la capacidad máxima para obtener las dimensiones efectivas del diseño del cárcamo.

Todas las condiciones anteriores también son aplicables cuando se trata de instalaciones múltiples de bombas en las cuales  $S$  viene a ser el ancho para una celda individual de una bomba o sea la distancia de centro entre bombas, si no se usan muros de división.

Las dimensiones recomendadas en la fig.1.7 también son aplicables como se dice arriba, pero deberán agregarse las siguientes determinaciones:

Fig.1.8a Para el diseño del cárcamo se recomienda en primer lugar, que el agua llegue simultáneamente a todas las bombas con baja velocidad y con flujo recto uniforme. Las velocidades cerca de la bomba deberán ser alrededor de 1 ft/seg (0.3048 m/seg). No se recomiendan cambios bruscos en el tamaño del tubo de alimentación.

Fig.1.8b Un número de bombas determinado trabajando en el mismo cárcamo, operará mejor sin muros divisorios a menos que todas las bombas estén en operación al mismo tiempo, en cuyo caso el uso de muros de separación no es perjudicial. Si se usan paredes de separación con fines estructurales y las bombas van a operar intermitentemente, déjese un espacio atrás de cada pared, partiendo del piso del cárcamo por lo menos hasta la altura del nivel del agua. Si es necesario usar estas paredes aumentese la dimensión  $S$  por medio de la anchura de la pared para corregir el espacio en la línea central, va sea que las terminales de los separadores sean en forma redonda u ovoidal. No se recomienda la localización de cierto número de bombas alrededor del borde del cárcamo con o sin paredes divisorias.

Fig.1.8c. Cualquier cambio brusco que se haga en la dimensión del tubo de succión o del canal de acceso a la bomba, no es recomendable.

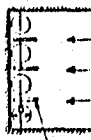


ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA  
CANCAMO PARA VARIAS BOMBAS

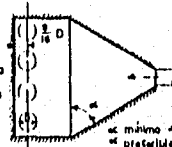
RECOMENDADO



$V_1 = 1$  pie por segundo o menos  
 $S_1 = 1$  o  $2D$



Aumentar el espacio del muro divisor o la inclinación de la boquilla (si se requiere de la bomba)  
Extremidades de las muros ejes o de las bocanillas  
Entre la pared y el muro divisor debe haber un espacio de  $\frac{D}{8}$  aproximadamente



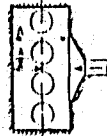
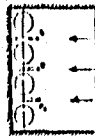
$\alpha$  mínimo  $45^\circ$   
 $\beta$  prefiable  $75^\circ$

Alimentación

NO RECOMENDADO

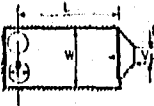


$V_1 = 2$  pies por segundo o más  
 $S_1 = A$  es menor de  $B$  diámetros

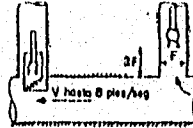


(c)

RECOMENDADO

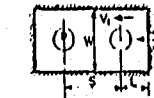


W/D	1.5	1.5	2.0	4.0	6.0
L	3D	6D	7D	7D	5D
V1	1	2	4	8	8



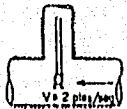
Los desarenadores, rejos y pichoncas deberán colocarse transversalmente a la entrada del canal y al principio de la sección más ancha

NO RECOMENDADO A MENOS QUE:



(a)

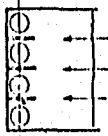
$W < 5$  diámetros o más  
 $V_1 > 2$  pies/seg o menos  
 $L =$  Igual que al cuadro anterior  
 $S$  mayor que  $4D$



(a)

RECOMENDADO ALTERNADO CON (b)

Aberturas en el separador



Aberturas en el separador (b)

Fig DF-37 (I.B)

Un tubo relativamente pequeño para alimentar una bomba de gran tamaño dentro del cárcamo, deberá acoplarse usando una sección cónica de diámetro gradualmente menor o mayor. El ángulo deberá ser lo mas grande posible de preferencia no menos de 45 grados. con este arreglo, las velocidades deberán ser menores de 1 ft/seg (0.3048 m/seg), que es lo deseable. Especialmente no se recomienda nunca conectar un tubo pequeño directamente a un cárcamo grande cuando las bombas queden muy cerca de la toma; en este caso, el flujo tendrá un gran cambio de dirección para llegar a la mayoría de las bombas. Centrando las bombas en el cárcamo produce grandes áreas de turbulencia atrás de las bombas con el resultado perjudicial en la operación de las mismas.

Fig. 1.8d. Si se puede mantener la velocidad dentro del cárcamo bastante baja, menos de 1 ft/seg (0.3048 m/seg), un cambio brusco entre el tubo de entrada y el cárcamo se puede arreglar si su longitud es igual o excede a los valores que se muestran. Queda asentado que cuando la relación W/P aumenta, la velocidad de la toma en P aumentará hasta un máximo permisible de 8 ft/seg (2.438 m/seg), cuando W/P igual a 10.

No es recomendable la instalación de las bombas en línea, a menos que la relación entre cárcamo y bomba sea bastante grande y las bombas estén separadas por un margen longitudinal amplio; un cárcamo construido empleando en su diseño las presentes recomendaciones, generalmente resulta menos costoso.

Fig 1.8e. Muchas veces es de desearse la instalación de bombas en túneles o en líneas de tuberías. Un tubo protector o una lumbrera para alojar la bomba provista de un tubo de sección con entrada en L orientado hacia la corriente, será satisfactorio en aquellos flujos hasta de 8 pies por segundo, cuando no se instala la entrada en forma de L, la campana de la bomba deberá ser localizada por lo menos el doble de dos diámetros verticales arriba de la parte superior del túnel y no suspendida dentro del flujo del túnel, especialmente en aquellos casos en que las velocidades en el túnel sean de 2 pies por segundo o mayores.

No deberán existir corrientes de aire a lo largo de la parte superior del túnel, para evitar cambios bruscos de presión causados por el mismo aire al llegar al impulsor. En este caso será necesario ahondar la excavación o conservar el nivel del agua a su mínimo cuando se trate de un pozo vertical.

Fig. 1.8 f. Una alternativa para (b) es establecer respiraderos en las paredes laterales, partiendo del centro al punto mas bajo del nivel mínimo del agua; esto permitirá desalojar el flujo de las cámaras donde no existe el bombeo.

### 1.1.1. PLATAFORMA

Plataforma. Se localiza en la corona del carcamo y es en ella en donde se instala el equipo de bombeo.

Consiste en una losa de concreto armado con vanos, unas para dejar pasar las columnas de succión y otros para poder tener acceso a las escaleras, que se tienen en el interior, y ventilar el depósito.

En estos últimos se colocan reillas metálicas móviles que pueden formarse con soleras de soldadas a un marco de hierro ángulo.

Las aberturas entre los no deberá ser mayor de 5 cm. colocando el patin arriba para comodidad del piso y mejor trabajo estructural.

En ocasiones, toda la plataforma es metálica empleando en su estructura perfiles laminados de Fe estructural que pueden servir a la vez para soportar directamente las bases de las bombas. En este caso las dimensiones de las vigas recomendándose que tengan cierta uniformidad y facilidad para moverlas.

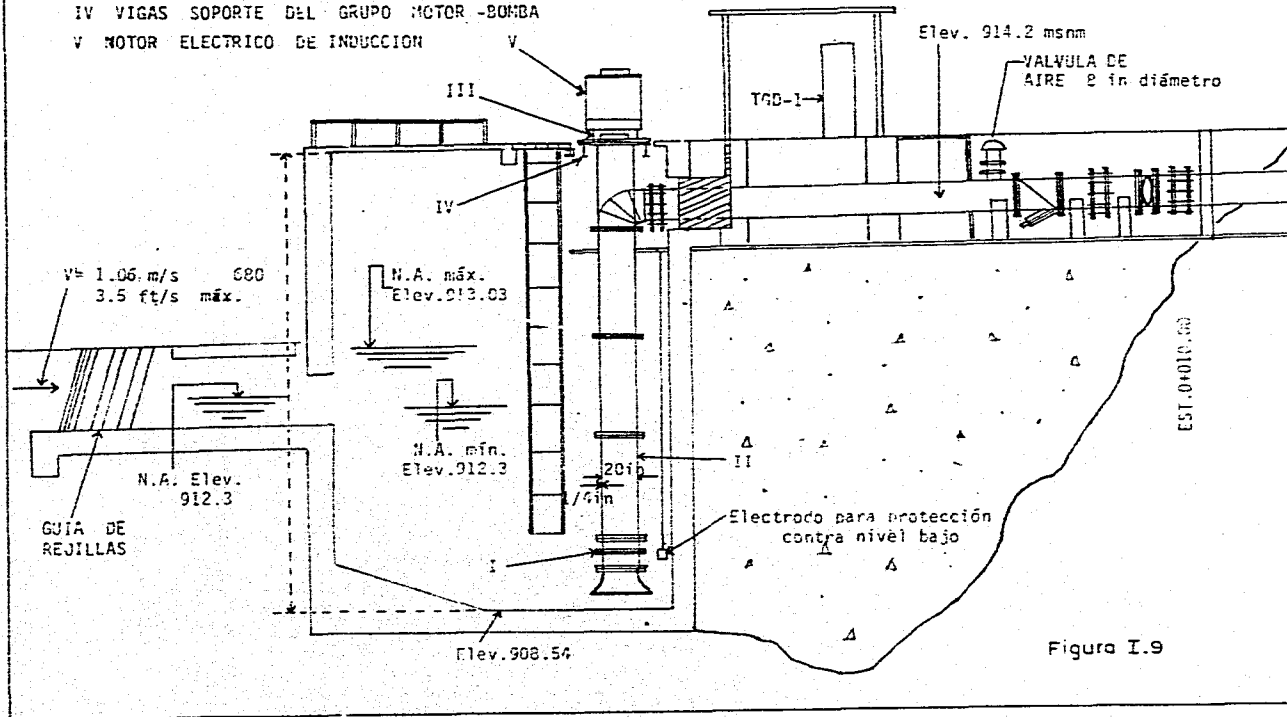
En su cálculo estructural se considera, además de las cargas muertas, el peso del equipo de bombeo incrementado en un 20% para absorber en esta forma el impacto que se origina al trabajar y, pensando en las maniobras que se hacen sobre de ella la carga viva, puede adoptarse de 750 Kg/m<sup>2</sup> o la correspondiente a una bodega de maquinaria pesada especificada por el reglamento de construcciones.

Escaleras. Se instalan en el interior, para poder llegar al fondo desde la plataforma, con el objeto de inspeccionar, limpiar o hacer alguna reparación sencilla a los elementos de succión, también pueden servir para llegar al conducto de la toma.

Suelen emplearse del tipo marino formadas con varilla lisa de 2.54cm de diámetro (tipuig) fijas a las paredes y con descansos de losa de concreto armado a cada 3.50cm aproximadamente. Se recomienda rodearla de una malla de alambre u otro material conveniente para formar así una especie de cilindro en toda su longitud y dar confianza y mayor protección al que la use.

SECCION DE ENTRADA AL CÁRCAMO SUCCION Y DESCARGA

- I CUERPO IMPELENTE
- II COLUMNA DE LA BOMBA
- III SOPORTE DEL MOTOR ELECTRICO
- IV VIGAS SOPORTE DEL GRUPO MOTOR -BOMBA
- V MOTOR ELECTRICO DE INDUCCION



Fondo. Aun cuando lo recomendable es evitar que el cárcamo llegue con el agua demasiada materia en suspensión, lo cual se procura desde la localización de la toma y a lo largo del conducto, en la práctica, casi siempre se tienen depósitos de lodos y arenas en el fondo, debido a que se acumulan principalmente, cuando no está operando el equipo, pudiendo llegar hasta atascar las bombas, en casos extremos, para no dar lugar a ello o como una medida mas para la protección de las unidades lo mas fácil sería dejar un cierto espacio entre el fondo del cárcamo y la parte inferior del colador o la caja de impulsores.

Sin embargo, este espacio generalmente es corto y debe limitarse para el buen funcionamiento del equipo, de acuerdo con las recomendaciones del Standard of Hydraulic.

Por lo tanto se debe buscar otra solución por ejemplo, construir el fondo del cárcamo en dos niveles considerando el superior para efectos de fijar la altura  $C$  recomendada.

La diferencia entre estos dos niveles puede ser de mas o menos 1.20 m. Otra forma sería dividir por medio de un muro la sección del cárcamo, de tal manera que se tenga un compartimento antes del espacio que ocupan las columnas de succión.

Estas medidas también facilitarían la limpieza que será necesaria aun de vez en cuando.

#### Elevación del fondo.

Para fijar la elevación del fondo en el cárcamo es necesario conocer algunos datos que corresponden a cada bomba y que son proporcionados por los fabricantes.

En la fig.I.10 se tiene esquemáticamente un caso, que puede tomarse como general y representa una centrifuga vertical. Las acotaciones indican:

de es el tirante critico en la descarga al cárcamo, determinado para las condiciones criticas de bombeo, y suponiendo una entrada libre. Cuando existan compuertas en la entrada, habrá que determinar el nivel del agua dentro del cárcamo considerando el tirante antes de la compuerta y las pérdidas por entrada.

$C$  Altura vertical del espacio entre el fondo y la campana de succión.

---

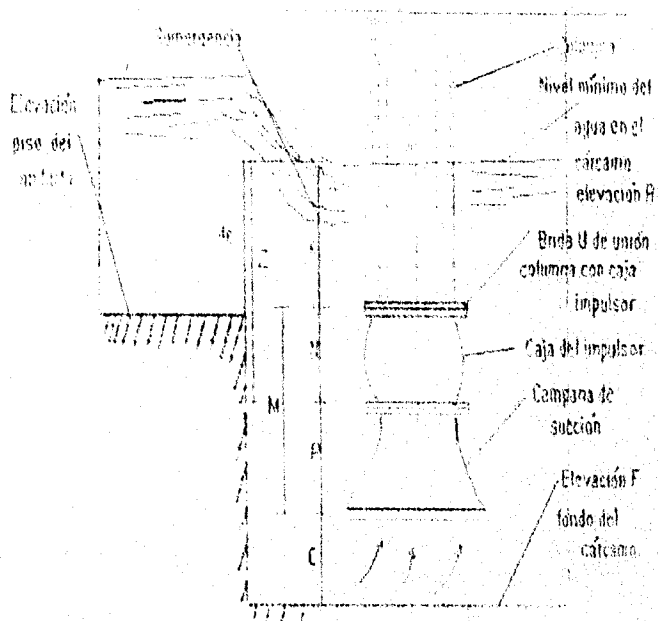


Figura.I.10 Bomba vertical típica sumergida.

- Elev. T Elevación de la plantilla al final del conducto.
- Elev. F Elevación del fondo.
- Elev. R Elevación del nivel mínimo del agua en el cárcamo.

Características de fabricación de la bomba.

- K Sumergencia mínima, requerida por la bomba (vea fig.I.10)
- N Altura que ocupa un paso de impulsores.
- P Altura de la campana de succión.
- M Espacio vertical, ocupado por la bomba, incluyendo todos los pasos y el de la campana de succión.
- Z Altura entre el nivel mínimo del agua en el cárcamo y la brida de la campana de succión.

La elevación del fondo se determinará como sigue:

$$\text{Elev. F} = \text{Elev. T} + dc - (Z + P + C) \quad Z = K + N$$

Se recomienda no considerar el mínimo valor de Z, sino un poco mayor y para ello se aumenta K, ya que N es fijo para un caso dado.

Elevación de la corona.

Esta elevación tendrá como valor mínimo el que resulta de considerar el nivel máximo del agua en la fuente de abastecimiento más un bordo libre de más o menos 1.25m. Sin embargo, por las condiciones topográficas de localización y por acomodo en el terreno, la corona o plataforma del cárcamo puede ser mayor.

Se propone una sección hidráulica para el conducto que alimentará al cárcamo y se calcula el tirante crítico empleando la fórmula que define un régimen crítico:

$$Q^2/E = A^3/T \quad \text{Fórmula general}$$

dc =  $\sqrt[3]{(Q^2/B^2 g)}$  para sección rectangular

Q = gasto en m<sup>3</sup>/seg.

g = aceleración de la gravedad 9.81m/seg<sup>2</sup>

A = área hidráulica en m<sup>2</sup>

T = ancho normal al flujo, de la superficie del agua en m.

B = ancho de la plantilla de la sección en m.

dc = tirante crítico en m.

Conocido este tirante, se puede calcular la pendiente crítica con la fórmula general de la velocidad de Chezy; empleando para C el coeficiente de Manning, Kutter, Bassin o de cualquier otro investigador. Generalmente se emplea Manning.

$$v = c \sqrt{rs} \quad \text{Chezy}$$

$$c = 1/n \cdot r^{1/6} \quad \text{Manning}$$

$$v = 1/n \cdot r^{2/3} \cdot s^{1/2} \quad ; \quad v_c = \text{velocidad crítica en m/s.}$$

$$S_c = \sqrt{(v_c n / r_c^{2/3})} \quad \text{pendiente crítica}$$

n = coeficiente de rugosidad

r<sub>c</sub> = radio hidráulico crítico en m.

A continuación se elige, para el conducto, una pendiente menor que la crítica para tener un régimen de escurrimiento tranquilo, calculándose el tirante normal y la velocidad correspondiente.

$$Q_n/S^{1/2} = Ar^{2/3} \quad \text{para calcular el tirante normal.}$$

$$S < S_c \quad \text{y} \quad v = Q/A \quad \text{velocidad en m/seg.}$$

Se recomienda que esta velocidad tenga un valor alrededor de 1 m/seg y 1.5 m/seg para no tener problemas de velocidades altas en la entrada al cárcamo.



En consecuencia, se debe tener presente que, al ser un elemento de un elemento, se debe tener en cuenta hasta el punto de vista de las características geométricas de la sección, la pendiente o cuales elementos.

Entonces, la sección definitiva del conducto y el tirante normal, se plantea el sistema de Bernoulli entre una sección del conducto y otra antes de la toma, con el objeto de determinar la carga hidráulica para que se verifique el escurrimiento del gasto  $Q$ .

$$d_A + h_{VA} + \sum h_p = d_A + h_B + d_B + h_{VB}$$

si se considera que  $h_{VB} = 0$ , verticalidad de la fuente

$$d_A + h_{VA} + \sum h_p = d_A + h_B + d_B$$

$d_A$  = tirante normal en la sección A

$h_{VA}$  = carga de velocidad en sección A

$d_A + h_B$  = derivada entre las dos secciones.

$d_B$  = tirante en la sección B

$h_{VB}$  = carga de velocidad en la sección B.

$\sum h_p$  = suma de pérdidas de energía entre las dos secciones.

Las pérdidas de carga en general serán:

$h_p$  por rejillas

$h_p$  por entrada al conducto.

$h_p$  por fricción entre las dos secciones.

$h_p$  por transición entre las dos secciones.

$h_p$  por pérdidas por otros conceptos.

Sea  $d_A + h_B + d_B = H$  tenemos.

$$d_A + h_{VA} + \sum h_p = H$$

que es la carga necesaria para que escurra un gasto  $Q$  con el tirante  $d_A$ .

Elevación umbral de la toma, (U)

$\text{Elev. } U = \text{Elev. H. A. mín. río} + d_B$

La magnitud vertical del área expuesta de la rejilla deberá ser igual o menor que el tirante en el río, sin cuando por otras conveniencias la magnitud vertical de la rejilla se deje mayor.

Elevación del conducto.

Si se llama elevación A a la elevación de la plantilla inicial del conducto se tiene que:

$$\text{Elev. A} = \text{Elev. N. A. Min. río} - d_n - \Delta A - \mu$$

Elevación final del conducto.

Si la pendiente S es constante, la elevación T valdrá al final de la longitud L del conducto.

$$\text{Elev. T} = \text{Elev. A} - sL$$

#### NIVEL MÍNIMO DEL AGUA EN EL CÁRCAMO

Generalmente, antes de descargar el conducto se construye la plantilla horizontal y en ocasiones es requerida una ampliación a la entrada al cárcamo. Se calculará el tirante crítico correspondiente a la última sección y la elevación del nivel de aguas mínimas será:

$$\text{Elev. N. A. Min. cárcamo} = \text{Elev. R} = \text{Elev. T} + d_c$$

y para el caso de tener compuertas:

$$\text{Elev. R} = \text{Elev. T} + d_n + \sum h_p$$

siendo  $d_n$  el tirante normal en el conducto y  $\sum h_p$  las pérdidas por entrada.

#### FUNCIONAMIENTO DE LA TOMA

Si el nivel del agua en el río aumenta con relación al nivel considerado en el cálculo de la toma, el tirante en el conducto es mayor y consecuentemente el rasto que llega al cárcamo; pero el equipo solamente elevará una cantidad de agua de acuerdo con su capacidad.

Cuando el nivel del agua en el cárcamo sea superior a la clave del conducto, el funcionamiento que se tendrá será de vasos comunicantes y se puede considerar que el nivel del agua en la fuente es el mismo que el que existiría en el cárcamo.

CAPITULO

2

**EQUIPO  
DE  
BOMBEO**

## CAPITULO 2 EQUIPO DE BOMBEO

## 11. GENERALIDADES.

Los fabricantes de bombas en general de equipo de bombeo diseñan sus productos basándose en las mismas leyes y adelantos de la ciencia hidraulica, así como bajo ciertas normas y reglas generales que, en muchos aspectos, son hasta universales; consecuentemente no existen en estos productos diferencias acentuadas; por ejemplo una bomba con impulsores de flujo axial, será semejante en todos los casos. Sin embargo cada fabricante elabora un catalogo con las características propias de sus productos y exceptuando algunas variantes, el contenido de estos catalogos es similar en todos.

## DATOS NECESARIOS PARA LA SELECCION DE UN EQUIPO DE BOMBEO.

## 1. Del lugar.

- Coordenadas geograficas
  - Latitud
  - Longitud
  - Altitud
- Temperatura ambiente
  - Máxima
  - Mínima
  - Media

## 2. De la fuente en el sitio de captación.

- Temperatura del agua
- Analisis químico del agua
- Naturaleza y tamaño de los sólidos en suspensión
- Registros diarios o mensuales de niveles del agua
- Curva de gastos de la corriente
- Niveles del agua importantes y época en que se tienen
  - Mínimo extraordinario
  - Mínimo ordinario o de estiaje normal
  - Máximo ordinario y extraordinario

## 3. Del carcamo.

- Ubicación
  - Niveles del agua
    - Mínimo extraordinario y gasto correspondiente
    - Mínimo ordinario y gasto correspondiente
  - Elevación de la plataforma o corona.
-

## 4. De la descarga.

- Ubicación
- Nivel del agua
- Energía adicional, puede tenerse en el caso de emplear el riego por aspersión y proporcionar, con el equipo de bombeo, la carga disponible que se debe tener al iniciar la distribución.

## 5. Del riego.

- Demandas de agua mensuales
- Tiempo máximo en que debe proporcionarse
- Frecuencia
- Horas de bombeo diarias consideradas en el estudio hidrológico.

## 6. De la energía disponible.

- Eléctrica
  - Voltaje
  - Ciclaje
  - Número de fases
  - Capacidad interruptiva
- Energéticos
  - Gasolina
  - Diesel, etc.

7. Perfil topográfico, desde la captación hasta la descarga, por el eje del conducto de la toma y esquema de la disposición del cárcamo y descarga.

## 8. Varios.

- Nomogramas y tablas para el cálculo de pérdidas de energía por fricción en tuberías y accesorios.
- Catálogos de bombas, motores y accesorios que existan en el mercado, curvas características.
- Información relativa a cercanía, prestigio, servicio de refacciones, cumplimiento, etc. de las casa vendedoras de equipos de bombeo.
- Antecedentes en general.

En forma resumida y en general, los siguientes factores influyen de manera directa o indirecta en la selección de las bombas, una vez que hayan establecido y definido las características hidráulicas de un sistema:

#### Factores técnicos:

- Número de unidades
- Características de operación (flexibilidad).
- Eficiencia máxima y de la zona contigua de la curva característica.
- Motor requerido.
- Accesorios necesarios.
- Tamaño y peso de las unidades.
- Garantías del fabricante.
- Servicio de refacciones.
- Alguna característica especial de fabricación de la bomba.

#### Factores Económicos.

- Costo inicial del equipo
- Costo de instalación
- Costo de operación y mantenimiento
- Vida útil estimada de cada unidad
- Posible sustitución de refacciones con otras marcas.
- Recuperación de la inversión
- Prestigio, cercanía y tiempo de entrega de la casa vendedora.

#### GENERALIDADES SOBRE BOMBAS.

Bomba. Es una turbomaquina, o sea, una máquina rotativa que permite una transferencia energética entre fluido y un rotor provisto de álabes o paletas, mientras el fluido pasa a través de ellos, la transferencia de energía tiene origen en un gradiente de presión dinámica que se produce entre la salida y la entrada del fluido en el rotor, por lo que también se denominan a estas máquinas de presión dinámica.

Si la transferencia de energía se efectúa de máquina a fluido se le da el nombre de bomba, si por el contrario el fluido cede energía al rotor se le llama turbina.

---

**BOMBA CENTRIFUGA.**

Es una máquina usada para transferir líquidos de un punto a otro por medio de la conversión de la energía mecánica aplicada de una fuente externa, en energía cinética que se imparte al líquido la cual a su vez, es convertida en energía de presión por medio de la carcasa.

Clasificación de la bombas.

Por el principio por el cual se agrega energía al fluido se dividen en:

Dinámicas. Llamadas así porque se añade energía continuamente para incrementar las velocidades de los fluidos dentro de la máquina valores mayores de los que existen en la descarga, de tal manera que la subsecuente reducción en la velocidad dentro o más allá de la bomba produce un incremento en la presión.

Desplazamiento positivo. En este tipo de bombas se agrega energía periódica mediante la aplicación de fuerza a uno o más límites móviles de un número deseado de volúmenes que contienen un fluido, lo que resulta de un incremento directo en presión hasta el valor requerido para desplazar el fluido a través de válvulas o aberturas en la línea de descarga.

En las bombas dinámicas se tienen tres grupos:

- a) De flujo radial
- b) De flujo axial
- c) De flujo mixto

Las bombas de flujo radial son aquellas en las cuales la presión es desarrollada principalmente por la acción de la fuerza centrífuga. En bombas de esta clase el líquido normalmente entra al impulsor en el cubo y fluye radialmente hacia la periferia, y pueden ser de una sola entrada o de doble succión.

Las bombas de flujo axial también llamadas bombas de hélice, desarrollan la mayoría de su carga por la acción de propulsión o elevación de los álabes sobre el líquido.

Estas bombas tienen un impelente de una sola entrada y el flujo entra y descarga en forma axial.

Las bombas de flujo mixto son aquellas en las cuales la carga es desarrollada principalmente tanto por la fuerza centrífuga como por la elevación de los álabes sobre el líquido. Este tipo de bombas tiene un impulsor de una sola entrada y el flujo entra axialmente y descarga en forma axial y radial.

#### BOMBAS EMPLEADAS.

En proyectos de riego por bombeo, las bombas empleadas son las centrífugas, tanto horizontales como verticales. Esto es debido a las características de servicio requeridas generalmente (gasto y cargas grandes) y las que pueden ofrecer dichas máquinas dado el avance que se ha obtenido en su diseño.

Una bomba centrífuga horizontal de flujo mixto con impulsor cerrado y admisión simple se refiere a una bomba de eje horizontal con un diseño de impulsor tal, que el fluido tanto componente radial como axial a su eje (lo que hace aumentar su capacidad de carga), tendrá paredes laterales unidas a los álabes, por eso es cerrado y la entrada del agua será por un sólo lado (admisión simple) requiriendo, consecuentemente, un sólo tubo de succión.

Una de las ventajas de la bomba vertical sobre la horizontal, la cual muchas veces decide la elección y con frecuencia la hace preferente, es que se puede colocar el motor a cualquier altura de tal manera que quede a salvo de inundaciones, además, el problema de cebado se elimina, la CNSPd puede mejorarse más fácilmente, ocupa menos espacio en una instalación y en general su eficiencia es más alta. vea fig. II.1

Sin embargo tiene la desventaja de existir la posibilidad de pegarse cuando no funciona o dañarse con objetos flotantes (cuando no se evita su paso), y es más difícil su extracción para desmontarla, en caso de reparación o inspección.



Instalación de las bombas verticales de flujo mixto.

## NOMENCLATURA DE LAS BOMBAS DE FLUJO MIXTO

LUBRICACION AGUA      LUBRICACION ACEITE

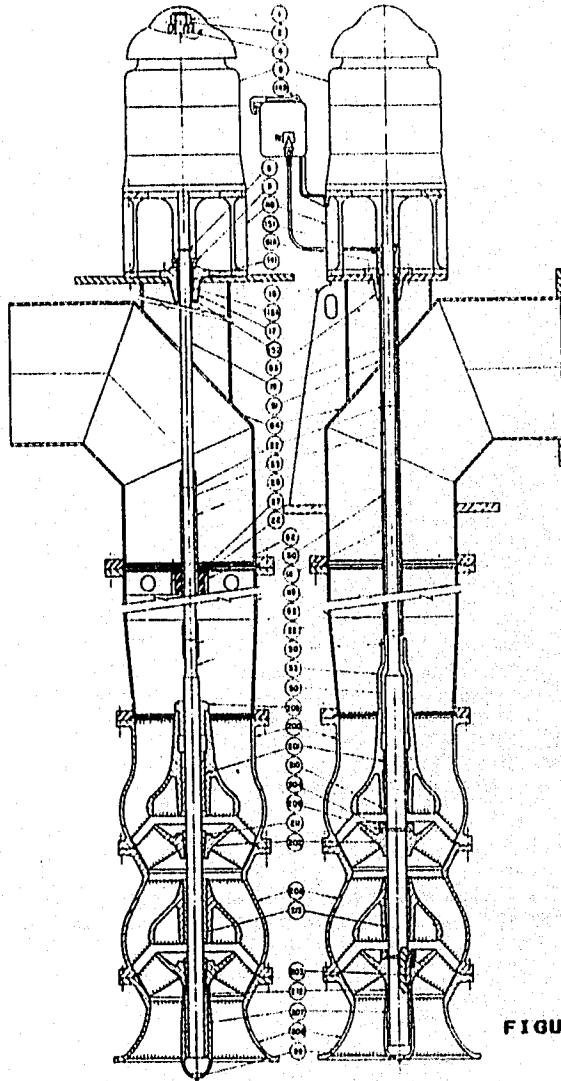
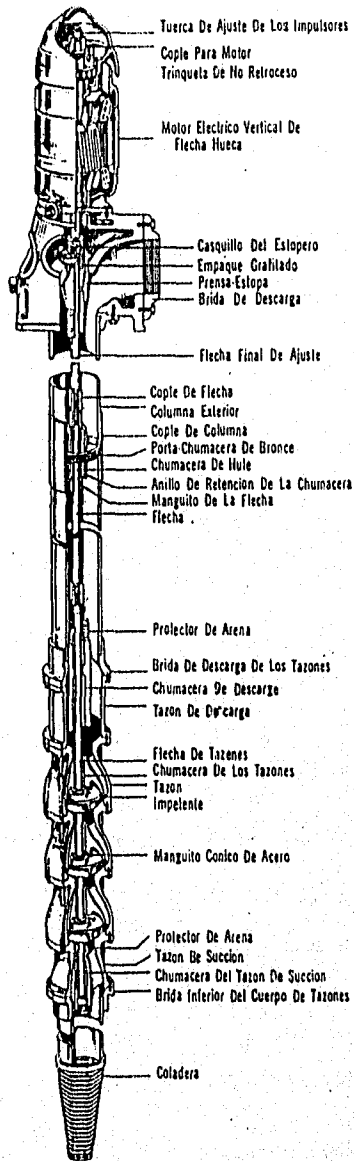


FIGURA II.1

Identificación de las partes para bomba propela.

- 1 Tuerca de ajuste.
  - 2 Prisioneros de la tuerca de ajuste.
  - 4 Cuña de la flecha superior.
  - 5 Motor eléctrico o cabezal engranado.
  - 118 Pedestal
  - 6 Deflector
  - 8 Birlos y tuercas del prensa estopas (para bomba lubricada por agua b.l.ag.).
  - 9 Prensa estopas (b.l.ag.).
  - 10 Graseira (b.l.ag.).
  - 11 Junta del estopero o de la caja de empaques (b.l.ag.).
  - 15 Empaques del conjunto de tensión (bomba lubricada por aceite).
  - 15A Empaques del estopero (b.l.ag.).
  - 17 Caja de empaques (b.l.ag.).
  - 19 Flecha superior.
  - 51 Niple de tensión (bomba lubricada por aceite).
  - 61 Tuerca de tensión (bomba lubricada por aceite).
  - 84 Cabezal - codo de descarga.
  - 63 Plato de tensión (bomba lubricada por aceite).
  - 140 Tornillos para el estopero.
  - 141 Anillo linterna (b.l.ag.).
  - 150 Línea o tubería del aceite lubricante.
  - 151 Buje de la tuerca de tensión (b.l.aceite).
  - 152 Buje de la caja de empaques (b.l.ag.).
  - 22 Cople de flecha de línea.
  - 23 Flecha de línea.
  - 25 Porta chumaceras (b.l.ag.).
  - 26 Chumacera de hule (b.l.ag.).
  - 27 Tapón de la porta-chumacera (b.l.ag.).
  - 29 Manguito protector de la flecha de línea (b.l.ag.).
  - 50 Chumaceras de flecha de línea (b.l.aceite).
  - 50A Chumacera de tazón primario (b.l.aceite).
-

- 200 Tazón primario o de descarga.
  - 201 Buje inferior tazón primario.
  - 208 Tazón intermedio.
  - 209 Buje superior tazón primario (b.l.ag.).
  - 211 Candado del impulsor.
  - 213 Buje tazón intermedio.
  - 202 Impulsor.
  - 212 Guarda arena de la succión.
  - 206 Campana de succión.
  - 207 Buje de la campana de succión.
  - 205 Retén anillo empuje axial.
  - 204 Anillo empuje axial.
  - 203 Cuña del impulsor.
  - 53 Cono difusor o tubo adaptador (b.l.aceite).
  - 59 Tapón macho.
  - 210 Sello de aceite del tazón primario o de descarga, no siempre se incorpora en el ensamble del cuerpo de tazones. (b.l.aceite).
  - 145 Depósito del aceite lubricante.
  - 502 Reducción tipo bushing.
  - 503 Tapón macho.
  - 46 Válvula de solenoide tipo tres vias con resorte que actúa el núcleo-aguja.
  - 505 Tubo conduit flexible.
  - 506 Conector recto para tubo conduit.
  - 47 Válvula reguladora de gota del tipo visible.
  - 508 Conexión hembra-macho.
  - 509 Tuerca campana.
  - 150 Línea o tubería.
  - 511 Conector macho recto.
  - 512 Codo terminal 90 grados.
-



## II.1 SELECCION DEL EQUIPO AFORO.

### CARACTERISTICAS ESTIMADAS DE EXPLOTACION DEL POZO.

Q = 375 lps p/c bomba  
 N.B. = 57.54 m (carga dinamica total).  
 Desnivel Topografico (hi) = 57.2 m (carga estatica) 9%  
 Perdidas por friccion en la tuberia de descarga y dispositivos instalados (h<sub>fd</sub>) = 5.50 m  
 Energia electrica = 13,200 V en alta tension.  
 η = 83% minima de los equipos.  
 Profundidad del pozo = 6 m.

#### 1. Potencia efectiva requerida.

$$H.P. = \frac{Q \times NB}{76 \times \eta} = \frac{375 \times 57.54}{76 \times 0.83} = 342.06 \text{ HP por bomba}$$

#### 2. Potencia Nominal.

$$HP = 342.06 \times 1.25 = 427.57 \text{ HP}$$

El factor 1.25 es un incremento recomendado para seleccionar los motores con una capacidad que soporte las sobrecargas.

#### 3. Motor seleccionado.

De las curvas mostradas en la página 83, podemos citar la siguiente bomba que incluye el motor electrico.

INFRA FAIRBANKS-MORSE  
 MODELO 24MC 6970  
 POTENCIA 400 HP  
 VELOCIDAD 1200 RPM  
 VEL. MAX. 1400 RPM.

#### 4. La bomba sera lubricada por aceite y manejará agua de rio.

Caudal de la bomba = 375 lps.  
 Numero de pasos = Dos impulsores de flujo mixto.  
 Carga por tazón = 130 ft (39.62 m)  
 Carga que debe vencer la bomba = 57.54 m

$$\text{No. de pasos} = \frac{\text{carga en bomba}}{\text{carga por tazón}} = \frac{57.54}{39.62} = 1.45$$

Como no podemos usar fracciones usamos el siguiente entero (2).

Se usaran dos lazones por columna para abastecer el gasto requerido a la altura dada, por cada bomba.

## II.1 SELECCION DEL EQUIPO AFORO.

## CARACTERISTICAS ESTIMADAS DE EXPLOTACION DEL POZO.

Q= 375 lps p/c bomba

N.B. = 57.54 m (carga dinámica total).

Denivel Topográfico (h<sub>t</sub>) = 57.2 m (carga estática) 9%

Pérdidas por fricción en la tubería de descarga y dispositivos instalados (h<sub>f</sub>) = 5.50 m

Energía eléctrica = 13,200 V en alta tensión.

η = 83% mínima de los equipos.

Profundidad del pozo = 6 m.

## 1. Potencia efectiva requerida.

$$\text{H.P.} = \frac{Q \times \text{NB}}{76 \times \eta} = \frac{375 \times 57.54}{76 \times 0.83} = 342.06 \text{ HP por bomba}$$

## 2. Potencia Nominal.

$$\text{HP} = 342.06 \times 1.25 = 427.57 \text{ HP}$$

El factor 1.25 es un incremento recomendado para seleccionar los motores con una capacidad que soporte las sobrecargas.

## 3. Motor seleccionado.

De las curvas mostradas en la página 83, podemos citar la siguiente bomba que incluye el motor eléctrico.

INFRA FAIRBANKS-MORSE

MODELO 24MC 6970

POTENCIA 400 HP

VELOCIDAD 1200 RPM

VEL. MAX. 1400 RPM.

## 4. La bomba será lubricada por aceite y manejará agua de río.

Caudal de la bomba = 375 lps.

Número de pasos = Dos impulsores de flujo mixto.

Carga por tazón = 130 ft (39.62 m)

Carga que debe vencer la bomba = 57.54 m

$$\text{No. de pasos} = \frac{\text{carga en bomba}}{\text{carga por tazón}} = \frac{57.54}{39.62} = 1.45$$

Como no podemos usar fracciones usamos el siguiente entero (2).

Se usarán dos tazones por columna para abastecer el gasto requerido a la altura dada, por cada bomba.

### 5. Diámetro de la columna.

De acuerdo a la tabla de pérdida por fricción hidráulica (siguiente página) se observa que para diámetros de flecha de 1 a 3" con columna de 14", de 16" y de 18" de diámetro las pérdidas por fricción son mayores que con una columna de 20" que puede usar una flecha de 2 3/16", o de 3 15/16" y conforme a la curva característica la flecha utilizada será 3 15/16" o 4".

### 6. Longitud de la columna.

Se considera un 30% adicional de columna sobre el nivel de bombeo, variando este porcentaje a juicio del residente en función del comportamiento de los acuíferos.

$$\begin{aligned} \text{Longitud de columna} &= \text{NB en carcavo} \times 1.3 / 3.05 \\ &= 6 \text{ m} \times 1.3 / 3.05 = 2.557 \end{aligned}$$

aproximadamente 3 tramos de columna.

COLUMNA		14 D.F.						16 D.F.					
CUBIERTA		2 1/2"	3"	3 1/2"	4"	5"	6"	2 1/2"	3"	3 1/2"	4"	5"	6"
FLECHA		1 1/2"	"	2 1/2"	2 1/2"	"	"	1 1/2"	"	2 1/2"	2 1/2"	"	"
IPS	GPM												
57.6	850	15	16	18	21	29	37						
56.7	900	16	18	20	24	32	42						
59.9	950	18	20	23	26	35	46						
63.0	1000	20	22	25	29	38	50	10	11	12	13	15	18
66.1	1050	22	24	27	31	42	55	11	12	13	14	16	20
68.4	1100	23	26	30	34	45	60	12	13	14	15	18	22
72.5	1150	25	28	32	37	50	65	13	14	15	16	19	24
75.7	1200	28	31	35	40	54	71	14	15	16	18	21	26
78.8	1250	30	33	38	43	58	76	15	16	18	19	23	28
82.8	1300	32	36	40	46	62	83	16	17	19	21	24	30
85.1	1350	34	39	43	50	67	88	17	19	21	23	26	32
88.3	1400	37	41	46	53	71	94	18	20	22	24	28	34
91.4	1450	39	44	49	56	76	100	20	21	23	25	30	36
94.6	1500	42	47	52	60	80	110	21	23	25	27	32	38
100.9	1600	47	52	59	67	90	120	23	26	28	30	36	43
107.2	1700	52	59	66	75	100	130	26	29	31	33	40	48
113.6	1800	58	65	73	84	110	140	29	32	35	38	44	54
118.8	1900	65	72	81	92	120	150	32	35	38	42	49	60
120.1	2000	71	80	89	100	130	160	35	39	42	45	54	65
126.8	2100	85	95	105	118	140	170	42	46	50	54	65	78
131.4	2200	99	110	121	136	150	180	50	54	59	64	75	91
164.0	2400	1.1	1.2	1.4	1.6	2.2	2.9	58	63	69	74	87	111
170.6	2800	1.3	1.5	1.8	2.1	2.8	3.3	66	72	79	85	100	127
189.7	3000	1.5	1.7	2.1	2.5	3.3	3.8	75	81	89	97	114	141
201.8	3200	1.7	1.9	2.4	2.9	3.7	4.3	85	92	100	110	128	158
214.5	3400	1.9	2.1	2.7	3.2	4.1	4.8	95	103	111	121	141	171
227.1	3608	2.1	2.4	3.0	3.6	4.6	5.3	105	114	123	133	154	186
239.7	3800	2.3	2.6	3.3	3.9	4.9	5.7	115	124	133	143	165	200
252.3	4000	2.5	2.9	3.6	4.3	5.4	6.2	125	135	145	155	178	218
264.9	4200	2.8	3.1	3.9	4.6	5.7	6.4	135	145	155	165	190	236
277.6	4400	3.0	3.4	4.2	5.0	6.1	7.0	145	155	165	175	200	254
290.2	4600	3.3	3.7	4.6	5.4	6.5	7.4	155	165	175	185	210	272
302.8	4800	3.5	4.0	4.9	5.8	6.9	7.9	165	175	185	195	220	290
315.4	5000	3.8	4.3	5.3	6.2	7.3	8.3	175	185	195	205	230	308
331.2	5250	4.2	4.7	5.7	6.7	7.8	8.9	190	200	210	220	240	330
347.0	5500	4.6	5.1	6.1	7.2	8.3	9.4	205	215	225	235	255	352
364.3	5750	5.0	5.5	6.5	7.6	8.7	9.9	220	230	240	250	270	375
378.5	6000	5.4	6.0	7.0	8.1	9.2	10.4	235	245	255	265	285	400

PERDIDA POR  
FRICCION  
HIDRAULICA

PERDIDA POR 100 PIES  
DE COLUMNA TURO  
DIAM. EXT. CON FLECHA  
TIPO ABIERTO O CERRA-  
DO.

\* CUBIERTA CON FLECHA

- 3 1%
- 3 1%
- 5 2%
- 5 2%
- 5 3%
- 5 3%
- 6 3%
- 6 3%

COLUMNA		18" D.F.						20" D.F.						24" D.F.						COLUMNA	
CUBIERTA		3 1/2"	4"	5"	6"	3 1/2"	4"	5"	6"	3 1/2"	4"	5"	6"	3 1/2"	4"	5"	6"	CUBIERTA			
FLECHA		2 1/2"	2 1/2"	"	"	2 1/2"	2 1/2"	"	"	2 1/2"	2 1/2"	"	"	2 1/2"	2 1/2"	"	"	FLECHA			
IPS	GPM																	GPM	IPS		
89.4	1100				10													2900	1768.5		
75.7	1200				12													3000	1820.6		
82.0	1300				14													31000	1897.7		
88.3	1400	10	11	12	14	15	17	19	21	10	11	12	13	14	15	16	17	32000	1955.8		
94.6	1500	10	11	12	14	15	17	19	21	10	11	12	13	14	15	16	17	33000	2018.9		
100.9	1600	10	11	12	14	15	17	19	21	10	11	12	13	14	15	16	17	34000	2082.0		
107.2	1700	11	12	13	15	16	18	20	22	11	12	13	14	15	16	17	18	35000	2145.1		
113.6	1800	11	12	13	15	16	18	20	22	11	12	13	14	15	16	17	18		2208.2		
119.8	1900	11	12	13	15	16	18	20	22	11	12	13	14	15	16	17	18				
126.1	2000	11	12	13	15	16	18	20	22	11	12	13	14	15	16	17	18				
157.7	2300	12	13	14	16	17	19	21	23	12	13	14	15	16	17	18	19				
189.7	2600	13	14	15	17	18	20	22	24	13	14	15	16	17	18	19	20				
220.8	3500	15	16	17	19	20	22	24	26	15	16	17	18	19	20	21	22				
252.3	4000	16	17	18	20	21	23	25	27	16	17	18	19	20	21	22	23				
283.7	4500	17	18	19	21	22	24	26	28	17	18	19	20	21	22	23	24				
315.4	5000	18	19	20	22	23	25	27	29	18	19	20	21	22	23	24	25				
347.0	5500	19	20	21	23	24	26	28	30	19	20	21	22	23	24	25	26				
378.5	6000	19	20	21	23	24	26	28	30	19	20	21	22	23	24	25	26				
410.0	6500	19	20	21	23	24	26	28	30	19	20	21	22	23	24	25	26				
441.6	7000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
473.1	7500	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
504.7	8000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
536.2	8500	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
567.8	9000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
599.3	9500	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
630.9	10000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
662.4	11000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
693.9	12000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
725.4	13000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
756.9	14000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
788.4	15000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
819.9	16000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
851.4	17000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
882.9	18000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
914.4	19000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
945.9	20000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
977.4	21000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
1008.9	22000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
1040.4	23000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
1071.9	24000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
1103.4	25000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
1134.9	26000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				
1166.4	27000	2.0	2.1	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1	20	21	22	23	24	25	26	27				



**AFORO.**

Se entiende por aforo de un pozo, a la medición del gasto de producción del mismo y proporciona la información necesaria para un adecuado diseño y selección del equipo de bombeo.

**MEDICION DE LOS NIVELES DE AGUA.**

Independientemente del sistema o método de aforo empleado para la medición del gasto de un pozo, cuando se emplean equipos mecánicos o electromecánicos para la extracción del agua del interior del pozo, se emplea comúnmente una sonda eléctrica para la medición de los niveles, estático de bombeo o dinámico y de recuperación. La sonda eléctrica consiste básicamente de un electrodo que se baja hasta hacer contacto con el agua mediante un cable eléctrico marcado en metros y una batería que proporciona energía al electrodo a través de un miliampermetro (este puede ser sustituido por una señal luminosa o sonora.)

Al estar en contacto el electrodo con el agua, se cierra el circuito que es señalado en la superficie a través del miliampermetro y directamente se obtiene la profundidad del nivel que es equivalente a la longitud del cable eléctrico.

**PROFUNDIDAD TOTAL DEL POZO.**

Es importante conocer la profundidad total del pozo ya que en algunos casos no se deja suficiente cámara de bombeo lo que puede ser una limitación para la instalación del equipo.

No hay que olvidar que la longitud de bomba abajo del nivel de bombeo es aproximadamente de 12 m, que incluye 2 o 3 tramos de columna adicionales para futuros abatimientos, cuerpo de tazones, tubo de succión y colador por lo que la cámara de bombeo deberá ser por lo menos de 15 m más que el nivel de bombeo.

**CAPACIDAD REQUERIDA O GASTO DE EXPLOTACION.**

Una vez que se tienen tabulados todos los datos tomados en el campo durante el aforo, se trazará la curva gasto-abatimiento, sobre la cual se determinará el punto más conveniente para la explotación del pozo, al respecto se tienen los siguientes criterios:

1. Normalmente se acostumbra considerar como gasto máximo del pozo, al obtenido en el último punto de la curva de aforo habiéndose o no, alcanzado la capacidad real del acuífero y como gasto máximo, pudiendo variar en menos este porcentaje, en función del tiempo de recuperación de los niveles de bombeo. fig II.2

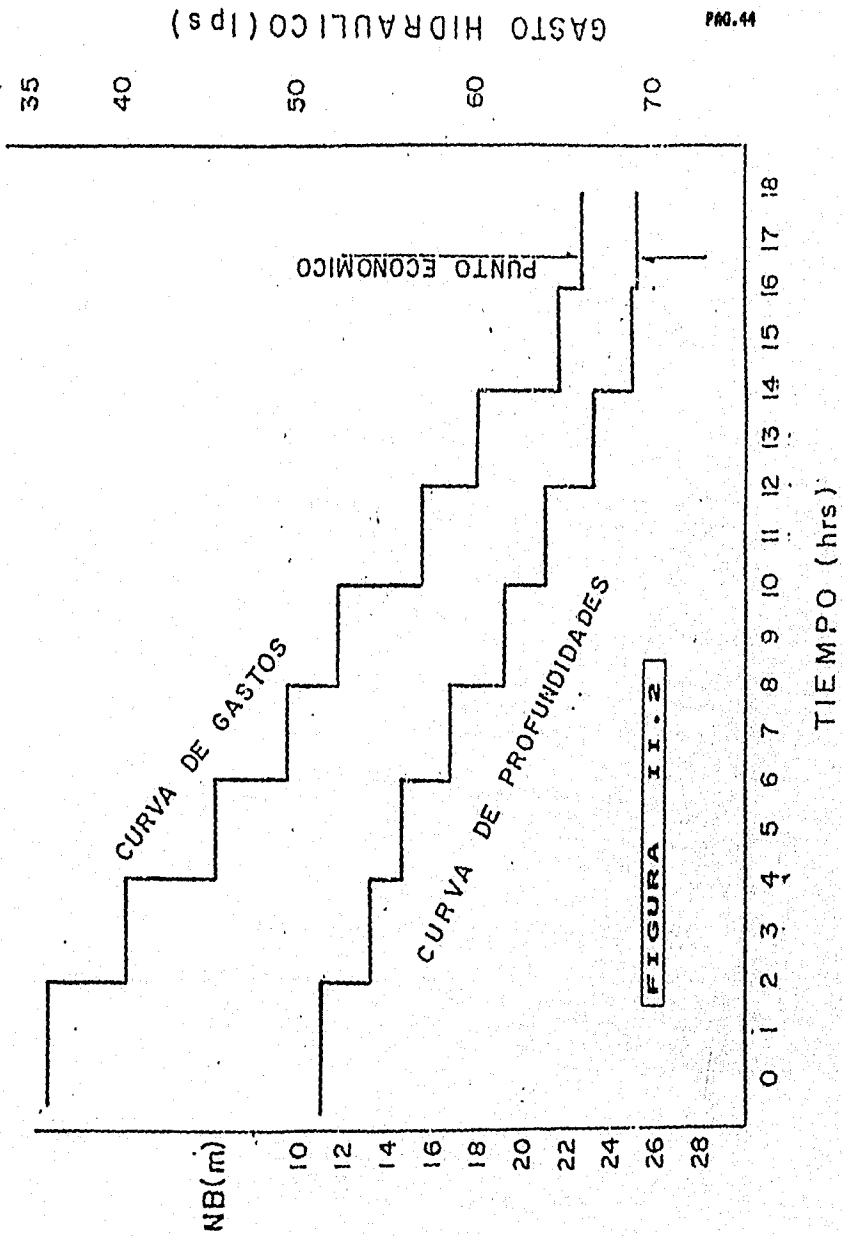


FIGURA II.2

2. Trazando las curvas de gasto-tiempo y nivel de bombeo-tiempo, determinando el gasto máximo de explotación en el punto donde la separación entre escalones es menor y como punto óptimo de explotación el escalón inmediato anterior al gasto máximo de explotación. fig.II.2

3. Cuando se dispone de los datos de un aforo completo, es decir, que no se llega a determinar la capacidad máxima del pozo, y se dispone de mayor superficie por beneficiar, se deberá repetir el aforo.

4. El gasto de explotación también se puede fijar de acuerdo a los puntos mencionados y al proyecto de zona de riego correspondiente.

#### CARGA DE LA BOMBA (CB).

Es el nivel de bombeo más las pérdidas por fricción y la velocidad que se tiene desde el cono de descarga hasta el cabezal de la columna, es decir, en la longitud de la columna de bombeo.

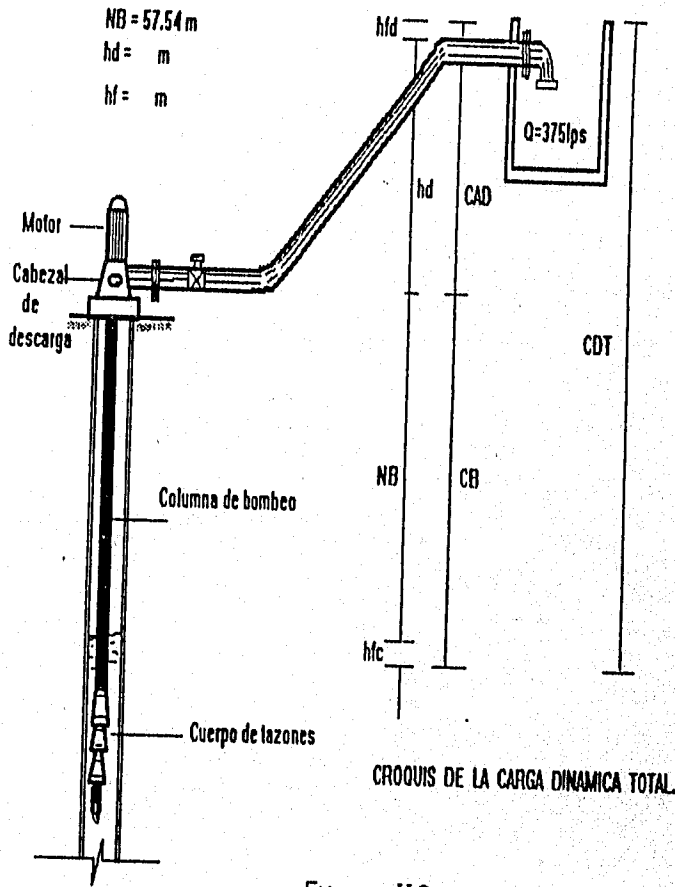
#### CARGA ADICIONAL EN LA DESCARGA (CAD).

Es la carga que tiene que vencer la bomba a partir de su cabezal hasta el punto libre del sistema y comprende el desnivel topográfico o carga estática de descarga ( $h_d$ ), las pérdidas por fricción en la tubería de la conducción y en los dispositivos instalados en ella, tales como válvulas, codos, piezas especiales, aspersores, etc. o carga de fricción en la descarga  $h_{fr}$ .

#### CARGA MANOMÉTRICA TOTAL O CARGA DINÁMICA TOTAL (CDT).

En un sistema de bombeo, se le da el nombre de carga manométrica total o carga dinámica total, a la suma de las energías contra las que debe operar una bomba para mover determinada cantidad de agua de un punto a otro, fig. II.3

$$CDT = CB + CAD$$



CROQUIS DE LA CARGA DINAMICA TOTAL.

FIGURA. II.3

### II.1.2 METODO DE AFORO.

Para medir la capacidad de producción de un pozo existen otros sistemas que pueden aplicarse de acuerdo a la información que se pretenda obtener.

Los métodos comúnmente empleados para determinar las características de un pozo son:

- 1) Cuchareo.
- 2) Método de cubicación.
- 3) Método de escuadra.
- 4) Medidor de flujo.
- 5) Medidor de canal.
- 6) Medición de pozos brotantes.

Para la medición de gastos mayores de 10 lps se emplean los métodos de escuadra, orificio, medidor de flujo y canal, para la aplicación de cualquiera de estos métodos, es necesario contar con el flujo de agua constante en la superficie, el cual generalmente es proporcionado mediante el empleo de una bomba turbina vertical accionada por motor eléctrico.

Este equipo de bombeo está integrado principalmente por cuerpo de tazones, colador, columna y cabezal de descarga. Está formado por uno o más pasos integrados cada uno de ellos por una cámara o carcaza que aloja en su interior un impulsor, el cual al girar proporciona energía al agua permitiendo su expulsión al siguiente paso a la columna de bombeo.

Los impulsores pueden ser de tipo cerrado o semi-abierto, generalmente en el primer paso se coloca un tubo de succión y un colador, este último tiene como finalidad proteger los impulsores del pozo de los sólidos en suspensión.

Columna de bombeo. Puede ser lubricada por agua o por aceite, en el primer caso consta de tubería de bombeo o descarga y flecha para proporcionar movimiento a los impulsores, en el segundo caso consta de tubería de bombeo o descarga, cubreflecha y flecha, entre estas dos últimas se coloca el aceite para su lubricación, en este proyecto se empleará columna lubricada por aceite.

Cabezal de descarga. Su función es la de sostener la columna de bombeo y los tazones, y cambiar la dirección del flujo del agua.

Tubo de descarga. Se conecta al cabezal de descarga, normalmente tiene 3.05 m (10') de longitud, en este proyecto la tubería de descarga se fabricó en taller como se indican en especificaciones.

---

## METODO DE ESCUADRA.

Este método permite medir gastos aproximados en descargas a tubo lleno o parcialmente lleno, su aplicación es sencilla y consta en tener el tubo de descarga acoplado al cabezal de la bomba con una longitud no menor de 1.5m (5') para sostener un flujo laminar en su interior y descarga libre en su extremo.

Cuando la descarga sea a tubo parcialmente lleno, el procedimiento es igual al anterior, excepto en la forma de medir la distancia D la cual se efectuará de acuerdo a la fig. II.4

En este caso para obtener el gasto real será necesario obtener el valor de la relación  $x/y$  en la que  $x$  es el tirante del agua en el interior del tubo de descarga, y  $y$  es el diámetro interior, con este dato interpolando en la tabla siguiente se obtiene un valor en por ciento %.

Con el valor D (distancia horizontal cm), y la tabla II-A, a tubo lleno se obtiene el gasto que multiplicado por el valor de por ciento antes obtenido se tiene el gasto real (corregido).

El aforo consiste en medir el nivel estático y obtener a diferentes velocidades del motor (es conveniente a cada 100 rpm) las siguientes lecturas:

- a) Nivel de bombeo.
- b) Distancias horizontales D como se indica en la figura.
- c) Velocidades del motor (rpm).
- d) Tiempo de cada escalón de velocidad.

La gráfica de gasto-nivel de bombeo y su interpretación se describirán en el método de orificio calibrado, mencionado a continuación.

---

# MÉTODO DE ESCUADRA

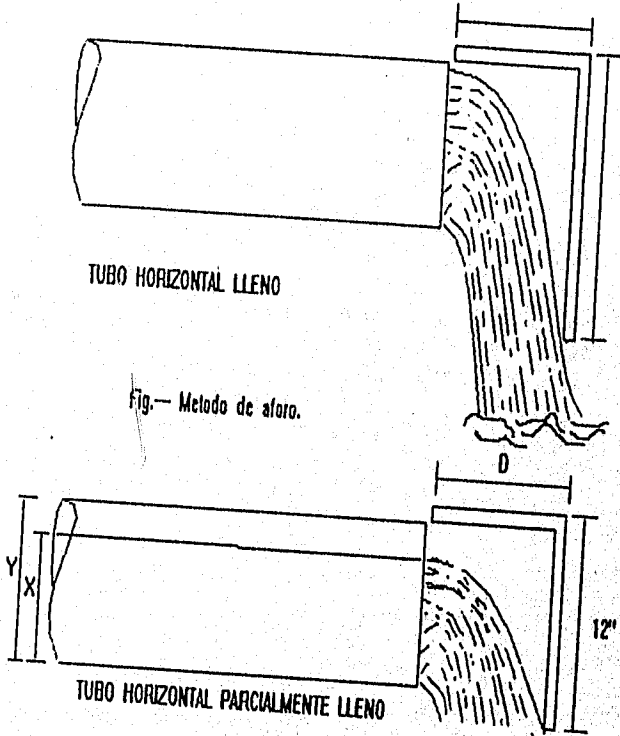


Figura II.4

## AFORO DE TUDOS HORIZONTALES CON DESCARGA COMPLETA

TABLA 11.A

DIAMETRO DE TUDO EN PULGADAS

DIST. HTAL. (CM)	8"	9"	10"	11"	12"	13"	14"	15"	16"	17"	18"	19"	20"
80	103.9	131.6	162.4	196.5	234.5	274.2	318.0	365.6	414.5	463.4	512.3	561.2	610.1
82	106.5	134.0	166.4	201.4	240.5	281.1	325.9	374.0	424.7	474.5	524.5	574.4	624.3
84	109.1	136.1	170.5	206.4	246.2	287.9	333.8	383.9	435.8	487.7	539.6	591.5	643.4
86	111.7	141.4	174.5	211.3	252.1	294.0	341.8	393.1	445.0	496.9	548.8	600.7	652.6
88	114.3	144.7	178.6	216.2	257.9	301.7	349.7	402.2	456.0	509.0	563.6	617.4	671.2
90	116.9	148.0	182.6	221.1	263.0	308.5	357.7	411.4	466.6	521.0	577.0	632.2	687.4
92	119.5	151.3	186.7	225.0	269.7	315.4	365.6	420.5	476.7	532.9	589.1	645.3	701.5
94	122.1	154.6	190.0	230.9	275.5	322.2	373.6	429.6	487.2	544.8	602.4	660.0	717.6
96	124.7	157.9	194.0	235.8	281.4	329.1	381.5	438.0	497.4	556.0	614.6	673.2	731.0
98	127.3	161.2	198.9	240.8	287.2	335.9	389.5	447.9	507.6	567.3	627.0	686.7	746.4
100	129.9	164.4	202.9	245.7	293.1	342.8	397.4	457.1	518.0	580.5	642.2	703.9	765.6
102	132.5	167.7	207.0	250.6	299.0	349.6	405.4	466.2	528.1	590.0	651.9	713.8	775.7
104	135.1	171.0	211.1	255.5	304.8	356.5	413.3	475.3	538.3	601.3	664.3	727.3	790.3
106	137.7	174.3	215.1	260.4	310.7	363.4	421.3	484.5	549.5	614.5	679.5	744.5	809.5
108	140.3	177.6	219.2	265.3	316.6	370.2	429.2	493.6	559.6	625.6	691.6	757.6	823.6
110	142.9	180.9	223.2	270.2	322.4	377.1	437.2	502.0	570.0	637.2	704.4	771.6	838.0
112	145.5	184.2	227.3	275.2	328.3	383.9	445.1	511.9	580.2	648.5	716.8	785.1	853.4
114	148.1	187.5	231.4	280.1	334.1	390.8	453.1	521.0	590.7	660.4	730.1	799.0	869.5
116	150.7	190.8	235.4	285.0	340.0	397.6	461.0	530.2	601.9	673.6	745.3	817.0	880.7
118	153.3	194.0	239.5	289.9	345.9	404.5	469.0	539.3	611.0	682.7	754.4	826.1	897.0
120	155.9	197.3	243.5	294.8	351.7	411.3	476.9	548.5	621.5	694.5	767.5	840.5	913.5
122	158.5	200.6	247.6	299.7	357.6	418.2	484.9	557.6	632.7	707.8	782.9	850.0	933.1
124	161.1	203.9	251.6	304.6	363.5	425.1	492.8	566.0	642.2	717.6	793.0	860.4	943.0
126	163.7	207.2	255.7	309.5	369.3	431.9	500.8	575.9	652.2	728.5	804.0	881.1	957.4
128	166.3	210.5	259.8	314.5	375.1	438.0	508.7	585.0	663.4	741.0	820.2	890.6	977.0
130	168.9	213.8	263.8	319.4	381.0	445.6	516.7	594.2	673.6	753.0	832.4	911.8	991.2
132	171.5	217.1	267.9	324.3	386.9	452.5	524.6	603.3	684.0	764.7	845.4	926.1	1006.0
134	174.1	220.3	271.9	329.2	392.8	459.4	532.5	612.5	694.2	775.9	857.6	939.3	1021.0
136	176.7	223.6	276.0	334.1	398.6	466.2	540.5	621.6	704.4	787.2	870.0	952.0	1035.6
138	179.3	226.9	280.1	339.0	404.5	473.1	548.5	630.7	715.6	800.5	885.4	976.3	1055.2
140	181.9	230.2	284.1	343.9	410.4	480.0	556.0	639.9	725.0	811.7	897.6	983.5	1069.4

GASTO EN LTS/SEG.



AFORO DE TUBOS HORIZONTALES  
TUBOS DESCARGANDO PARCIALMENTE LLENOS.

X/Y	%	X/Y	%	X/Y	%	X/Y	%
0.01	0.17	0.27	21.79	0.53	53.02	0.79	84.73
0.02	0.47	0.28	22.92	0.54	55.09	0.80	85.77
0.03	0.80	0.29	24.06	0.55	56.35	0.81	86.77
0.04	1.34	0.30	25.24	0.56	57.63	0.82	87.76
0.05	1.87	0.31	26.41	0.57	58.89	0.83	88.73
0.06	2.44	0.32	27.59	0.58	60.13	0.84	89.67
0.07	3.00	0.33	28.78	0.59	61.40	0.85	90.59
0.08	3.74	0.34	29.98	0.60	62.64	0.86	91.49
0.09	4.46	0.35	31.19	0.61	63.89	0.87	92.36
0.10	5.21	0.36	32.42	0.62	65.13	0.88	93.20
0.11	5.98	0.37	33.64	0.63	66.36	0.89	94.02
0.12	6.80	0.38	34.87	0.64	67.58	0.90	94.79
0.13	7.64	0.39	36.11	0.65	68.81	0.91	95.54
0.14	8.51	0.40	37.36	0.66	70.02	0.92	96.26
0.15	9.41	0.41	38.60	0.67	71.22	0.93	97.30
0.16	10.33	0.42	39.85	0.68	72.41	0.94	97.56
0.17	11.27	0.43	41.11	0.69	73.59	0.95	98.13
0.18	12.24	0.44	42.37	0.70	74.76	0.96	98.66
0.19	13.23	0.45	43.65	0.71	75.94	0.97	99.12
0.20	14.23	0.46	44.91	0.72	77.08	0.98	99.52
0.21	15.27	0.47	46.18	0.73	78.21	0.99	99.83
0.22	16.31	0.48	47.45	0.74	79.34	1.00	100.00
0.23	17.38	0.49	48.73	0.75	80.44		
0.24	18.45	0.50	50.00	0.76	81.54		
0.25	18.54	0.51	51.27	0.77	82.62		
0.26	20.66	0.52	52.55	0.78	83.69		

## METODO DE ORIFICIO CALIBRADO.

Es el método más preciso y más comunmente empleado para determinar el gasto de producción de un pozo, tiene las ventajas que el equipo empleado es compacto y de fácil instalación y consta principalmente de:

- a) Un tubo con una longitud no menor de 1.22 m (48"), conectado al cabezal de descarga en uno de los extremos y en el otro deberá permitir la conexión de un porta orificio. A una distancia no menor de 61 cm (24") del extremo libre, deberá constar con una perforación que permita conectar un piezómetro como se indica en la fig.II.5
- b) Un porta orificios que permita con facilidad intercambiar orificios de diferente medida.
- c) Orificios de diferentes diámetros interiores.
- d) Un flexómetro.

Para obtener las mayores ventajas de este método se deberá considerar:

- 1) El tubo de descarga deberá estar en posición horizontal y la descarga completamente libre.
- 2) Los bordes de los orificios biselados preferentemente a 45° con el borde del filo en dirección aguas arriba.
- 3) El orificio siempre deberá trabajar completamente lleno.
- 4) El diámetro del orificio deberá estar comprendido entre 1/2 a 3/4 el diámetro del tubo de descarga.
- 5) El piezómetro deberá quedar libre de burbujas y no sobresalir de la superficie interior del tubo de descarga.

Para obtener el gasto mediante la aplicación de este método, se deberán seguir los siguientes pasos:

- a) Medir el nivel estático.
- b) Medir el nivel de bombeo.
- c) Medir la altura del agua del interior del piezómetro, como indica la fig.II.5 en cm.
- d) Seleccionar la tabla que comprenda para el diámetro del tubo de descarga y de orificio empleados e interpolando en ella con la altura piezométrica obtener el gasto en lps.

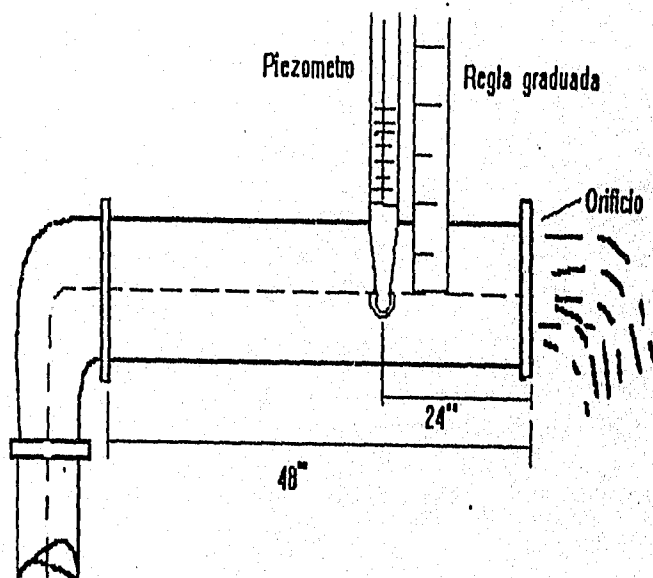


Fig. Método de orificio calibrado.

Figura. II .5

El aforo de un pozo se efectua tomando la información anterior a diferentes velocidades (rpm) del motor, se recomienda variar esta de 100 en 100 rpm y tabularlas como sigue:

$G = 0.25 K D^2 \sqrt{h}$  = gasto en litros por seg.

K = constante experimental

h = altura del agua en cm. en el tubo de vidrio.

D = diámetro de orificio en pulgadas.

Tabla II.1.2.A O R I F I C I O S

	3"		4"		5"		6"		7"		8"	
	T U B O S											
	4"	6"	6"	8"	6"	8"	8"	10"	10"	10"	10"	10"
RPM												
TIEMPO (HRS)												
NB m												
Hc m												
DIám. (") Orificio Descarga												
GASTO lps.												

Al obtenerse los datos en la tabla anterior se elabora la curva de la fig. II.6

#### INTERPRETACION DE LA GRAFICA.

Se observa que se han trazado dos curvas, una de gasto-tiempo y otra de nivel de bombeo-tiempo, en ambos casos el tiempo es el medido entre cada cambio de velocidad del motor (variación en rpm).

Para seleccionar el punto más adecuado de explotación del pozo, se escoge aquel inmediato anterior en el que la separación entre ambas curvas sea menor.

En este proyecto se tiene un gasto por bomba de 375 lps con un nivel de bombeo de 57.5 m.

En la fig. II.6 se presenta la capacidad máxima del pozo, para el punto de explotación es para un gasto de 29,720 gpm, con un nivel de bombeo de 57.5 m.

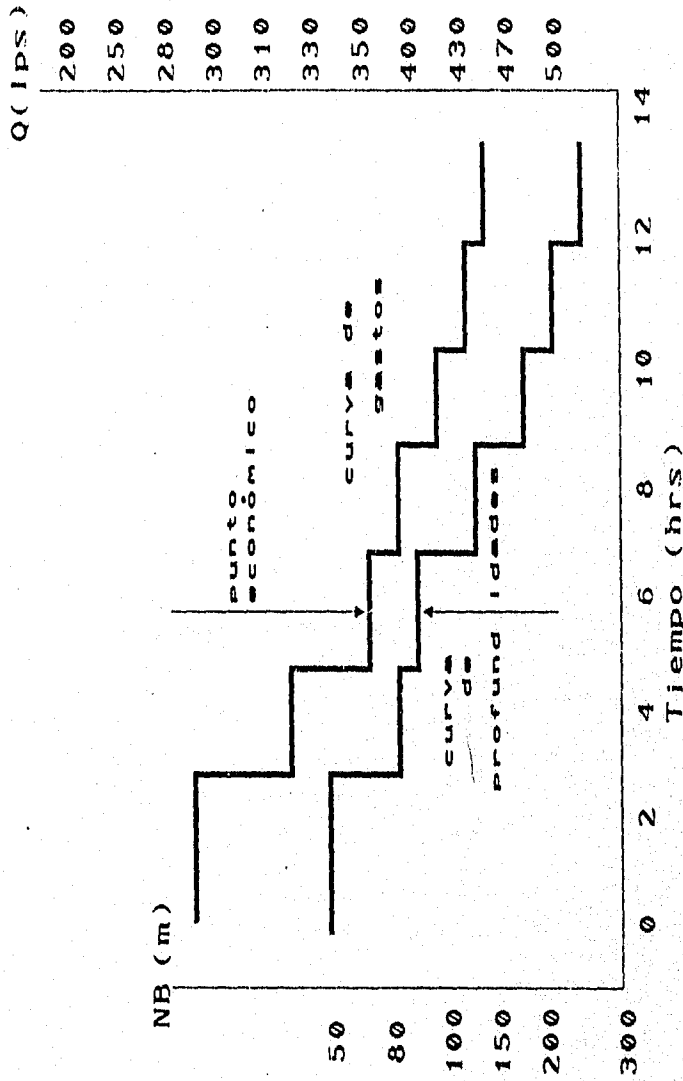


Fig. II.6

**RECUPERACION.**

Cuando se efectúa el bombeo de un pozo, el nivel estático medido al iniciar la prueba, generalmente no equivale al tomado una vez que el bombeo ha terminado, siendo necesario tomar el tiempo de estabilización del nivel, el cual puede tener una recuperación total o parcial.

Inmediatamente al terminar el bombeo, se toma el nivel estático y a partir de este momento sucesivamente se continuarán las lecturas del nivel a intervalos no mayores de 20 segundos, si la recuperación es inmediata o mayores si ésta es lenta. El tiempo máximo medido de recuperación si no es completo no deberá exceder las 24 hrs.

### 11.2 EQUIPOS DE BOMBEO VERTICAL TIPO TURBINA.

Las bombas en sus diferentes tipos y diseños, pueden ser utilizadas para bombeo de pozos profundos, lagunas, rios, sumideros, cárcamos, torres de enfriamiento, tuberías de alimentación o sustancias químicas, pudiendo operar con fluidos corrosivos o altamente contaminados, por lo que tienen muchas aplicaciones y su correcta selección para un trabajo determinado dependen de las condiciones de servicio y de los niveles de bombeo, así por ejemplo, en regiones donde las lluvias son escasas y donde las corrientes de agua superficiales no existen, el bombeo de aguas subterráneas se hace necesario y a veces indispensable utilizando para tal fin las bombas verticales tipo turbina y cuando la fuente de captación es un depósito de agua, algos o arroyos y en general cuando el nivel de bombeo es menor de 3 m se utilizan las bombas horizontales tipo turbina.

#### CONDICIONES TECNICAS GENERALES.

##### Condiciones de trabajo:

- a) La elevación del piso de operación de los equipos es de 915.34 msnm.
- b) La elevación mínima de la superficie libre del agua en el cárcamo es de 912.30 msnm y se requiere bombear el agua a la elevación 964.60 msnm. La carga máxima estática que deberá vencer cada equipo es de 52.30 m (171.5').
- c) La elevación mínima del fondo del cárcamo es de 908.54 msnm y deberá considerarse fija.
- d) La temperatura máxima ambiente será 46°C y la mínima de 15°C.
- e) Los motores eléctricos se instalarán a la intemperie y los tableros de control eléctrico estarán alojados en una caseta de concreto; los equipos se localizarán en un ambiente húmedo y con insectos.
- f) Los equipos de bombeo serán para descargar abajo de la superficie del piso de operación de los equipos.
- g) Los equipos trabajarán en paralelo y descargarán (a través de las tuberías de conducción) a una estructura de concreto de donde parte el canal para riego.
- h) El agua por bomber proviene del canal de Las Estacas el cual es alimentado por la P.B. La Brasilera I, la que a su vez capta el agua del río Jojutla, la cual es turbia y contiene pequeñas cantidades de arena, así mismo contiene aguas negras de los poblados del lugar.

- i) La forma definitiva de apoyar las vigas soporte de los grupos motor-bomba, quedará de acuerdo al diámetro de la campana de succión de la bomba. El soporte se construirá de acero estructural. El mismo fabricante de los equipos de bombeo deberá fabricar e instalar las vigas soporte de los grupos motor-bomba.
- j) Si el fabricante del equipo considera que la columna de su bomba, va a tener movimientos oscilatorios circulares o penduleo, entonces deberá diseñarse, los elementos de acero estructural necesarios para fijar la columna de cada bomba, a los muros del cárcamo correspondiente.
- k) Los equipos de bombeo deberán ser diseñados para trabajar en servicio continuo las 24 hrs. del día durante todo el año.
- l) El empuje axial de la bomba deberá ser soportado por la chumacera (balero) del motor eléctrico.
- m) El arranque de los equipos de bombeo se hará en forma alternada.

Los equipos de bombeo deberán operar automáticamente mediante el sistema de control por electroneveles (equipo completo), los cuales deberán ser suministradas por el fabricante de los tableros de control.

Indistintamente de la operación automática de los equipos de bombeo, estos también deberán operar en forma manual. Los electroneveles operarán con energía de 4160 V. 60 cps.

- n) Los equipos de bombeo trabajarán con energía eléctrica suministrada por C.F.E a través de sus líneas de alta tensión para lo cual la S.A.R.H construirá la subestación reductora correspondiente.



### II.2.1 SELECCION DE UN EQUIPO DE AFORO.

Para estar en condiciones de calcular y seleccionar un equipo vertical tipo turbina, para pozo profundo, es indispensable contar con la siguiente información:

- a) Diámetro libre del ademe.
- b) Profundidad total del pozo
- c) Gasto de explotación.
- d) Carga en la bomba.
- e) Carga adicional en la descarga.
- f) Carga dinámica total.
- g) Fuerza motriz, diesel o eléctrica.

Esta información se obtendrá en la recepción de los trabajos de perforación, en las pruebas de aforo; y de los proyectos de las zonas de riego; de la exactitud con que se obtenga se tendrá una adecuada selección y diseño del equipo de bombeo.

#### DIAMETRO LIBRE DEL ADEME.

Es necesario determinar el diámetro libre del ademe del pozo, hasta la profundidad a donde se va a instalar el equipo de bombeo, ya que el diámetro libre, limita el tamaño, tipo y capacidad de la bomba que se alojará en él, este diámetro libre se obtiene mediante una prueba de verticalidad.

En nuestro caso el ademe consiste en el perimetro de la piqueta o pozo donde se sumergen las bombas, con una división entre cada una.

#### SELECCION DE LA BOMBA ADECUADA.

Para seleccionar la bomba adecuada debe tenerse conocimiento del sistema en que trabajará la bomba.

Deben investigarse los requisitos totales del sistema así como el rendimiento de la bomba, un método de selección es mediante la velocidad específica.

---

Si la bomba se va a instalar en un sumidero o fosa, los factores esenciales incluyen el tamaño correcto de la fosa, los requisitos de flujo cuando el líquido se aproxima a la bomba y la ubicación de ella en la fosa, con espaciadores y placas derivadoras, adecuadas si se requieren.

Cuando la pérdida por fricción en un aparato o la tubería es parte importante de la carga total, el ingeniero especialista podrá incluir hasta cierto grado en la selección de la caída permisible de presión.

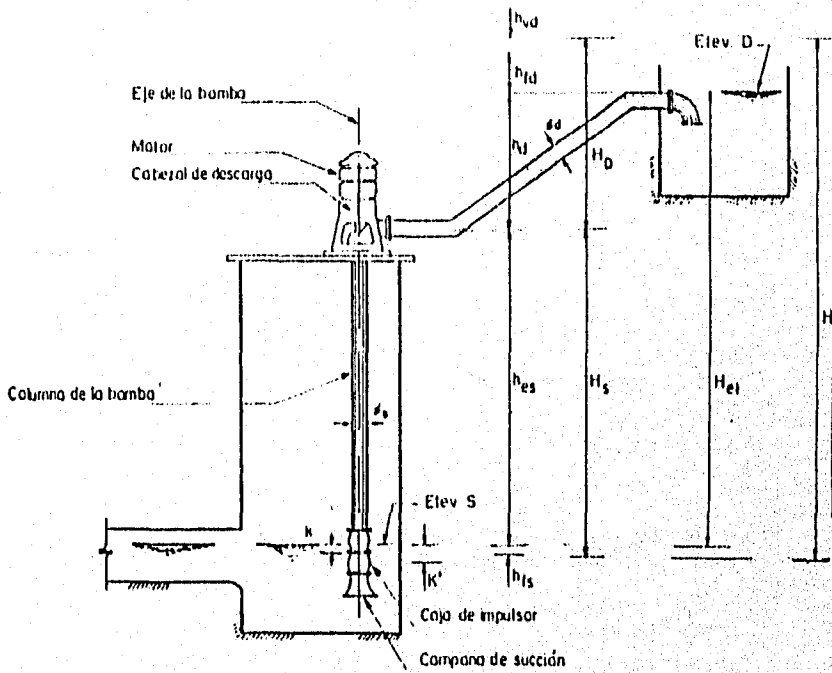
A menudo como cuando se trata de ahorrar en el costo inicial, el diseñador de la tubería puede proyectarla de un tamaño que produzca gran caída de presión.

Esto requerirá una bomba de mucha más potencia que la requerida para un tubo más grande. El caballaje consumido por una carga más elevada se debe evaluar con cuidado, porque representará siempre costos más altos en toda la duración de la bomba.

Se debe tener en cuenta bombas de eje vertical tipo centrífuga alta o baja velocidad. Las especificaciones de los materiales compatibles con los líquidos que se bombean es un requisito obvio. Pero a veces se olvida que quizá no haya disponible un estilo o tipo particular de bomba o que no resultará económica si es de ciertos materiales especiales.

Los tipos de unidades motrices, sus mecanismos de acoplamiento, engranes y sellos también intervienen en la decisión final. Este trabajo requiere estrecha cooperación entre el usuario y el proveedor en cuanto a requisitos y disponibilidad.

---



$$H = h_{et} + h_{fs} + h_{fd} + h_{vd} = H_s + H_D \quad \text{Para } d_s = d_d$$

$$H = H_s + H_D - h_{vd} - h_{vs} \quad \text{Para } d_s \neq d_d$$

Figura. II.7

## CONDICIONES DE SELECCION.

Cada uno de los equipos de bombeo deberá ser capaz de trabajar eficientemente bajo las condiciones que se fijan a continuación:

Numero de bombas	5
Gasto de cada bomba	Q = 375 lps (5944 gpm)
Carga estática máxima	Hsmáx. = 52.04 m (171')
Carga estática mínima	Hsmin. = 51.31 m (168')
Pérdidas de carga por fricción máxima.	hfmáx. = 5.50 m (18')
Pérdidas de carga por fricción mínima.	hfmin. = 1.69 m (5.6')
Carga dinámica total máx.	Htmáx. = 57.54 m (189')
Carga dinámica total min.	Htmin. = 53.00 m (174')
Eficiencia mínima de la bomba con carga de operación (máx.)	83%
Potencia requerida por la bomba.	Pot. b = 342.06 H.P.
Potencia del motor eléc.	Pm = 400 H.P., F.S. = 1.10
Velocidad de operación de la bomba.	n = 1200 rpm.
Diámetro de la columna de la bomba.	D = 0.508 m (20").
Longitud aproximada de la columna.	L = 4.8 m (15.7') aprox.
Espesor del tubo de la columna.	e = 0.635 cm (1/4")
Diámetro de la tubería de descarga de las bombas.	Dd = 0.508 m (20").
Espesor de la tubería de descarga.	ed = 0.95 cm (3/8").
Longitud aproximada de la tubería de descarga.	Ld = 10 m (33') Incluyendo válvulas.
Diámetro de la tubería de conducción.	dc = 0.762 m (30").
Espesor de la tubería de conducción.	ec = 0.95 cm (3/8")
Los primeros 125 y 0.79 cm (5/16") los restantes.	
Longitud aproximada de la tubería de conducción.	lc = 395 m (1296').

Los equipos de bombeo trabajarán con carga variable en las diferentes épocas del año, la cual variará del orden de 4.6m aproximadamente. Para la selección de la bomba, el gasto de 375 lps corresponde a la carga dinámica total máxima de 57.54 m con una eficiencia mínima de 83%.

El valor de la carga dinámica total con que trabajarán las bombas deberá ser verificada por el fabricante, a fin de que los equipos de bombeo sean diseñados para que operen dentro de las condiciones de eficiencia, carga y gasto que se mencionan, con objeto de evitarse problemas de operación del equipo de bombeo.

La velocidad de operación de las bombas no deberá ser mayor que la mencionada, con objeto de no incrementar las sumergencias recomendadas por las normas del Instituto de Hidráulica de Estados Unidos.

Cada unidad de bombeo deberá estar diseñada para trabajar con toda seguridad, bajo las condiciones antes mencionadas. El motor eléctrico deberá tener trinquete de no retroceso, para evitar que la bomba y motor giren en sentido inverso a su rotación normal, cuando se pare el equipo y el agua que no alcance a llegar al tanque se regrese al cárcamo a través de los impulsores que es lo que provocará la rotación inversa mientras cierre totalmente la válvula check (cierre lento, en el último 10% de su carrera de cierre).

La columna será bridada y se diseñará para trabajar en posición vertical y será para descarga horizontal bajo la superficie del piso de operación de los equipos. La longitud máxima de los tramos de columna será de 2.0 m (6.5').

Para evitar que el agua bombeada se regrese al cárcamo a través de la bomba, se instalará una válvula check en el extremo inicial de la tubería de descarga de cada una de las bombas.

#### **Soporte del motor eléctrico.**

Este será robusto, fabricado de acero estructural ASTM-A-36 y estará debidamente atiesado, con objeto de producir un conjunto rígido entre: el motor eléctrico, el soporte mencionado y la placa base de la bomba; la placa base de la bomba es la que se localiza en el extremo superior de la columna de la bomba.

---

El soporte del motor eléctrico, deberá fijarse a la placa base de la bomba mediante soldadura, o la tornillería correspondiente; la robustez del soporte del motor será tal que no permita deformación alguna entre las dos partes (motor y soporte) cuando esté expuesto a las fuerzas resultantes del empuje axial de la bomba, y de los pares de torsión producidos por la operación o arranque de la bomba o cualquier otra condición de operación del grupo motor-bomba. Para esto es necesario que el fabricante de la bomba y del motor eléctrico tengan estrecha comunicación con el fin de poder diseñar un soporte con características que estén de acuerdo con los requerimientos del motor eléctrico.

El soporte del motor tendrá las dimensiones adecuadas para facilitar su interconexión (sin placas adaptadoras) al motor eléctrico y a la placa base de la bomba; además deberá estar provisto de los dispositivos necesarios para la lubricación automática por aceite de la flecha de la columna de la bomba. Los dispositivos de lubricación deberán operar en forma automática con energía de 127 volts, 60 Hz.

El recipiente para el aceite tendrá una capacidad mínima de 4 lts. y deberá estar construido con un material transparente o metálico en caso de que dicho recipiente sea metálico deberá tener un dispositivo que permita ver al instante el estado y cantidad de aceite que tiene en su interior. El sistema de lubricación deberá estar diseñado en forma tal que pueda trabajar manualmente para poder efectuar la prelubricación de la bomba y para los casos de falla del solenoide; para lo cual deberá estar provisto de un by-pass con sus válvulas, la entrada de aceite de lubricación deberá localizarse a la altura de la placa soporte (parte superior) a fin de poder observar al instante fuga en las conexiones.

El soporte incluye las tuercas y tornillos con roldanas planas y de presión, todos ellos deberán ser de acero galvanizado, los tornillos tendrán cabeza y tuerca hexagonal.

La placa base de la bomba deberá ser de construcción robusta fabricada de placa de acero estructural ASTM-A-36 de un espesor 3/4" adecuado para resistir los esfuerzos a que estará sometida durante los arranques, de operación y paro del equipo, estará debidamente atiesada, con objeto de producir un conjunto rígido entre el soporte del motor eléctrico, la placa base mencionada y las vigas soporte del grupo motor-bomba.

La placa base de la bomba se localizará en la parte superior de la columna de la bomba, estará apoyada y sujeta a las vigas soporte (del grupo motor-bomba,) mediante tornillos. La placa base y el soporte del motor eléctrico podrán formar un solo cuerpo estando unidos mediante soldadura o mediante tornillos.

A la altura de la placa base (parte superior) se localizará la entrada de aceite de lubricación de chumaceras de la columna de la bomba; por las razones mencionadas en el párrafo anterior.

Las dimensiones de la placa base dependen de la separación de las vigas soporte, la cual se muestra en la fig. 11.8 esta separación depende del diámetro de la campana de succión por lo que si el fabricante de la bomba observa que su separación es pequeña podrá aumentar dicha separación y así mismo aumentar las dimensiones de la placa soporte.

#### VIGAS SOPORTE DEL GRUPO MOTOR-BOMBA.

El soporte del grupo motor-bomba y el anclaje necesario para fijarlo a los muros del cárcamo deberá ser diseñado, construido, instalado y probado por el fabricante de los equipos de bombeo, de acuerdo con los requerimientos de su bomba y motor.

La separación de las vigas dependerá del diámetro de la campana de succión de la bomba, esto se debe a que se requiere que la bomba pueda desmontarse y montarse teniendo instalada la campana de succión a fin de evitarse maniobras adicionales para meter y sacar la bomba del cárcamo. Es necesario que se tome en cuenta alguna otra pieza que tenga cierto tamaño que deba ser considerado para la separación de dichas vigas.

El soporte se construirá de acero estructural con refuerzos adecuados y repartidos en tal forma que se obtenga la resistencia y rigidez requeridas durante la operación, arranque y paro de la bomba.

El soporte deberá tener en los extremos elementos necesarios para nivelación del mismo, dichos extremos serán colados posteriormente a la nivelación (con el equipo de bombeo instalado) verificada por el supervisor.

---

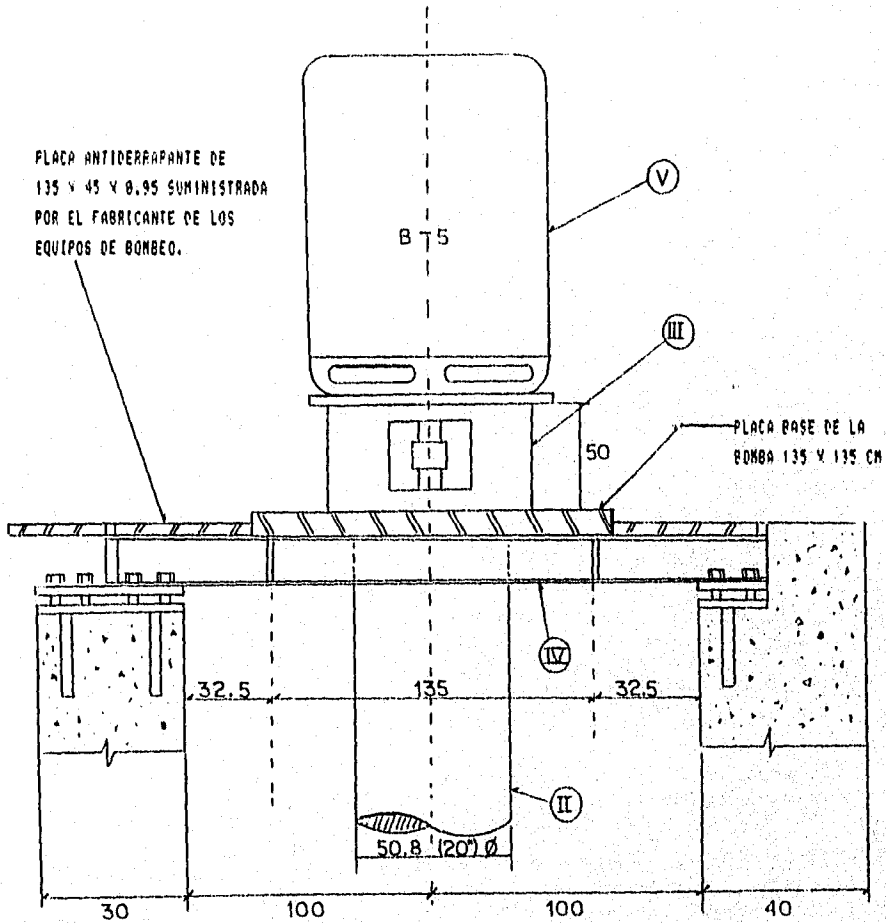


FIGURA 11.8 VIGAS SOPORTE DEL GRUPO MOTOR BOMBA.



La separación entre extremo y extremo de los soportes deberá ser de 5 cm aproximadamente. Las vigas soporte deberán pintarse. Los huecos que queden en el soporte después de haber colocado el grupo motor bomba deberán ser cubiertos por el contratista de los equipos de bombeo con lámina antiderrapante de 3/8" de espesor y de las dimensiones requeridas.

#### CONDICIONES DE SELECCION DE UNA BOMBA CENTRIFUGA VERTICAL.

(TIPO DE AGUA A BOMBEAR).

Bombeo de aguas negras (bombas verticales y verticalizadas inatascables y tipo propela).

- Aguas negras crudas.
- Aguas negras asentadas.
- Lodos y espumas.

Drenaje e Irrigación (bombas verticales tipo turbina, propela y sumergibles).

- Bombeo de baja carga.
- Bombeo de cargas altas.
- Equipo de sumergencia para el control de las elevaciones del almacenamiento (en donde se disponga de equipo móvil tal como tractores y camionetas con fuentes de energía para moverlas), bombas horizontales tipo autocebantes.

A continuación se describirán las limitaciones a las que están sujetas las bombas y que es muy importante que se conozcan para poder hacer así una selección del equipo:

##### 1.- Características del líquido bombeado.

En cierta forma la naturaleza del líquido bombeado determina el tipo de bomba a usar, en el material de la misma, en la construcción mecánica más apropiada para el servicio dependiendo si el líquido es ácido, alcali o aceite. En general el líquido manejado por una bomba afecta a:

- La columna y capacidad a la cual puede operar la bomba.
  - La potencia demandada por la bomba.
  - Los materiales de construcción.
-

En el bombeo encontraremos cuatro tipos de líquidos además del agua lo cual exige un estudio cuidadoso en cuanto a la selección, construcción y uso:

- Viscoso
- Volátil
- Químico
- Líquidos con sólidos en suspensión.

#### LIMITACIONES DE SELECCION.

Uno de los grandes problemas con que se encuentra el ingeniero al diseñar un sistema de bombeo, es la elección de la clase, tipo, capacidad, columna y detalle de la bomba o bombas que habrán de utilizarse en un sistema de bombeo. Existe una variedad muy extensa de bombas con tantas aplicaciones posible que es difícil estrechar la elección a una unidad en especial.

Debe haber un análisis cuidadoso de los factores involucrados en la instalación del equipo de bombeo, los datos se dan a conocer a los fabricantes de bombas para que puedan proceder y elegir la unidad o unidades más adecuadas de catálogos y gráficas de características y así preparar una descripción del equipo que recomiendan para satisfacer cada necesidad en particular. También es recomendable que el fabricante pueda tener un contacto íntimo con la instalación.

Las características de los equipos que se deben tomar en cuenta al hacer la selección de la bomba son:

a) Si es agua dulce o salada, ácida o alcalina, petróleo, gasolina, aceite, lodo o pulpa de papel, cada uno necesita un estudio cuidadoso ya que la variación existe en cuanto a la metalurgia utilizada y en consecuencia el costo inicial del equipo.

b) La temperatura del líquido bombeado es importante ya que las bombas tienen sus limitaciones definidas de temperatura, pues la variación de ésta obliga al uso de materiales especiales, por ejemplo para líquidos a temperaturas muy altas requiere una bomba con el soporte de la cubierta en la línea de centros (bomba ANSI), ya que éste arreglo facilita la dilatación uniforme de la bomba. Y para el manejo de un líquido muy frío por ejemplo salmuera, se recomienda el uso de fierro-niquel, pues esta aleación tiene estructura más refinada, la cual evita fracturas en la bomba.

Es importante conocer este parámetro porque también va estrechamente ligado con el valor de la densidad del líquido a manejar, se sabe que al variar la temperatura varía también la densidad y al variar ésta influye en las condiciones del consumo de fuerza de la bomba.

La importancia de la temperatura es considerada obvia cuando se trata de sustancias químicas, pues las reacciones químicas aumentan al incrementarse la temperatura y la corrosión en particular se considera una reacción química. Los términos generalizados frío, caliente o ambiente, no es recomendable usarlos pues puede interpretarse de diferentes formas, lo más recomendable es proporcionar la temperatura máxima o normal de operación.

c) Se debe dar la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. En el caso del agua existen tablas donde se encuentran tabuladas las presiones de vapor a diferentes temperaturas.

El problema principal que se encuentra al manejar líquidos que tienen presión de vapor alta, o que se volatizan fácilmente, está en la carga neta positiva de succión, pues como se dijo la C.N.S.P. disponible debe ser mayor o igual a la C.N.S.P. requerida por la bomba para evitar que la misma cavite.

d) La gravedad específica es importante porque éste parámetro afecta directamente en el consumo de energía de la bomba.

e) La viscosidad del líquido afecta al rendimiento de una bomba cuando maneja líquidos viscosos. El valor exacto por el cual es afectado la bomba se puede obtener en el libro de datos de ingeniería del Instituto de Hidráulica.

f) La cantidad, tamaño, naturaleza y calidad de cualquier materia extraña suspendida en el líquido, así como si esa materia es de naturaleza pastosa o pulposa se proporcionará la consistencia de la misma en porcentaje. Estos datos servirán para la selección del tipo de impulsor, la metalurgia (dureza) en el caso de ser abrasivos, y el tipo de sellos a usar.

g) El análisis químico es de vital importancia, se debe proporcionar el PH, las variaciones permisibles en éste análisis, las impurezas y, si es corrosivo decir cuáles han sido las experiencias pasadas, ya que es decisivo para la metalurgia a usar.

#### CARACTERISTICAS DE LA INSTALACION.

Es muy importante saber las características de la instalación en donde se va a instalar la bomba. Básicamente esta nos servirá para conocer el valor de la carga neta positiva de succión disponible o NPSHd.

Como se sabe existen dos tipos de NPSH, el NPSH requerido el cual depende del diseño de la bomba y el NPSH disponible que se calculará de acuerdo a la instalación. Para asegurar un funcionamiento en el cual no exista cavitación de la bomba el NPSHd debe ser mayor o igual que el NPSHr. La fórmula de cálculo es la siguiente:

$$\text{NPSH d} = P + \text{Hsc} - \text{Pf} - \text{Pv}$$

donde:

P = Presión (manométrica en sistemas cerrados y barométrica en sistemas abiertos).

Hsc = Carga estática de succión.

Pf = Pérdidas por fricción en la succión.

Pv = Presión de vapor del líquido.

En toda instalación de bombeo se deberá hacer este cálculo antes de la requisición de la bomba. Como se sabe el valor del NPSHd afecta a la succión de la bomba. Y a medida que varíe uno de sus elementos, este concepto variará en su valor. La comparación de varios valores (NPSHr y NPSHd), nos indica si la instalación puede suministrar la suficiente energía a la bomba en la succión para que esta funcione adecuadamente y no exista el peligro de la cavitación.

Otra condición importante en la succión de las bombas es el caso de la toma. Se puede decir que la parte más importante de un sistema de bombeo es su obra de toma de succión, conectados a una cámara abierta o bien un depósito cerrado. Si una bomba centrífuga carece de las condiciones apropiadas de presión o flujo en su toma de succión no funcionará adecuadamente, ni desarrollará su máxima capacidad.

La uniformidad del flujo y el control del mismo hasta el punto de contacto con el impulsor son de la mayor importancia. Esto puede ser controlado en parte por un diseño apropiado de la bomba, pero el diseño del cárcamo y de la tubería de succión influyen en gran parte en el funcionamiento de la bomba. En un cárcamo abierto de succión, la corriente o flujo debe ser lo más uniforme posible hasta el contacto con la campana o tubo de succión, preferentemente sin cambio de dirección o de velocidad.

## OTROS DATOS NECESARIOS SON:

- a) El numero de unidades es importante para tener confianza en las bombas, principalmente cuando la misma va estar expuesta a un servicio severo, también es importante determinar si se pueden operar las bombas en paralelo dos o mas unidades pues esto hace tener un funcionamiento más flexible y seguro.
  
- b) El factor demanda es el que determina la selección entre una sola bomba y la instalación de varias bombas. Cuando la demanda es más o menos constante se puede seleccionar una sola bomba para la demanda agregando un margen de seguridad debido al desgaste de la misma. Pero si por otro lado, la demanda es de naturaleza variable se pueden operar dos o más bombas en paralelo.
  
- c) La capacidad requerida por la bomba así como la cantidad máxima y mínima del liquido que habrá de obtenerse en la descarga de la bomba se deberán conocer, fig. II.9

Las variaciones en la capacidad deberán ser indicadas, pues cualquier variación de ésta, afectará a la carga y la eficiencia de la bomba. Cualquier bomba puede trabajar a más de su capacidad especifica, pero esto no es pemisible pues al aumentar la capacidad, aumenta el consumo de fuerza, lo cual trae como consecuencia sobrecargar al impulsor.

Las unidades usadas comunmente son:  $m^3/hr$ ,  $gpm$ ,  $ft^3/seg$ .

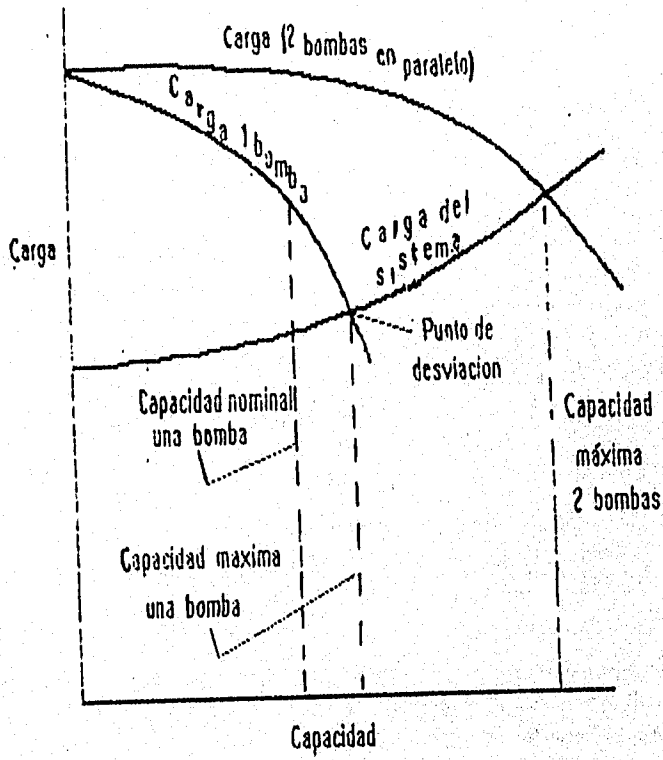


Figura. II.9

### II.2.2. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES DE LA BOMBA VERTICAL.

La bomba vertical tipo turbina conocida también como de pozo profundo, se compone principalmente de las siguientes partes:

- |                       |                         |
|-----------------------|-------------------------|
| 1. Colador            | 6. Tubería de columna.  |
| 2. Tubo de succión.   | 7. Flecha.              |
| 3. Cono de succión.   | 8. Tubo cubreflecha.    |
| 4. Cuerpo de tazones. | 9. Cabezal de descarga. |
| 5. Cono de descarga.  | 10. Tubo de descarga.   |

#### 1. Colador.

Puede ser de tipo conico o de canasta, de alambre galvanizado y de diferentes diámetros, debe tener un área efectiva para la entrada del agua igual a 4 veces el área el tubo para succión al cual va acoplado y su función es la de impedir el paso de sólidos que puedan dañar a los tazones.

#### 2. Tubo de succión.

Es un tubo de acero, con roscas en ambos extremos y va acoplado por la parte inferior con el colador y por la parte superior con el cono de succión el primer tazón, generalmente es del mismo diámetro que la tubería de columna y con longitud de 1.5 a 3 m. la función de este tubo es la de disminuir la velocidad del liquido lo suficiente para permitir la sedimentación de las partículas de mayor peso específico. En pozos que arrojan arena, actúa como desarenador.

3. Cono de succión. El cono de succión o de entrada, es una pieza de acoplamiento entre el primer tazón y el tubo de succión, este acoplamiento puede ser por medio de cuerdas o fierro y sirve como puerto de entrada de los fluidos a los tazones.

4. Cuerpo de tazones. Los cuerpos de los tazones deberán cotizarse armados y completos, incluyendo el o los impulsores de tipo cerrado, semiabierto o del que se fije en el proyecto, en este proyecto se utilizará impulsor abierto de flujo mixto, el acoplamiento entre el o los impulsores, será por medio de una flecha de acero cédula 416 SS. El metal colado que forma la armadura de los tazones, deberá estar libre de burbujas, ampollas, picaduras o Inscrustaciones del material del molde y de cualquier otro defecto detrimetal, los tazones deberán resistir una presión hidrostática igual a la que resulte mayor de:

1) El doble de la presión hidrostática correspondiente a su capacidad nominal.

2) 1.5 veces su carga limite calculada por el fabricante.

Primer tazón. Se localiza después del colador y está constituido por dos carcazas, una como guía de entrada del fluido a la bomba y otra con un impulsor ensamblado en su interior.

Tazón intermedio. Se localiza después del primer tazón y está constituido por una carcaza con un impulsor ensamblado en su interior.

Normalmente los impulsores serán fundidos de bronce y fierro.

#### 5. Cono de descarga.

Como su nombre lo indica, tiene forma cónica y sirve de acoplamiento entre el tazón superior y la columna de bombeo, se fabrica de fierro fundido.

#### 6. Tubería de columna.

Está formada por tramos de tubo de acero de 3.05 m (10') de longitud, distintos diámetros y diferentes cédulas, es el soporte del cuerpo de tazones y sirve de conducción del agua bombeada y aloja en su interior la flecha de transmisión. la unión entre tramos de tubería puede ser por cople o mediante bridas, dependiendo de su diámetro, generalmente va con cople desde los 63.5 mm (2 1/2") hasta los 406.4 mm (16") y a partir de los 457.2 mm (18") con bridas y se considera de construcción especial.

#### 7. Flecha vertical.

Dentro y concéntricamente a la tubería de columna se encuentra la flecha vertical, que es el eje central de la bomba, la cual es impulsada desde la parte superior por el motor eléctrico o de combustión interna comunicando un movimiento rotatorio a los impulsores. Está formada por tramos de 3.05 m (10') de longitud, o sea, que tiene la misma longitud que un tramo de tubería de columna, son de acero cold rolled y van unidos entre sí por medio de coples y alineados por medio de chumaceras de bronce, las cuales tienen rosca externa y sirven para unir los tramos de los tubos cubreflecha.

Para seleccionar el diámetro de una flecha, hay que considerar la velocidad angular o de rotación y la potencia que va a soportar, es decir, el par de torsión que tiene que resistir. Para determinar las pérdidas por fricción y la potencia que soporta una flecha, lo más práctico y recomendable es consultar las tablas que los fabricantes han elaborado.



En estas tablas se observa:

a) las pérdidas por fricción en la flecha, son directamente proporcionales a la velocidad angular, es decir, que a doble velocidad corresponde doble pérdida por fricción y a triple velocidad, triple pérdida etc.

b) La potencia especificada por una flecha aumenta en proporción directa con una velocidad angular, es decir, que a doble velocidad, doble potencia, etc.

Los conceptos antes expuestos, proporcionan el medio para determinar las nuevas condiciones a las que trabajará la flecha cuando se conoce la pérdida por fricción, la velocidad de rotación, el diámetro de la flecha y la potencia.

#### 8. Cubreflecha.

Como en el caso de la flecha vertical el tubo cubreflecha va dentro y concéntricamente a la tubería de columna, cada tramo se construye de acero, con longitud de 1.52 m (5") y con un diámetro un poco mayor que el diámetro de la flecha con la cual va a trabajar en conjunto.

#### 9. Cabezal de descarga.

Se fabrica de fierro tiene como función sostener desde la superficie a la columna de bombeo, el cuerpo de tazones, el colador, los tubos de succión y descarga, el lubricador automático o manual, soporta al motor eléctrico o al cabezal de engranes y tiene como función adicional, cambiar la dirección del flujo; recibe los estoperos o sellos que impiden la fuga del líquido o la admisión del aire.

Todos los fabricantes de cabezales de descarga tienen nomenclatura especial para designar los distintos modelos, pero en general se conocen por los diámetros de la base superior, la descarga y columna de bombeo expresadas en pulgadas.

La selección del cabezal de descarga se hace en función de los diámetros de la base del motor eléctrico o cabezal de engranes y de la columna de bombeo.

#### 10. Tubo de descarga.

El tubo de descarga viene como una prolongación de la columna de bombeo y al igual que el tubo de succión, la columna de bombeo al igual que el tubo de succión, es de acero y con longitud de 1.52 m (5") o 3.05 m (10") con un diámetro que generalmente es el mismo que el de la columna requiriéndose una brida para acoplarlo al cabezal de descarga.

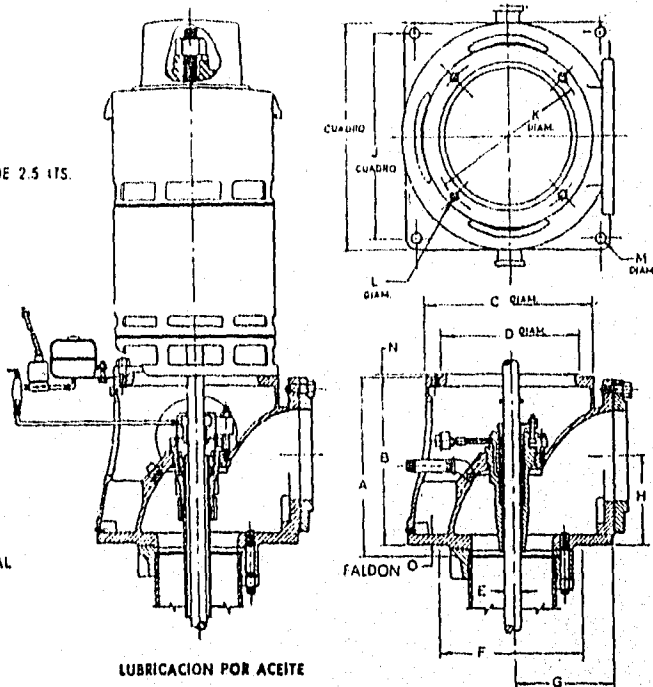


CABEZALES DESCARGA

Figura. II. 11

TANQUE DE ACEITE DE 2.5 LTS.

TAMAÑO 4x4x10F  
TIENE DEPOSITO  
DE ACEITE INTEGRAL



LUBRICACION POR ACEITE

DIMENSIONES EN PULG.

LUBRICACION POR AGUA

TAMAÑOS	A	B	C	D	E MAX	F	G	H	I	J	K	L	M	N'	O
4 x 4 x 10F	11 1/2	10 3/8	10	8 1/2	1	10	8 15/16	4 9/16	13 1/2	10 1/2	MAXIM	MAXIM	11/16	3/32	1/8
4 x 6 x 12	12 1/4	11 1/2	12		12	7 1/4	5 1/8	13	11	9 1/8			7/16	1/8	7/8
6 x 6 x 12	14 1/8	13 1/8	16 1/2	13 1/2	1 3/16	14	8	6 1/2	15	13 1/4	MAXIM	MAXIM	3/4	5/32	7/8
6 x 10 x 16 1/2	15	14 1/4			1 1/2		14	9 1/4	6 1/2	17 5/16				15	1 1/4
8 x 8 x 16 1/2	15 1/4	14 1/4	16 1/2	13 1/2	1 1/2	15	10 1/4	7 1/8	20	18	MAXIM	MAXIM	1	3/16	1 1/4
10 x 10 x 16 1/2	19	18			1 15/16		15	10 1/4	9	20				18	14 1/2
12 x 12 x 20	22	21	20		2 3/16	17	12 1/4	10 1/2	23	21				1 1/4	1 1/4

DIMENSIONES EN CMS.

TAMAÑOS	A	B	C	D	E MAX	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
4 x 4 x 10F	29.2	26.3	25.4	20.9	2.4	25.4	17.6	11.5	34.2	26.6	23.1	1.11	1.74	.23	1.9
4 x 6 x 12	30.7	29.2	30.4		30.4	18.4	14.3	33.0	27.9	31.1				27.9	.31
6 x 6 x 12	36.5	34.9	34.2	34.2	3.01	35.5	20.3	16.5	38.1	33.6	37.4	1.74	2.54	.39	2.54
6 x 10 x 16 1/2	38.1	36.1			3.01		24.7	16.5	43.9	38.1				2.8	
8 x 8 x 16 1/2	40.0	37.4	34.2	34.2	3.8	38.1	26.0	19.6	50.8	45.7	37.4	1.74	2.54	.47	3.1
10 x 10 x 16 1/2	48.2	45.7			4.9		26.0	19.6	50.8	45.7				3.1	
12 x 12 x 20	55.8	53.3	50.8		5.5	43.1	31.1	26.6	58.4	53.3				4.4	4.4

DIAMETRO MINIMO TUBO DE ADEME

Para una misma bomba todos los tubos cubre flecha son iguales con excepción del superior que tiene cuerda externa en su extremo superior para recibir la tuerca de tensión.

Para evitar las vibraciones del tubo cubreflecha se colocan a distancias convenientes unos soportes llamados arañas o estrellas, mismos que se fabrican de hule duro, y su número va en función del diámetro de la flecha y por regla general se colocan a distancias más cortas a medida que la flecha es de menor diámetro. Una araña cada 3 o 5 tramos de columna de bombeo.

La función del tubo cubre flecha es la de contener el aceite lubricante en el espacio anular que se forma entre su pared interna y la superficie exterior de la flecha, este aceite mantiene lubricada a la flecha con lo cual se evita el calentamiento excesivo y el desgaste prematuro.

Los tubos cubre flecha van unidos entre sí por medio de chumaceras de bronce que tienen cuerdas externas.

#### Columna de bombeo.

Se le denomina así al conjunto que forman la tubería de columna, la cubreflecha y la flecha, las hay lubricadas por aceite o por agua y la diferencia entre uno y otro es que la lubricada por agua, carece de cubreflecha y su lubricación se efectúa por el agua bombeada y su selección depende del objetivo a que se destine, por ejemplo el agua de los pozos destinados a usos domésticos debe excluir totalmente el aceite y por esta razón se utiliza la columna lubricada por agua y en aquellos pozos que arrojan arena fina, se utiliza la lubricada por aceite, en esta última el tubo cubreflecha evita el desgaste prematuro o excesivo de las flechas y las chumaceras de bronce puesto que el agua y en ocasiones la arena bombeadas, no entran en contacto con las mismas, es la más adecuada para los pozos para fines de riego.

Las columnas lubricadas por agua no deben operarse sin antes prelubricar las flechas con agua ya que si estas se encuentran secas, al entrar en rotación aun por periodos cortos, sufrirán graves daños, estos daños también los causan los motores eléctricos que no cuentan con trinquete de no retroceso y aquellos motores de combustión interna que no pueden regularse rápidamente a su velocidad de trabajo.

Para seleccionar el diámetro óptimo que una columna de bombeo debe tener, los fabricantes de bombas han elaborado tablas donde se observan los diámetros de flecha y cubreflecha que son compatibles de usarse con cada diámetro de tubería de columna, así como el gasto que puede circular y la pérdida de carga por fricción. Las pérdidas por fricción son muy importantes, ya que si se hace circular un gasto excesivo por un determinado diámetro de columna, causará grandes pérdidas que se traducen en consumo extra de energía que tendrá que proporcionar el motor, aumentando el costo de operación del equipo, por eso, en la mayoría de los casos, es preferible que el costo inicial sea más alto.

#### DETERMINACION DE LA LONGITUD DE LA COLUMNA DE BOMBEO.

Cada tramo de columna de bombeo mide 3.05 m (10') de longitud y como el nivel de bombeo es de 4.8 m se tiene:

$$\text{Long. col.} = 4,08 / 3,05 = 1,57 = 2 \text{ tramos de columna}$$

Con el objeto de prever futuros abatimientos es recomendable que la longitud de la columna sea mayor que el nivel dinámico, por lo que generalmente se solicita con dos o tres tramos más, dependiendo de los abatimientos que se tengan en la zona.

COLUMNA - MONTAJE  
LUBRICACION D E ACEITE

PAG. 00

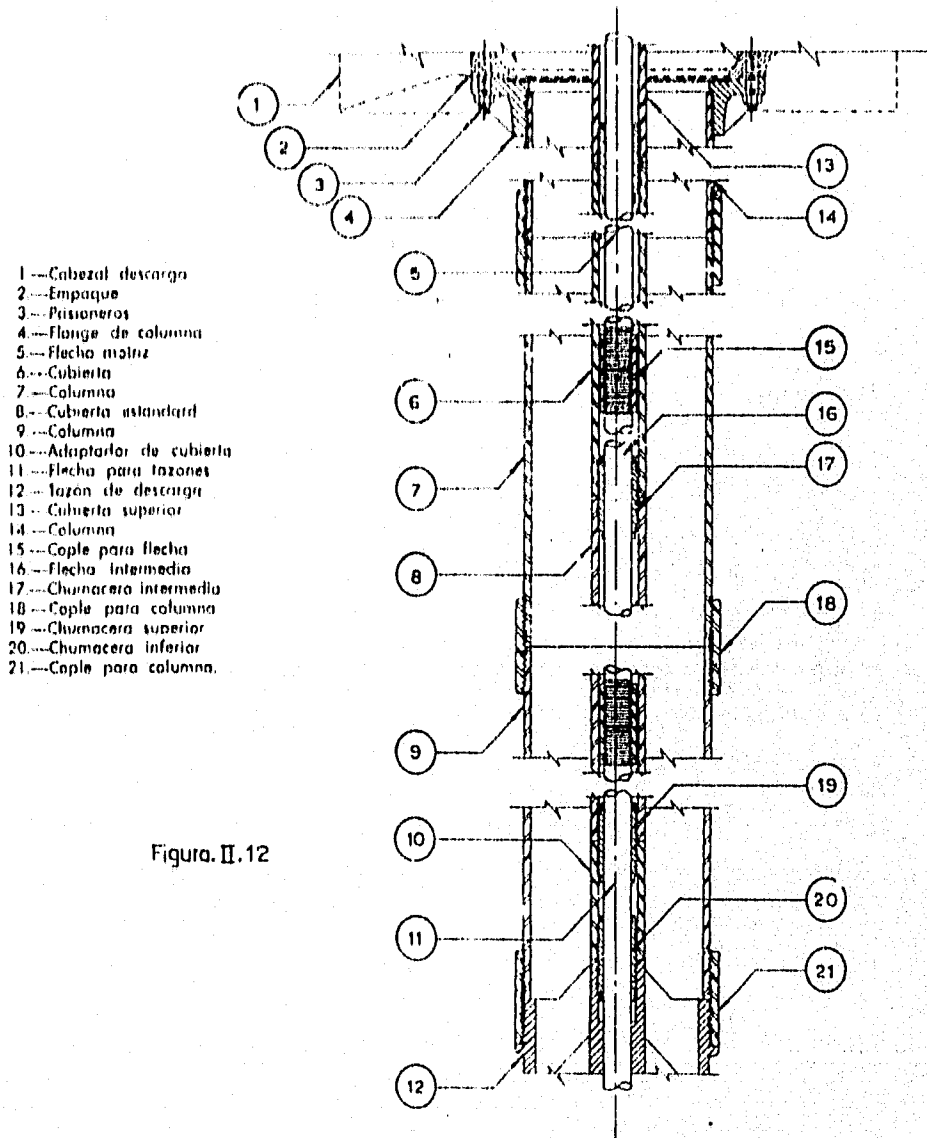


Figura. II.12

### II.3 CALCULO Y SELECCION DE LAS BOMBAS.

#### CURVAS CARACTERISTICAS DE LA BOMBA.

Para explorar las curvas características de varias bombas y formar una tabla comparativa de selección se necesita conocer:

q gasto de la bomba, cuyo valor será según la alternativa propuesta.

H Carga dinámica total aproximada y su posible variación.

CNSPd Carga neta de succión positiva disponible.

Además de tener presente el ciclaje de la energía eléctrica, en el caso que se vaya a disponer de ella, a fin de usar las curvas de eficiencia del ciclaje correspondiente.

En la bomba modelo 18XH 6920 marca Fairbanks con una columna de 14" el diámetro máximo del impulsor es de 14.25" y su máxima eficiencia de 85%, para un gasto aproximado de 6000 gpm, la carga total = 135 ft.

Aunque el gasto y la eficiencia son apropiados, la carga no es la requerida de 180 ft, la velocidad es 1800 rpm y el diámetro de flecha de 2 7/16", la potencia al freno de 240 BHP, el NPSHr es de 32 ft el cual es un poco menor a nuestro NPSHd, podemos decir que este modelo es conveniente para nuestro proyecto con dos impulsores para suministrar la carga requerida, aunque el diámetro del impulsor es menor al que seleccionamos de 20".

La bomba modelo 28H 6920 con una columna de 20", marca Fairbanks, diámetro máximo del impulsor de 19.63", tiene una eficiencia de 78% para un gasto de 6000 gpm, la carga total es 140 ft y la velocidad 1400 rpm, el diámetro de la flecha es 4", la potencia al freno es de 280 BHP, el NPSHr es 35 ft.

Esta bomba es más conveniente para nuestro proyecto aunque la eficiencia es poco menor a la recomendada de 80%, se usarían también dos impulsores para alcanzar la carga de 180 ft.

La bomba modelo 28XH 6920 marca Fairbanks tiene:

Columna de 24", diámetro del impulsor de 21.59", eficiencia de 74%, gasto de 6000 gpm, carga total de 58 ft, velocidad 1200 rpm, diámetro de flecha de 4", potencia al freno de 130 BHP, NPSHr de 15 ft.

En este modelo el inconveniente es la eficiencia demasiado baja para proporcionar nuestro gasto, al igual que la NPSHr que en nuestro caso es de 10.5 m.

---

Los datos de:

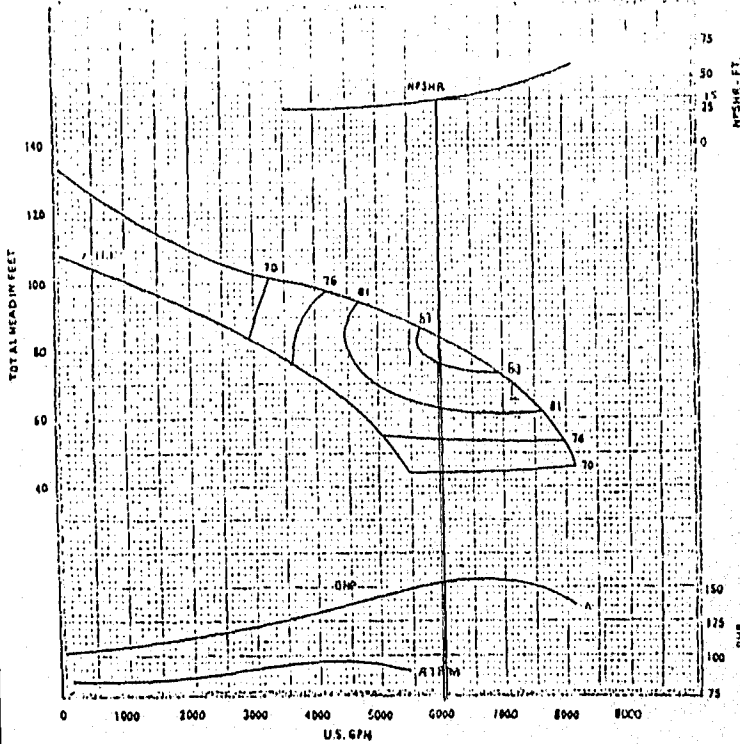
Eficiencia, carga total, potencia total, potencia al freno y NPSHr.

Se determinaron de las curvas características de las bombas mencionadas, considerando el gasto requerido aproximado de 6000 gpm, en el caso de la carga total se consideró que no fuera menor a la calculada de 180 ft, y la eficiencia no menor a 80% y el NPSHr menor a 10.5 m.

En las curvas características de los modelos de bombas referidos, la curva que indica el BHP superior indica el diámetro mayor del impulsor y es el que consideramos para seleccionar nuestro tipo de bomba.



## VERTICAL TURBINE PUMPS SINGLE STAGE PERFORMANCE



24MC  
6970

1170  
RPM

IMPELLER  
T4M92

Figura II.13

### EFFICIENCY CORRECTIONS (I)

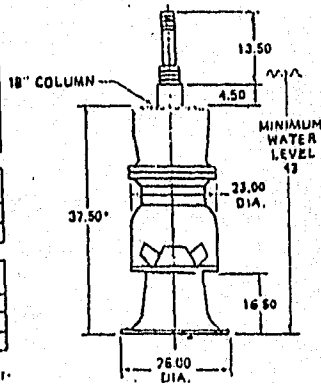
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	.30 POINTS
2	.20 POINTS
3	.10 POINTS
4	NO CHANGE
5	NO CHANGE
6 OR MORE	NO CHANGE

BOWL MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	.10 POINTS
EPOXIED C.I.	NO CHANGE

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	.10 POINTS
BRONZE	NO CHANGE
EPOXIED C.I.	NA

(II) Refer to "Application and Reference Data" for head correction.

### DIMENSIONS (Inches)



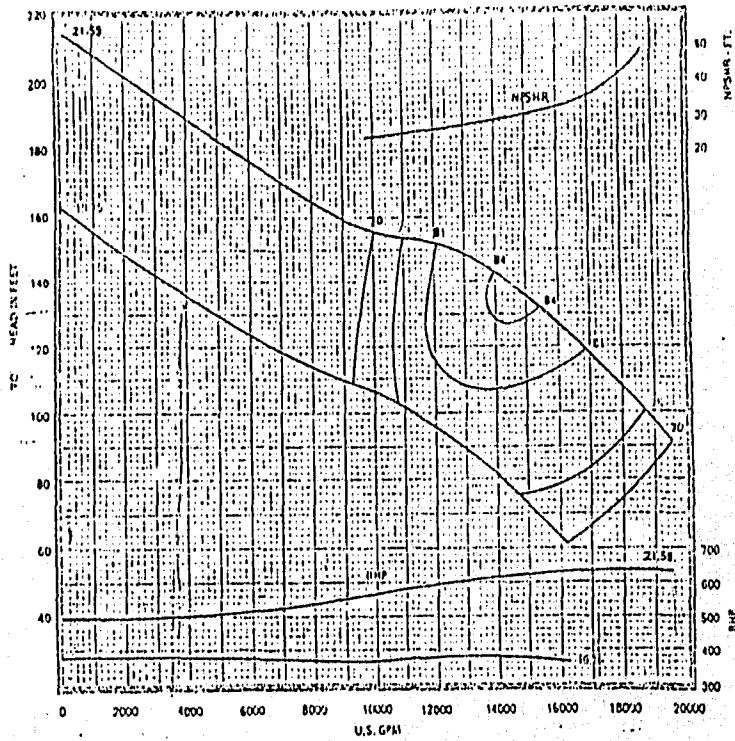
\*Add 16.50 for each additional piece.

### TECHNICAL DATA

DATA	VALUE
MAXIMUM OPERATING SPEED	1200 RPM
MAXIMUM NUMBER OF STAGES	8"
PUMP SHAFT DIAMETER	3 1/4" IN
IMPELLER EYE AREA	110.9 SQ. IN
MAXIMUM SPHERE SIZE	1.38 IN
K <sub>1</sub> (THRUST FACTOR)	66 LBS. FT
K <sub>2</sub> (ROTOR WT PER STAGE)	108 LBS
BOWL WT. (FIRST STAGE)	1600 LBS
BOWL WT. EACH ADD'L STAGE	700 LBS
ALLOWABLE SHAFT STRETCH	.44 IN.**
WK <sub>1</sub> (FIRST STAGE)	43.60 LBS. FT <sup>2</sup>
WK <sub>2</sub> (EACH ADD'L STAGE)	31.30 LBS. FT <sup>2</sup>
BOWL RING CLEARANCE	NA

\*\*These are nominal values. Refer to "Application and Reference Data" for information further limiting or extending these values.

VERTICAL TURBINE PUMPS  
SINGLE STAGE PERFORMANCE



28X11  
6920  
1170  
RPM  
IMPELLER  
15NA26R

Figure II.14

EFFICIENCY CORRECTIONS (1)

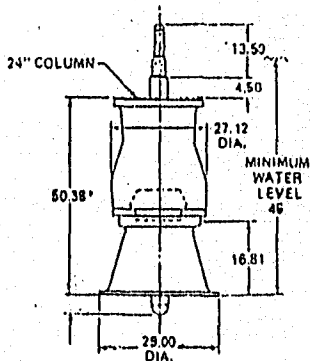
NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	-1.0 POINTS
2	NO CHANGE
3	NO CHANGE
4	NO CHANGE
5	NO CHANGE
6 OR MORE	NO CHANGE

BOWL MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	-1.0 POINTS
EPOXYED C. I.	NO CHANGE

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	-1.0 POINTS
BRONZE	NO CHANGE
EPOXYED C. I.	NO CHANGE

(1) Refer to "Application and Reference Data" for head correction.

DIMENSIONS (Inches)



\*Add 24.00 for each additional stage.

TECHNICAL DATA

DATA	VALUE
MAXIMUM OPERATING SPEED	1200 RPM
MAXIMUM NUMBER OF STAGES	2**
PUMP SHAFT DIAMETER	4 IN.
IMPELLER EYE AREA	197.250 IN.
MAXIMUM SPHERE SIZE	1.01 IN.
K <sub>1</sub> THRUST FACTOR <sup>1</sup>	76 LBS./FT. <sup>2</sup>
K <sub>2</sub> ROTOR WT. PER STAGE <sup>1</sup>	190 LBS.
BOWL WT. (FIRST STAGE)	2420 LBS.
BOWL WT. (EACH ADD'L. STAGE)	1210 LBS.
ALLOWABLE SHAFT STRETCH	1.06 IN.
WK <sup>2</sup> (FIRST STAGE)	107.31 LBS.-FT. <sup>2</sup>
WK <sup>2</sup> (EACH ADD'L. STAGE)	104.88 LBS.-FT. <sup>2</sup>
BOWL RING CLEARANCE	0.18, 0.22 IN.

\*\*These are nominal values. Refer to "Application and Reference Data" for information further limiting or extending these values.

## VERTICAL TURBINE PUMPS SINGLE STAGE PERFORMANCE

18XH  
6920

1770  
RPM

IMPELLER  
T9K8268

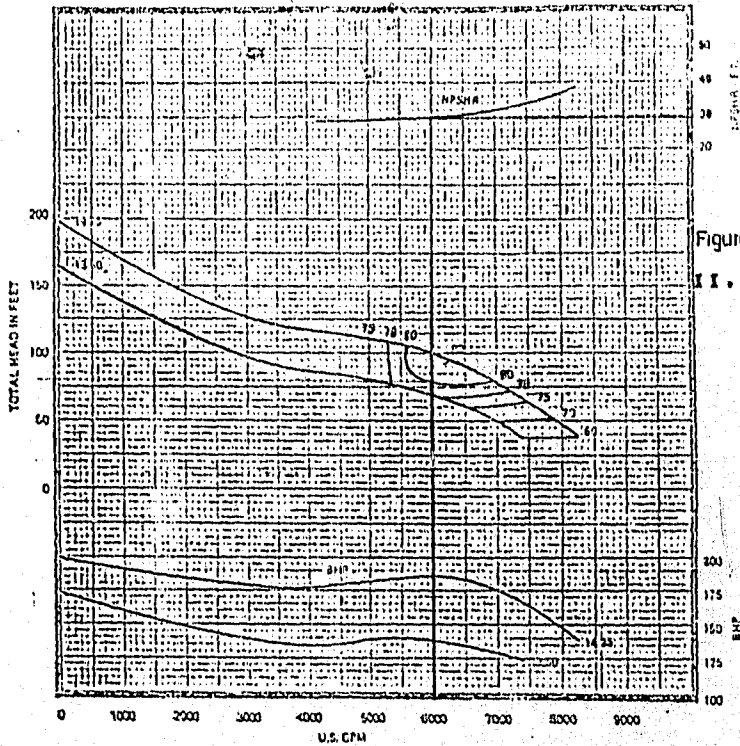


Figure  
11.15

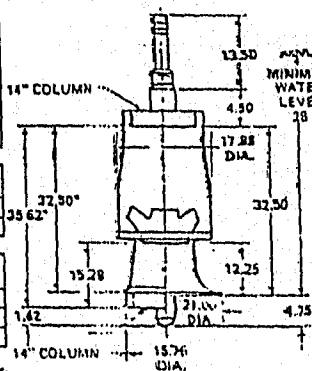
### EFFICIENCY CORRECTIONS (1)

NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE
1	-20 POINTS
2	-10 POINTS
3	NO CHANGE
4	NO CHANGE
5	NO CHANGE
6 OR MORE	NO CHANGE

BOWL MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	-20 POINTS
EPOXIED C-1	NO CHANGE

IMPELLER MATERIAL	EFFICIENCY CHANGE
CAST IRON	-10 POINTS
BRONZE	NO CHANGE
EPOXIED C-1	NO CHANGE

### DIMENSIONS (Inches)



### TECHNICAL DATA

DATA	VALUE
MAXIMUM OPERATING SPEED	1000 RPM
MAXIMUM NUMBER OF STAGES	6**
PUMP SHAFT DIAMETER	2 1/2" IN.
IMPELLER EYE AREA	86.1 SQ. IN.
MAXIMUM SPHERE SIZE	1.75 IN.
K <sub>1</sub> (THRUST FACTOR)	33 LBS./FT.
K <sub>2</sub> (BOWL WT. PER STAGE)	50 LBS.
BOWL WT. (FIRST STAGE)	750 LBS.
BOWL WT. (EACH ADD'L. STAGE)	350 LBS.
ALLOWABLE SHAFT STRETCH	94 IN.**
WK <sub>1</sub> (FIRST STAGE)	15.56 LBS.-FT. <sup>2</sup>
WK <sub>2</sub> (EACH ADD'L. STAGE)	13.27 LBS.-FT. <sup>2</sup>
BOWL RING CLEARANCE	.0147/0.020 IN.

\*\*These are nominal values. Refer to "Application and Clearance Data" for information further limiting or changing these values.

(1) Refer to "Application and Reference Data" for head correction.

**CURVAS CARACTERISTICAS GASTO-CARGA-POTENCIA-EFICIENCIA-NPSH DE LAS BOMBAS DE FLUJO AXIAL, FLUJO MIXTO Y FLUJO RADIAL.**

Las características de funcionamiento de una bomba centrífuga los determina la relación entre altura y capacidad o caudal (gasto), expresado como curva H-Q.

Las curvas H-Q pueden clasificarse como estables e inestables.

Las curvas estables (ver figuras-2.2 y 2.4) son aquellas que marcan un solo gasto para una carga determinada. Las cargas inestables son aquellas que presentan dos o más gastos para la misma carga (ver figuras 2.3, 2.5 y 2.6).

En el caso de que la curva sea estable-creciente (ver figura 2.2a) se observa que al disminuir H aumenta Q, y la potencia necesaria crece hasta un máximo situado en el punto de diseño o cerca del mismo, para volver a disminuir (ver figura 2.2b).

En la figura 2.3a, se tiene una curva inestable-descendente donde H crece primero desde el valor para descarga nula, para disminuir después al aumentar de nuevo la descarga y la potencia necesaria sigue creciendo después de que la bomba ha llegado al punto de diseño. (ver figura 2.3a).

La diferencia principal entre los dos tipos de curvas antes descritas, es que una curva H-Q estable, cualquier descenso de H por debajo del punto de diseño no podrá sobrecargarse el motor de la bomba o sea que no habrá sobrecarga, pero en el caso de tener curvas H-Q inestables al ocurrir un descenso en H, si se sobrecargara el motor o sea que habrá mayor demanda de potencia, en este caso se tendrá la condición de sobrecarga.

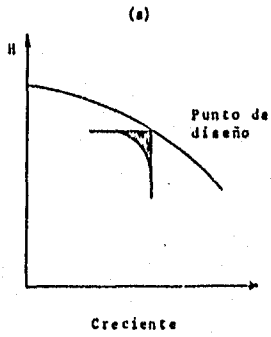
En las figuras 2.4 y 2.5 se tienen también otros dos tipos de curvas H-Q, la primera es considerada estable y la segunda inestable por las razones antes mencionadas.

Nótese que la curva de la figura 2.4a es demasiado empinada, lo cual indica que presentará un pequeño cambio de Q pero H variará mucho si se desplaza el punto de diseño. La curva de potencia (ver figuras 2.4b) es sensiblemente horizontal de modo que la demanda de potencia variará poco, independientemente del gasto Q.

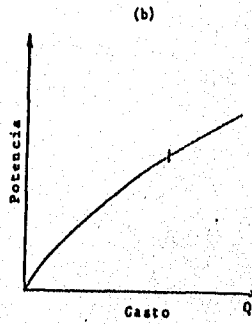
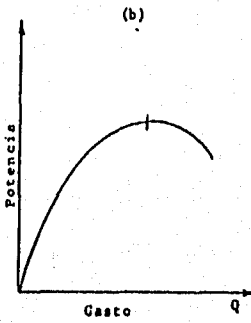
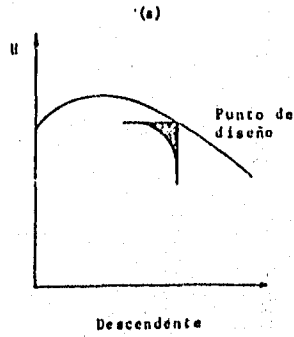
La curva de la figura 2.5a es plana y mostrará un gran cambio de capacidad Q, pero H variará poco al desplazarse el punto de diseño, nótese que la demanda de potencia (ver figura 2.5b) a cero gasto será menor que la del punto de diseño.

Figuras

2.2



2.3



**CURVAS ALTURA VS CAPACIDAD (GASTO)**

---

Figura 2.4

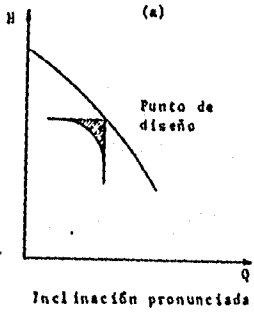


Figura 2.5

PMO.88

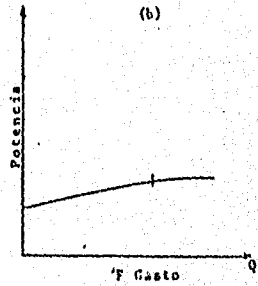
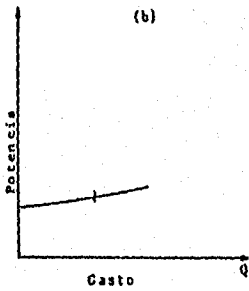
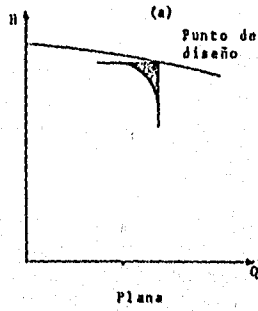
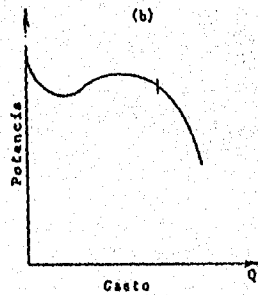
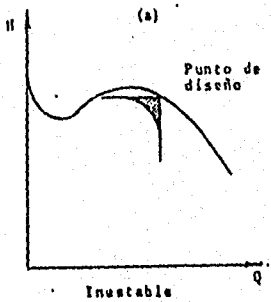


Figura 2.6



Otro tipo de curvas inestables son los que tienen una depresión en la curva H-Q entre el punto de diseño (máxima eficiencia) y gasto cero (ver figura 2.6a).

En esta curva a gasto máximo de consumo de potencia tiende a ser baja, pero a medida que Q disminuye se consume mayor potencia, de manera que cualquier reducción en la capacidad Q origine una sobrecarga del motor que se halla proyectado para el punto de operación (ver figura 2.6b).

#### DETERMINACION DE LA ZONA PARA UNA ADECUADA SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO.

La figura 6.1 representa una curva típica de una bomba centrífuga donde se observan las características capacidad-carga, para los diámetros máximos y mínimos así como las curvas de igual rendimiento, potencia y NPSH requerido por la bomba.

La figura 6.2 considera 5 casos donde los puntos de operación varían para las mismas condiciones de  $Q_n$  y  $H_n$ .

1). Punto de funcionamiento situado sobre la curva de diámetro máximo del impulsor. Esta bomba no tiene posibilidades de aumentar su caudal y altura para el caso de verificarse una alteración en las pérdidas de carga de la línea o se requiera una ampliación de capacidad de la planta.

2). Punto situado sobre la curva correspondiente a diámetro mínimo. Implica que la bomba elegida está muy sobredimensionada para las condiciones de operación exigidas. Lo más probable es que el precio de la máquina no sea muy competitivo.

3. Punto muy a la izquierda de la línea de máximo rendimiento. La bomba está sobredimensionada, si la potencia hidráulica es alta, la pérdida de energía sería sensible (bajo rendimiento). Para bombas de alta velocidad específica y gran caudal, un alto desplazamiento del punto de funcionamiento respecto del de máximo rendimiento implica alto esfuerzo radial que puede provocar el contacto entre partes móviles y fijas de la bomba con el consecuente deterioro de la máquina.

Punto situado muy a la izquierda de la línea de máximo rendimiento puede provocar un alto calentamiento en el fluido (por bajo rendimiento), que implicaría un aumento de su presión de vapor y, por lo tanto una disminución del NPSH en la aspiración de la bomba con la posible cavitación.

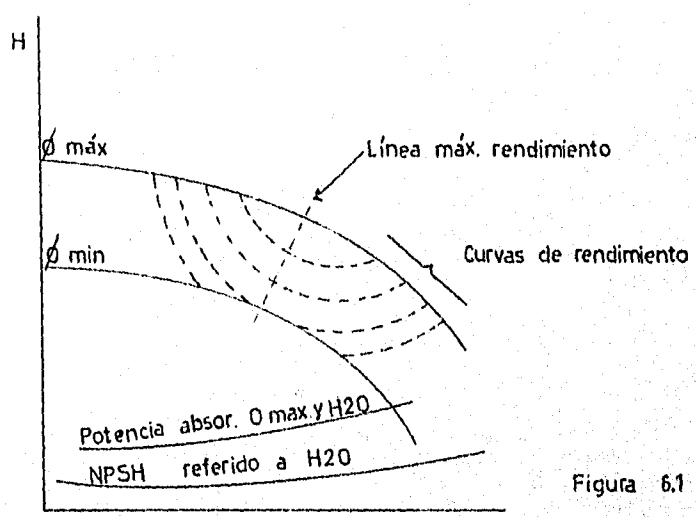


Figura 6.1

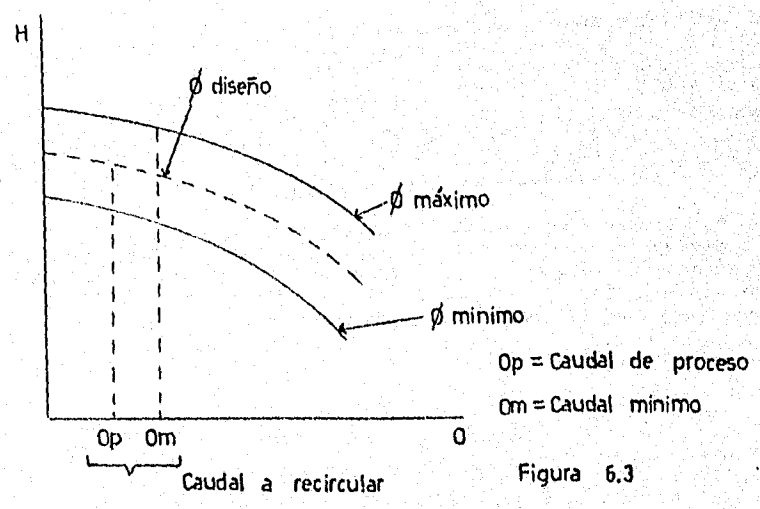


Figura 6.3



Si la bomba ha de generar muy baja energía hidráulica, siendo reducida su velocidad específica, podrá suministrarse a la línea las condiciones de operación requeridas siempre que se intercale entre la aspiración y descarga de la bomba en by-pass que recircule la diferencia entre el caudal mínimo requerido por la bomba y el requerido por la bomba y el requerido por el proceso. ver fig.6.3

Esto se llevará a cabo siempre que no se encuentre en el mercado una bomba competitiva que alcance el caudal de operación sin requerimiento de intercalar un by-pass.

4). Un punto situado ligeramente a la izquierda de la línea de máximo rendimiento, curva de funcionamiento por debajo de la correspondiente a diámetro máximo.

En caso de requerirse un cierto aumento en la altura de la bomba como consecuencia de un incremento de la pérdida de carga de la línea, instalando un impulsor de diámetro superior, podrían ser alcanzadas las nuevas condiciones de operación. Un aumento de caudal desplazaría el punto a la derecha por lo que el rendimiento se incrementaría, PUNTO DE FUNCIONAMIENTO OPTIMO.

5). Punto a la derecha de máximo rendimiento. Bombas subdimensionadas, al incrementar la capacidad, disminuirá el rendimiento. Para bombas de alta velocidad específica y gran caudal, un alto desplazamiento del punto de funcionamiento a la derecha de la zona de máximo rendimiento implica un alto esfuerzo radial que puede provocar el contacto entre partes móviles y fijas de la bomba con el consecuente deterioro de la máquina.

---

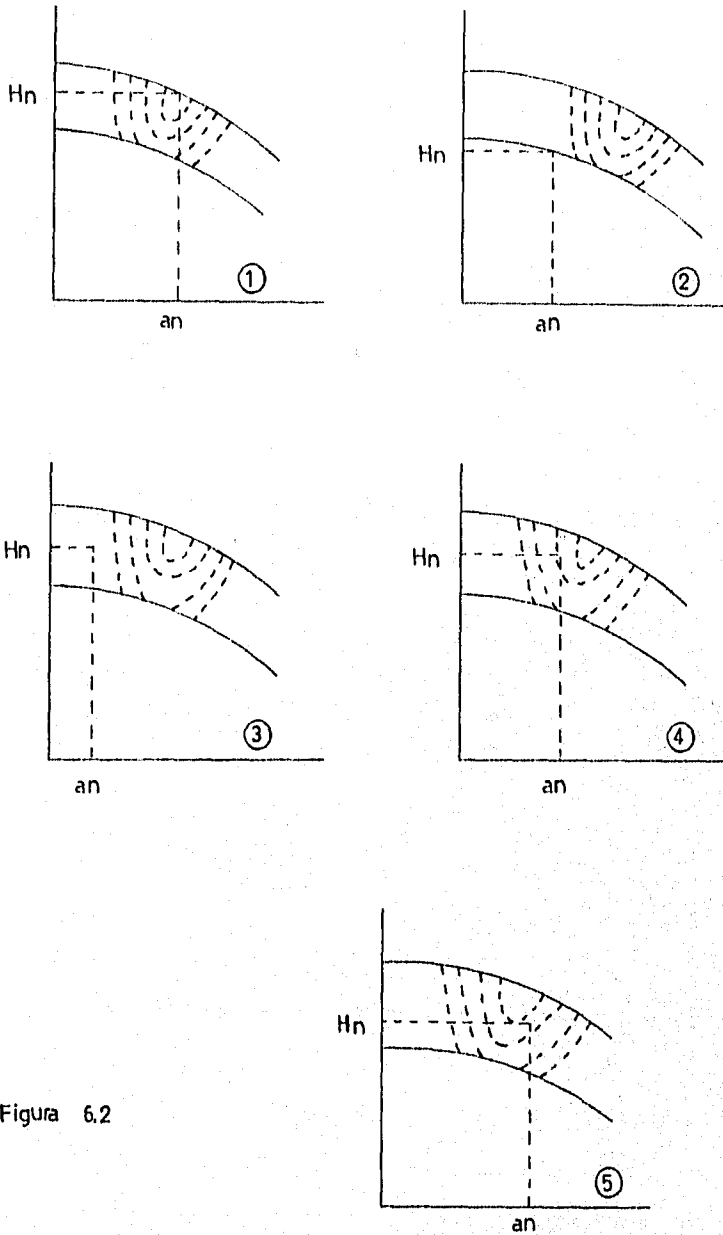


Figura 6.2

**CURVAS ALTURA VS CAPACIDAD (GABTO)  
 LAS CURVAS PUNTEADAS SON CURVAS DE RENDIMIENTO  
 LA GRAFICA 4 MUESTRA EL PUNTO OPTIMO.**

### II.3.1 VELOCIDAD ESPECIFICA

El principio de la similitud dinámica cuando se aplica a una bomba centrífuga indica que dos bombas de configuración similar tendrán características semejantes de funcionamiento.

El término velocidad específica es el que relaciona los tres factores principales de las características de rendimiento: capacidad, carga y velocidad de rotación, en un solo término. No hay que preocuparse por el análisis matemático utilizado para establecer la relación entre la velocidad específica y las características de funcionamiento de una bomba. En su forma básica, la velocidad específica es un número índice que se expresa como:

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

En donde N = la velocidad específica,  
 n = velocidad de rotación rpm,  
 Q = capacidad gpm,  
 H = carga ft (carga por etapa en una bomba de etapas múltiples).

La ecuación anterior no cambia aunque el impulsor sea de succión sencilla o doble. Por tanto, cuando se cita un valor definido de velocidad específica se menciona el tipo de impulsor.

Aunque se podría calcular la velocidad específica en cualquier condición dada de carga y capacidad, la definición de la velocidad específica supone que la carga y capacidad utilizadas en la ecuación son para la máxima eficiencia de la bomba. El número de la velocidad específica es independiente de la velocidad de rotación a la que funciona la bomba.

Se debe recalcar que la velocidad específica es un número índice, un concepto similar al del apellido que identifica las diversas características de un grupo, las bombas de la misma velocidad específica tienen varias características que las distinguen de las que tienen otras velocidades específicas.

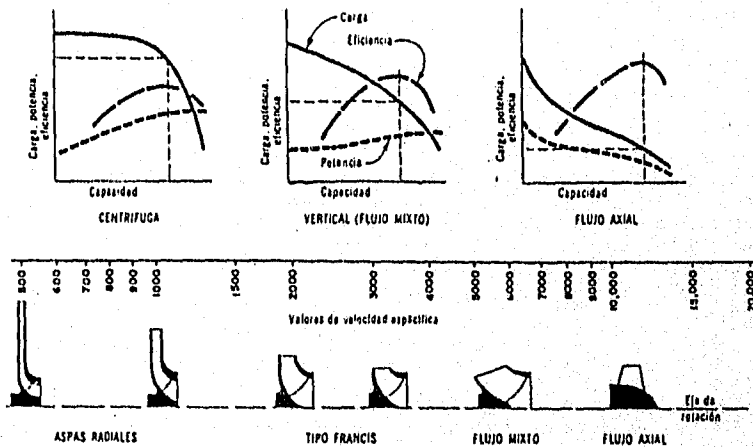


FIGURA II.16

Por ejemplo, las características físicas y el contorno general de los perfiles de los impulsores tienen estrecha relación con sus respectivas velocidades específicas. Por tanto, el valor de la velocidad específica describirá de inmediato la configuración aproximada del impulsor. Del mismo modo la velocidad específica de una bomba dada reflejará en forma definitiva en la forma de las curvas características de la bomba, fig. II.16

Aunque se pueden hacer algunas variaciones en la forma de estas curvas con cambios en el diseño de los conductos para líquido en el impulsor y en la carcasa, la variación que se puede obtener sin perjudicar la eficiencia de la bomba es bastante pequeña. Otro parámetro en que influye la velocidad específica es la máxima eficiencia que se puede obtener con impulsores de diferentes velocidades específicas y tamaños fig. II.16

## VELOCIDAD DEL FLUJO.

La selección de la velocidad correcta es, quizás, la consideración más importante al dimensionar las tuberías.

Una velocidad excesiva originará elevadas pérdidas por rozamiento con el resultado de un aumento en los costes de bombeo.

Con una velocidad baja se reducen los costos de bombeo hasta niveles económicos, si es demasiado baja obligará al proyectista a seleccionar tuberías y accesorios de tamaños tan grandes que, junto con los costos adicionales de la instalación inflaría considerablemente el presupuesto de inversión.

Este último aspecto es importante cuando se trata de tuberías de alta presión que exigen paredes de tubería más gruesas

Tabla II.3.2.A

## VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA TUBERIA DE AGUA, m/s.

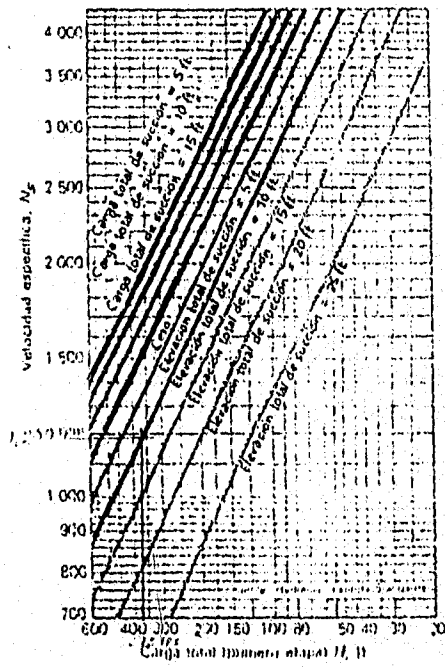
Líneas de aspiración de bombas	1.00 *
Líneas de impulsión de bombas	2.00
Líneas de bajada por gravedad	0.30
Tuberías de servicios generales (baja presión)	2.00
Tuberías de alta presión	3.00
Tuberías para más de 20 N/mm <sup>2</sup>	4.50
Líneas de condensado	0.75
Líneas de aspiración de vacío	0.50
Colectores de aguas residuales	1.00

Los valores no son obligados, condiciones cambiantes o no habituales pueden precisar valores distintos, generalmente del lado de menores velocidades y mayores diámetros.

Casos típicos podrían ser aquellas condiciones en las que existía una corrosión excepcional o excesiva cantidad de sedimentos.

\* Para agua hirviendo o caliente esta velocidad debería reducirse a 0.5 m/s aproximado.

Con velocidades excepcionalmente altas la tubería llega a vibrar, lo que es una situación no deseable, para esta situación se emplean los machones véase capítulo 3.



Limites de velocidad específica para bombas de succión sencilla con impulsor suspendido

Figura II.17

Las caídas de presión recomendadas para tubería de agua varían según el servicio y el caudal, siendo típicos los valores siguientes:

1.0 - 6.0 lb/in<sup>2</sup> por cada 100 ft para caudales hasta 100 gal/min.

1.0 - 4.0 lb/in<sup>2</sup> por cada 100 ft para caudales de 100 a 500 gal/min.

2.0 lb/in<sup>2</sup> o menos por cada 100 ft para caudales de más de 500 gal/min.

Las caídas de presión admisibles en las líneas de aspiración de bombas deben mantenerse por debajo de 1.0 lb/in<sup>2</sup> por cada 100 ft de tubería, independientemente del caudal.

---

## II.3.2 CARGA DINAMICA TOTAL APROXIMADA Y SU POSIBLE VARIACION.

Decimos que el valor de la carga total de operación para estos fines es aproximado, porque inicialmente se suponen las dimensiones de ciertos elementos que al final pueden hacer variar el valor de dicha carga; por ejemplo, el diámetro de la tubería de succión o el de la descarga y en ocasiones, pueden no ser los definitivos una vez elegida la bomba y haber afinado el cálculo. Sin embargo, esa variación generalmente es pequeña y para fines comparativos es suficiente con adoptar a juicio dimensiones probables.

Por otra parte hay que tomar en cuenta que en la curva de operación de una bomba se pueden absorber las pequeñas variaciones de una carga, por cualquier eventualidad, sin que cambien notablemente las características de funcionamiento.

En el cálculo de esta carga, se deben considerar las posibles condiciones desfavorables para la operación de la bomba de las cuales, en términos generales:

## Condiciones de operación

Si al observar las demandas mensuales en la zona de riego y las fluctuaciones del nivel del agua en la fuente de aprovechamiento, se advierte que el gasto máximo es requerido en el mes en el cual dichos niveles son mínimos, la condición de operación más desfavorable (ya que la carga estática del sistema es mayor) será:

Para  $Q_{m\acute{a}x}$  y  $H_{m\acute{a}x}$  ----- operación A fig.II.18

Lo anterior en casi todos los casos sucede y parece lógico, puesto que las plantas necesitan, del agua de riego, en épocas en que escasea. Pero puede suceder que debido a un plan de cultivos en la zona de riego o al régimen de la fuente o a ambos factores, se presente el caso de requerirse el gasto máximo cuando los niveles no sean precisamente los mínimos y entonces las condiciones notables de operación serán:

$Q_{m\acute{a}x}$ . para  $H < H_{m\acute{a}x}$ . ----- operación B

$Q < Q_{m\acute{a}x}$ . para  $H = H_{m\acute{a}x}$ . ----- operación C



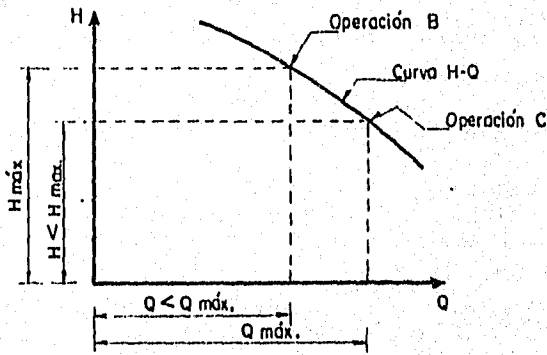
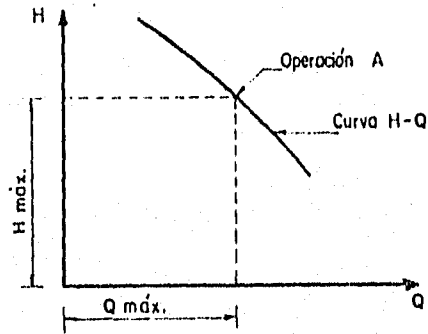


Figura II.18

Para los casos en que se tenga la condición desfavorable (A) no siempre convendrá elegir una bomba que opere para esa condición con su máxima eficiencia, pues tomese en cuenta que, el gasto máximo sólo se emplea generalmente poco tiempo. Lo recomendable es hacer un estudio cuidadoso de los niveles del agua en la fuente y buscar la máxima eficiencia de la bomba para el mayor tiempo de operación.

Quando en el problema se presentan las condiciones (B) y (C) es factible buscar la solución con un equipo calculado para condición (C) ( $Q < Q_{\text{máx}}$  para  $H_{\text{máx}}$ ); pero con un tipo de bomba cuya curva de funcionamiento sea tal que, al disminuir la carga de operación debido a que la carga estática decrece, por el aumento de los niveles en la succión, satisfaga la condición (B). Con esta solución se consigue el empleo de un equipo de menor tamaño que el diseñado únicamente para condición (B). Gráficamente lo muestra la fig. II.18

Se hace la observación que dadas las características de los elementos de un sistema (tuberías, válvulas, etc.) al disminuir la carga estática generalmente disminuye la carga dinámica total, aún cuando aumentan las pérdidas de energía porque aumenta el gasto y consecuentemente la velocidad.

Niveles del agua mínimos en el río y en el cárcamo.

Nivel de agua máximo = 913.03 msnm

Nivel de agua mínimo normal = 912.37 msnm

De datos relativos a los niveles mínimos del agua registrados en el río y especialmente de los mínimos mensuales, se observó que no existen diferencias acentuadas entre esos valores por lo que se consideró práctico formar un promedio de dichos niveles como el mínimo normal de la succión que es 912.37 msnm.

**CALCULO DE LA CARGA DINAMICA TOTAL APROXIMADA.**

Con 5 unidades  $q = 1.875 \text{ m}^3/\text{s} = 29720 \text{ gpm}$

De acuerdo a la fig. II.7 se tiene:

$$H = h_{et} + h_f + h_{fa} + h_{vd}$$

H = carga manométrica total  
 $h_{et}$  = carga estática total.  
 $h_f$  = carga de fricción en la succión.  
 $h_{fa}$  = carga de fricción en la descarga.  
 $h_{vd}$  = carga de velocidad en la descarga.

Condiciones de operación.

Condición I. nivel del agua en la succión mínima extraordinaria: elev. 912.3 msnm

( $h_{et}$ ) Carga estática total  
 Elevación nivel del agua en la descarga 964.34msnm  
 Elevación nivel del agua en la succión 912.3 msnm  
 $h_{et} = 52.04 \text{ m}$

( $h_f$ ) Carga de fricción en la succión:

Debido a la magnitud del gasto, la ubicación que se fija para las bombas y por ende de la carga de succión; se pensó desde luego en una bomba de eje vertical. En este caso el valor de esta carga estará dado por la pérdida por fricción en la columna de la bomba y la debida al cabezal de descarga. Esta última es en general pequeña y despreciable, sobre todo cuando se emplean cabezales estándar prefabricados; se considerará en el cálculo definitivo una vez que se conozcan sus características también definitivas.

**PERDIDA POR FRICCIÓN EN LA COLUMNA.**

Consultando la tabla página 325 del apéndice.

Notese que en estas tablas se proponen las dimensiones del diámetro de la columna y de la flecha de acuerdo con el gasto (expresado en galones por minuto) para tener pérdidas de energía aceptables.

Para conocer el diámetro de la flecha indicado y ver qué porcentaje de pérdidas por fricción se tienen de acuerdo con ese diámetro, se hace lo siguiente:

Se calcula la potencia:  $P = q H / 76\eta$

$q$  = gasto en litros/seg

$H$  = carga total

$\eta$  = eficiencia mecánica (supongase de 0.8)

76 = constante para obtener la potencia en HP.

Cuando vayan a existir pérdidas fuertes por fricción (por ejemplo en tuberías de descarga largas), se deberá hacer un cálculo aproximado de estas pérdidas y sumárselas a la carga estática.

Para este caso  $H = 52m$ ,  $\eta = 0.80$

$$P = \frac{375 \cdot 52}{76 \cdot 0.8} = 320.72 \text{ HP.}$$

Observando la tabla de la pag. 114 se puede conocer la flecha conveniente de acuerdo con la potencia y la velocidad de rotación (o viceversa) así como las pérdidas mecánicas por fricción en la misma, se ve que con una flecha de diámetro 2 3/16" se cubre una gama de velocidades y potencias mayores que 375 HP por lo que puede considerarse ese diámetro en el cálculo de la fricción debida al flujo hidráulico que se tendrá en la columna de succión.

Por lo tanto para  $q = 375 \text{ lps} = 5944 \text{ gpm}$ , considerando una columna de 20"x 2 3/16" (diámetro exterior y flecha).

En la tabla pag. 42 se observa que para este diámetro de columna con la velocidad en rpm y diámetro de flecha se tiene el menor % de pérdida por columna de fricción, por lo que es conveniente para esa potencia, pero se usará aquella que determinen curvas características de fabricante la cual es mayor.

La pérdida por fricción en porciento de longitud de columna vale 1 % en ft por columna de 100 ft, vea tabla pag. 42

$L_c$  = longitud de columna

Considerando la brida de unión del tazon con la columna, 80cm, abajo del nivel del piso del conducto (elev. 911.85mm) es decir, suponiendo que la bomba requiera una sumergencia de mas o menos 2m. De la curva característica la minima sumergencia es 43" o 1.10m mas la distancia que existe de la brida al nivel del conducto supuesto 80 cm, mas la distancia del piso a la campana aproximado 40 cm.

$$K = 1.10 + 0.80 + 0.40 = 2.3 \text{ m}$$

$$L_c = \text{elev. } 6.8\text{m} - \text{elev. } 2.3\text{m} = 4.5\text{m}$$

$$L_c = 4.5\text{m}$$

$$h_{f_3} = L_c \times 1\% = 4.5 \times 0.01 = 0.05\text{m}$$

( $h_{f_3}$ ) = carga de fricción en la descarga.

Cada bomba descargará en forma independiente a una tubería de acero, y a un tanque que se localiza a 397m de la bomba. Basándose en el diámetro elegido para la columna de succión se adoptará para el de la tubería de descarga el mismo diámetro de 20". Se recuerda que en tuberías de descarga largas, este diámetro suele ser diferente del de la columna de la bomba.

Por lo tanto, el valor de esta carga se considerará:

Longitud de tubería de acero de 0.508m(20") diámetro.

Cálculo de la fricción en la tubería con:

$$h_f = (vn / r^{2.3})^2 L ; \text{ fórmula de Manning.}$$

$h_f$  = pérdida de energía por fricción en m.

$v$  = velocidad del agua en la tubería en m/seg.

$n$  = coeficiente de rugosidad para este caso  $n=0.013$  acero.

$r$  = radio hidráulico en m.

$L$  = longitud considerada en m.

Por lo tanto:

Nivel del agua en el cárcamo 912.3 msnm  
Gasto descarga 3 bombas.

$$q = v a \quad ; \quad a = 0.785 d^2 = 0.785(20 \cdot 2.54)^2 = 2025.8 \text{ cm}^2 \\ = 0.2025 \text{ m}^2$$

$$v = q/a = 0.375 \text{ m}^3 / 0.2025 \text{ m}^2 = 1.8518 \text{ m/seg}$$

$$n = 0.013 \text{ (tubería de acero)}$$

$$r = d/4 = 0.508/4 \text{ m} = 0.127 \text{ m} ; \quad r^{2.3} = 0.2526 \text{ m}$$

Primer tramo de tubería, descarga independiente.  
L = 22.9m

sustituyendo:

$$hf = (vn/r^{2.3})^2 \cdot L = \left[ \frac{1.852 \cdot 0.013}{0.2526} \right]^2 \cdot L = 2.182 \text{ m}$$

hvd = Carga de velocidad en la descarga.

$$hvd = v^2 / 2g$$

v = velocidad del agua en la tubería de descarga = 1.85 m/seg

g = aceleración de la gravedad = 9.81 m/seg<sup>2</sup>

$$hvd = 1.85^2 / (2 \cdot 9.81) = 0.09429 \text{ m}$$

Segunda longitud unión hasta el tanque.

$$q = 1.125 \text{ m}^3/\text{s} \quad V = 1.125 / 0.4401 = 2.556 \text{ m/s}$$

$$a = 0.785 d^2 = 0.785(30 \cdot 2.54)^2 = 4401.28 \text{ cm}^2 = 0.4401 \text{ m}^2$$

$$r = d/4 = 0.762/4 = 0.1905 \quad r^{2.3} = 0.3314$$

$$hfz = (vn/r^{2.3})^2 \cdot L = \left[ \frac{2.56 \cdot 0.013}{0.3314} \right]^2 \cdot L = 0.01008 \cdot 374.1 = 3.77 \text{ m} \\ \text{entre 3 bombas} = 1.26 \text{ m}$$

Carga de velocidad en la descarga.

$$hvdz = v^2 / 2g = 2.56^2 / (2 \cdot 9.81) = 0.334 \text{ m}$$

## CARGA DINAMICA TOTAL

$$hf = hf_1 + hf_2 = 2.2 + 1.2 = 3.4 \text{ m}$$

$$hvd = hvd_1 + hvd_2 = 0.09429 + 0.1113 = 0.2056 \text{ m}$$

Suma de las cargas parciales:

Carga estática total	het = 52 m
Carga de fricción en la succión	hfs = 0.05 m
Carga de fricción en la descarga	hfd = 3.4 m
Carga de velocidad en descarga	hvd = 0.2056 m
Carga manométrica total	H = 55.65 m

+ un 3% de variación H = 57.3 m

Gasto descarga de 2 bombas.  
Primer tramo de descarga independiente.

$$hf_1 = 2.18 \text{ m igual al anterior}$$

$$hvd_1 = 0.09429 \text{ m}$$

Segunda longitud de descarga al tanque.

$$L_2 = 374.1 \text{ m}$$

$$q = 0.375 \cdot 2 = 0.75 \text{ m}^3/\text{s} \quad a = 0.785(30 \cdot 2.54)^2 = 0.44 \text{ m}^2$$

$$V = 0.75/0.44 = 1.704 \text{ m/s} \quad r = d/4 = 0.1451$$

$$r^{2/a} = 0.2762$$

$$hf_2 = \left[ \frac{1.7 \cdot 0.013}{0.2762} \right]^2 \cdot L = 0.006436 \cdot L = 2.4 \text{ m entre 2 bombas}$$

$$= 1.2 \text{ m}$$

$$hvd_2 = V^2 / 2g = 0.1479 \text{ m entre 2 bombas} = 0.07399 \text{ m}$$

$$hf = hf_1 + hf_2 = 2.18 + 1.2 = 3.28 \text{ m}$$

$$hvd = hvd_1 + hvd_2 = 0.09429 + 0.07399 = 0.1682 \text{ m}$$

$$het = 52 \text{ m}$$

$$hfs = 0.05 \text{ m}$$

$$hfd = 3.28 \text{ m}$$

$$hvd = 0.205 \text{ m}$$

$$H = 55.53 \text{ m} + 3\% \text{ de aumento} = 57.2 \text{ m}$$

Siendo 5 unidades y para el nivel mínimo en la succión se tiene:

$$q = 1.875 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$H = 57.3 \text{ m}$$

### 11.3.3 SELECCION DEL IMPULSOR, FLECHA Y CABEZAL DE DESCARGA.

#### SELECCION DEL IMPULSOR.

Para un trabajo determinado, la mejor selección del modelo de impulsor es el que funcione con máxima eficiencia.

Desafortunadamente esto se logra rara vez porque para cada modelo de impulsor existe un punto en donde la combinación gasto-carga obtiene la máxima eficiencia; dado que es imposible para los fabricantes diseñar y construir bombas para cada tipo de operación, han fabricado impulsores estandar que abarcan diferentes condiciones de gastos y carga, existiendo por esta razón una gran variedad de modelos donde siempre hay la posibilidad de seleccionar uno que se adapte a las características de explotación con una eficiencia muy cercana al máximo.

En la selección de un modelo de impulsor, el gasto y la eficiencia son los factores determinantes, pues aún cuando dos modelos de impulsores sean del mismo diámetro, no están diseñados para proporcionar la misma eficiencia, ni consumen la misma potencia, aún cuando por ser del mismo diámetro su costo es el mismo.

Por otra parte, la carga dinámica total no interviene en la selección del modelo del impulsor, pero es el factor determinante para elegir el número de pasos.

#### CURVAS CARACTERISTICAS DE LOS IMPULSORES.

La mayoría de las empresas que fabrican las bombas verticales tipo turbina, han formulado sus propias especificaciones y bajo las mismas han fabricado sus modelos de impulsores para que funcionen con eficiencia ante cualquier combinación gasto y carga, dentro de estas especificaciones se encuentran las curvas características de los impulsores, mismas que han sido calculadas en las fábricas después de pruebas exhaustivas y a base de cuidadosa medición del gasto, presión, energía recibida y velocidad del impulsor.

En las curvas gasto- carga se observa:

Primero. El gasto y la carga dependen de la velocidad, diámetro y espesor del impulsor.



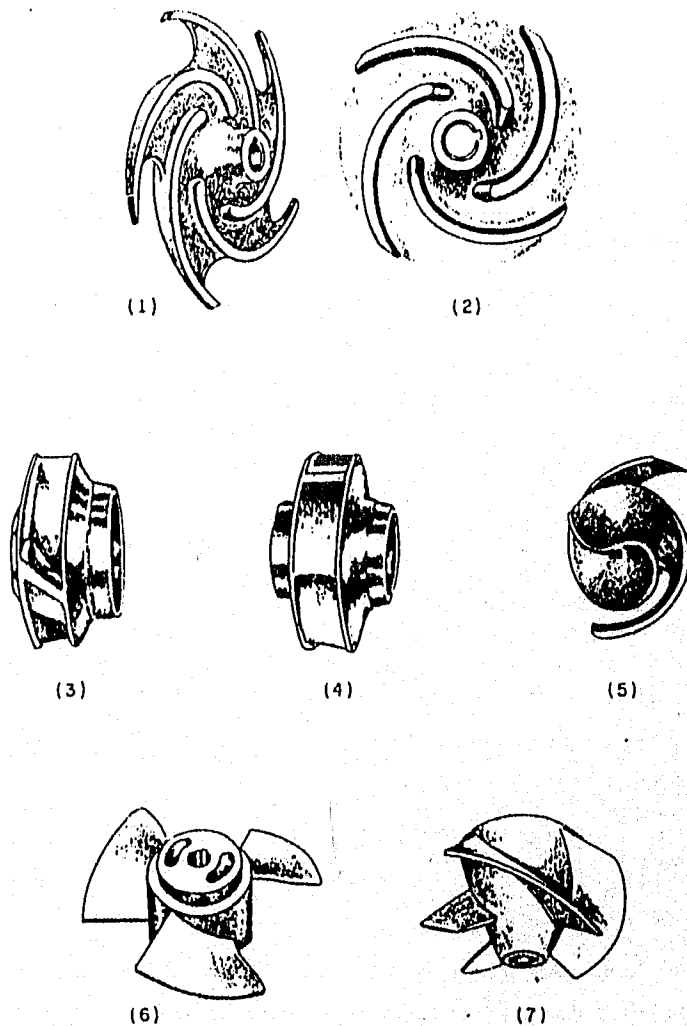


Fig. 2.9 IMPULSORES TIPICOS: (1)-Abierto (2)-Semiabierto  
 (3)-Cerrado de admisión simple (4)-Cerrado de doble admisión  
 (5)-Abierto (para pulpo de papel) (6)-De flujo axial (hélice) (7)-De flujo mixto

Figura II.19

Si se mantiene constante la velocidad, entre dos impulsores del mismo diámetro, el que tenga mayor espesor proporcionará mayor gasto. La carga depende del diámetro exterior del impulsor, al recortar un impulsor se disminuye su diámetro exterior, con lo cual se reduce la carga. El efecto del cambio del diámetro exterior es para disminuir la velocidad periférica del impulsor y tiene exactamente el mismo efecto que si se reduce la velocidad rotativa sin alterar el diámetro.

Segundo. La potencia es función del gasto, la carga y la eficiencia del impulsor.

Tercero. Si el diámetro del impulsor permanece constante, al cambiar la velocidad del impulsor, el gasto cambiará en razón directa, la carga en relación al cuadrado y la potencia en relación al cubo del cambio de velocidad, o sea:

$$\frac{\text{rpm } 1}{\text{rpm } 2} = \frac{Q_1 \sqrt{C_1}}{Q_2 \sqrt{C_2}} = \frac{\sqrt[3]{HP_1}}{\sqrt[3]{HP_2}}$$

Si los cambios entre estas razones son mayores a 5 o 6% la eficiencia del impulsor se reduce.

Selección del impulsor con la curva característica.

Motor Fairbanks modelo 24MC6970.

Diámetro = 20"  
 Velocidad = 1200 rpm  
 Gasto = 375 lps = 5944 gpm  
 Carga = 57.2 m  
 Potencia = 322 HP

#### DISENO DEL IMPULSOR.

Datos requeridos:

1. Velocidades meridionales en la entrada y salida ( $C_{m1}$  y  $C_{m2}$ ).
2. Diámetro exterior del impulsor.
3. Angulos de entrada y salida del aspa del impulsor.

Estas cantidades determinan los triángulos de entrada y salida de Euler.

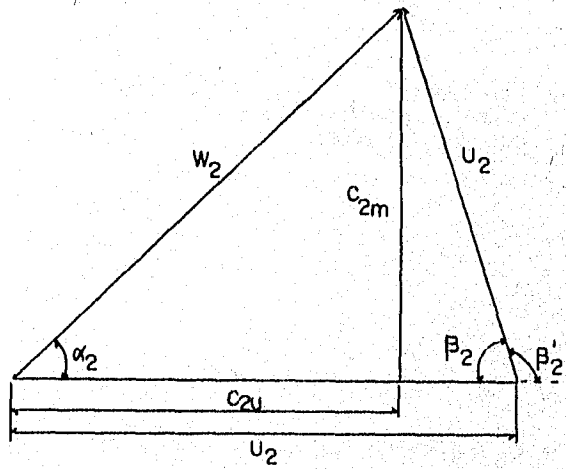
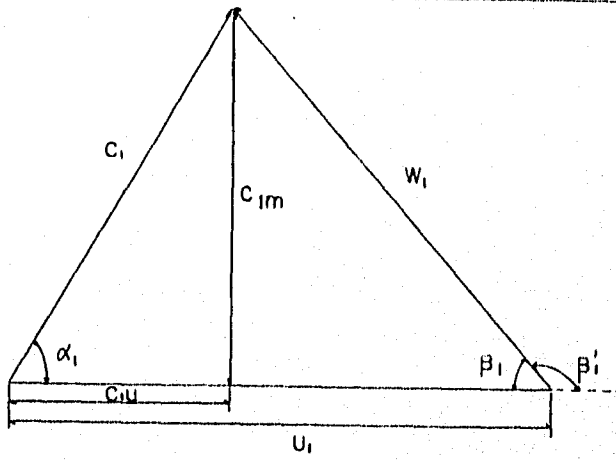


Figura II.20 Triángulos de velocidades de entrada y salida de los álabes de un rodete de bomba.

Descripción de los componentes de la figura anterior.

$U_1$  - Velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada.

$C_1$  - Velocidad absoluta del fluido a la entrada.

$W_1$  - Velocidad relativa a la entrada (del fluido respecto al álabe).

$C_{1m}$  - Componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

$C_{1u}$  - Componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.

$\alpha_1$  - Angulo que forma  $W_1$  con  $(-U_1)$ , el ángulo que forma  $W_1$  con  $+U_1$  es  $\beta'_1$ .

Nota. El segundo triángulo corresponde a las componentes del álabe a la salida del fluido, teniendo la misma descripción pero con subíndice 2.

---

Los datos de diseño obtenidos serán útiles para seleccionar un impulsor con esas características que se encuentre en el mercado, de ser un impulsor poco común, los valores serán útiles para la fabricación del impulsor requerido.

#### CUERPO IMPELENTE.

El impulsor será construido de bronce con una composición química adecuada para resistir satisfactoriamente el efecto abrasivo y corrosivo del líquido que manejará.

Será de tipo flujo mixto o tipo turbina de uno o dos pasos, en el caso que se utilice impulsor del tipo turbina deberá ser semi-abierto que permita el paso de los cuerpos flotantes en el agua, que alcancen a pasar a través de las rejillas.

El impulsor será de características adecuadas para manejar el gasto, carga total y eficiencia mínima especificadas.

Se instalará un mecanismo de no retroceso para evitar el giro inverso del impulsor cuando se para el motor eléctrico, dicho mecanismo podrá localizarse preferentemente en la parte superior del motor eléctrico.

Las propiedades mecánicas y químicas del impulsor serán consideradas para una mejor decisión de elección del equipo.

El impulsor o los impulsores deberán ser balanceados estática y dinámicamente, esto es al estar parados y al estar en funcionamiento.

El tazón se construirá de fierro fundido de primera calidad y tendrá espesores adecuados para resistir las presiones de trabajo, la presión correspondiente a la válvula cerrada, así mismo para resistir los efectos de abrasión y corrosión del agua.

Para unir la brida del tazón con la correspondiente de la columna y campana de succión, se utilizarán tornillos y tuercas de acero con tratamiento galvanizado, la cabeza y tuerca de los tornillos serán hexagonales, la flecha en la cual se montará el impulsor o impulsores, será de acero inoxidable, el acero inoxidable que se vaya a utilizar en la fabricación de la flecha será de designación ASTM-A-276 clase 416, con el tratamiento adecuado para poder soportar el trabajo a que estará sometida.

Con el objeto de impedir que el agua con arena se introduzca al interior de la camisa de la flecha, se hace absolutamente necesario que el cuerpo impelente esté previsto de un sello de alta eficiencia.

---

## SELECCION DE LA FLECHA.

La flecha de la bomba se diseña, teniendo en cuenta que debe transmitir la potencia requerida sin vibraciones.

Hay que considerar el momento torsionante, así como el peso del rotor y los empujes radiales y axiales que actúan sobre el impulsor.

Teóricamente la deflexión de la flecha debería ser siempre menor que la separación radial existente entre los anillos exteriores de los elementos rotatorios y las partes estacionarias de la carcáza.

Sin embargo, en la práctica y debido a las inevitables excentricidades, esta condición no se cumple y las partes fijas llegan a actuar como chumaceras.

El tipo de carga más común existente en la flecha, es una combinación de flexión y torsión. El primer paso es encontrar una ecuación que nos de la fatiga para encontrar esta combinación de esfuerzo. Si la flecha es sólida y tiene un momento torsionante  $T$  el esfuerzo cortante será:

$$f_r = \rho T / J = 16 T / \pi D^3$$

Siendo  $M$  el momento flexionante, el esfuerzo o fatiga será:

$$f_f = M v / I = 32 M / \pi D^3$$

Para tomar en cuenta los esfuerzos que varían debido a la rotación de la flecha y al tipo de carga a la que la flecha está sometida, se recomienda el uso de los factores  $K_r$  y  $K_m$ , como se muestra en la siguiente ecuación:

$$f_{\text{máx.}} = 16 / \pi D^3 [(K_r T)^2 + (K_m M)^2]^{1/2}$$

Valores de $K_r$ y $K_m$ .	$K_m$	$K_r$
Flechas estacionarias:		
Aplicación gradual	1.0	1.0
Aplicación brusca	1.5 a 2	1.5 a 2

Flechas rotatorias:	Km	K $\tau$
Aplicación gradual o constante	1.5 a 2	1.0 a 1.5
Aplicación brusca con fuertes cambios	2.0 a 3.0	1.5 a 2

El valor mínimo de Km es 1.5 para cualquier carga en flechas rotatorias, y la razón de ello es que los esfuerzos de tensión cambian de sentido, durante cada revolución de la flecha.

Puesto que la flecha todo el tiempo permanece pandeada en el mismo plano, un punto de la flecha que está en compresión cambia a tensión cuando la flecha gira 180° para volver a ser comprimido 180° después.

Se utilizan dos tipos de aceros en flechas:

Flechas de acero comercial y flecha de acero con especificaciones especiales.

El acero comercial es acero Bessemer de bajo contenido de carbono, con una fatiga de ruptura de 45,000 a 70,000 lb/in<sup>2</sup>, dependiendo de la cantidad del acero y del método de manufactura.

El código recomienda una máxima fatiga de trabajo para flecha comercial de 8000 lb/in<sup>2</sup> al esfuerzo cortante y de 16,000 lb/in<sup>2</sup> al esfuerzo a la tensión o compresión.

Estos esfuerzos deberán reducirse al 75% cuando exista un cuñero en la sección, con objeto de tomar en cuenta la concentración de esfuerzos en las orillas interiores del cuñero.

Para material con especificaciones, la fatiga de trabajo para esfuerzo cortante debe ser menor a los siguientes valores:

$$\tau = 0.3 \text{ (límite elástico)}$$

$$\tau = 0.36 \text{ (tensión de ruptura)}$$

## TABLA DE SELECCION DE FLECHAS.

DIAMETRO DE FLECHA	CABALLAJE PERMISIBLE DE FLECHAS									EMPUJE TOTAL EN LIBRAS.
	3500	2900	1760	1460	1170	960	800	770	530	
3/8 "	38.0	31.5	18.0	15.7	12.5	10.2	9.3	7.6	6.3	2030
1 "	96.0	79.5	48.0	39.5	31.7	26.0	23.5	19.2	15.0	3700
1 3/16 "	163	135	81.5	67.0	53.0	44.5	40.0	32.4	27.0	5400
1 7/16 "	290	241	145	121	96.0	80.0	72.0	58.0	48.0	7900
1 11/16 "	530	440	265	220	175	144	130	106	87.5	11700
1 15/16 "	740	610	365	305	242	202	181	147	121	14700
2 3/16 "		900	545	455	360	300	270	220	181	19200
2 7/16 "		1290	780	645	515	430	385	313	257	24400
2 11/16 "			1060	890	700	580	525	430	355	30000
2 15/16 "			1400	1170	930	770	690	565	465	36200
3 3/16 "				1450	1160	960	855	700	575	42400
3 7/16 "				1703	1368	1132	1004	822	674	48000
3 11/16 "					1587	1313	1161	950	770	53900
3 15/16 "						1489	1314	1075	879	59650

TABLA II.3.3.A



Para calcular el par consideramos:

$$\begin{aligned} F &= \text{fuerza} \\ r &= \text{radio} \\ n &= \text{rpm} \end{aligned} \quad \text{Trabajo} = F n \frac{2 \pi r}{12 \text{ ft-lb/min}}$$

siendo 33,000 ft lb/min = 1 HP

$$\text{HP} = \frac{F \cdot r \cdot n}{63,000} = \frac{T \cdot n}{63,000}$$

Calculamos la flecha a usar.

1. Fuerzas actuantes.

- a) Empuje radial sobre el impulsor. Esta fuerza la ejerce el fluido descargado por el impulsor en la voluta el cual produce fuerzas hidráulicas que no siempre se equilibran:

De la tabla de selección de flechas.

El empuje para nuestro caso es de  $P = 53900 \text{ lb}$

- b) Peso del impulsor. El peso del impulsor es de:

\_\_\_\_\_ 700 \_\_\_\_\_ lb.

- c) Peso del cople, se estima en 10 lb.

- d) Peso de la flecha. El peso de la flecha no se tomará en cuenta, pues es del orden de 7% del empuje radial, por otra parte, dada su repartición, este valor complicaría bastante el cálculo.

- e) Par torsionante, para el cálculo de éste necesitaremos saber la potencia que requiere la bomba.

La potencia de la bomba es de = 320.72 HP

La eficiencia en el punto de diseño es 73%.

Nota. La potencia aumenta al aumentar el gasto.

Basándonos en nuestra curva de capacidad-carga esperada calcularemos para el punto donde:

$Q = \underline{\quad 375 \text{ lps} \quad}$        $H = \underline{\quad 57.2 \text{ m} \quad}$

En vista de que la bomba pueda bombear líquidos de mayor o menor densidad, calcularemos la bomba para casos más desfavorables, para el caso de máxima potencia, supondremos una densidad de 1.3 .

$$\text{Pot. Mx.} = \underline{\underline{340}} \times 1.3 = \underline{\underline{442}} \text{ HP}$$

Calculo del momento torsionante.\*

El momento torsionante mayor es el que corresponde a:

$$T = \frac{63,000 \times \text{Pot.}}{1200} = \underline{\underline{1644.11}} \text{ lb/in}$$

El material recomendado para la flecha es acero cold rolled con contenido de 0.15 a 0.20% de carbon, con diámetro 3 11/16"

Selección de baleros.

Para las bombas centrifugas no muy grandes se emplean generalmente, baleros de bolas.

La capacidad de carga de los rodamientos de bolas pequeños es apenas inferior a los de rodillos del mismo tamaño, en cambio su mantenimiento es mas sencillo que el de los baleros de rodillos.

Los baleros rigidos de bolas ofrecen la mejor solución para el caso de que existan cargas axiales, sobre todo si la velocidad de giro es elevada (3600 rpm).

Estos baleros aunque son eminentemente radiales pueden soportar cargas axiales, ya que la bola las resiste, rodando contra las paredes laterales del canal en el cual se encuentra.

Si las cargas axiales son demasiado grandes se usan los baleros de bolas con contacto angular, y los baleros cónicos.

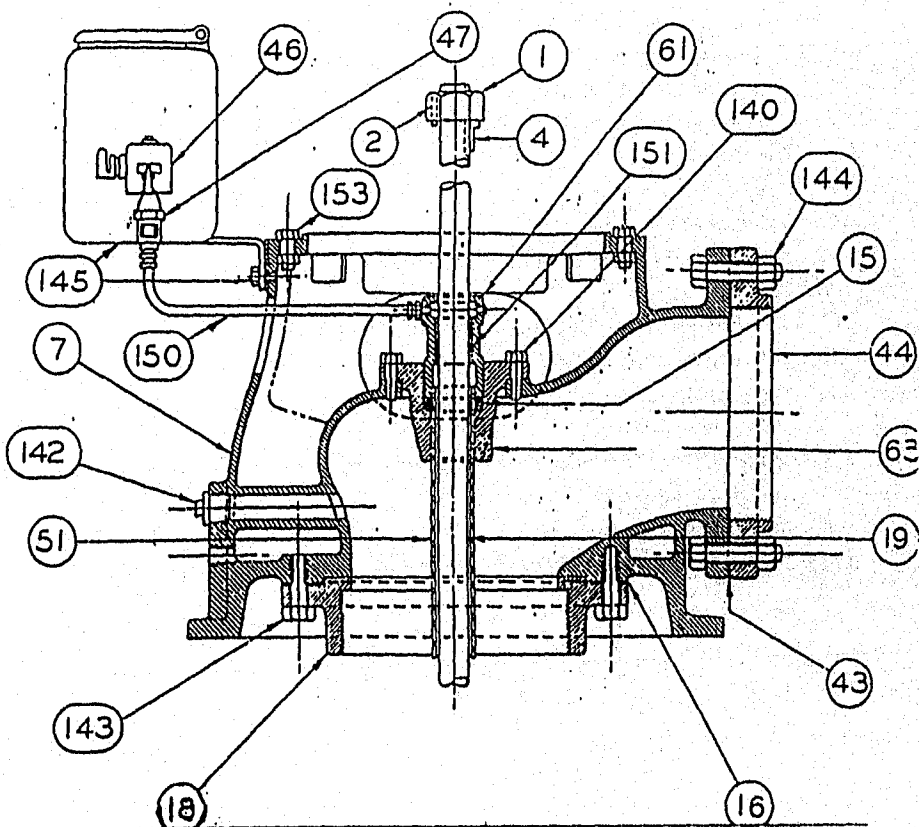
SELECCION CABEZAL DE DESCARGA.

Se hace en función tanto del diámetro de la base del motor como de la columna de bombeo seleccionada, en la tabla siguiente se observa para una columna "A" de 20" la base "J" tiene un ancho de 32". (tabla superior)

Entonces el motor de 400 HP tendrá un cabezal de descarga modelo 32" x 20".

CABEZAL DE DESCARGA SOBRE LA SUPERFICIE - LUBRICACION POR ACEITE

Figura II.21

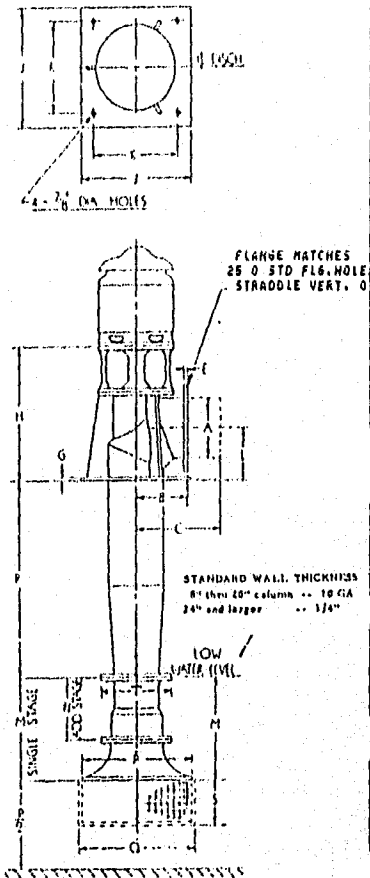


Componentes de la figura anterior:

1. Tuerca de ajuste del eje superior.
  2. Tornillo de fijación de la tuerca de ajuste.
  4. Cuña del cople impulsor.
  7. Cabezal de descarga sobre la superficie.
  16. Junta de la brida de la columna superior.
  18. Brida de la columna superior.
  143. Tornillos para fijar la brida de la columna al cabezal.
  44. Brida de descarga.
  43. Junta de la brida de descarga.
  144. Tornillería para fijar la brida de descarga al cabezal.
  19. Eje superior.
  15. Empaque.
  46. Válvula de solenoide.
  145. Depósito de aceite con su soporte.
  142. Tapón.
  42. Válvula visible de alimentación de aceite.
  150. Tubería y conexiones del lubricador.
  51. Tubo de tensión.
  61. Tuerca de tensión.
  151. Cojinete de la tuerca de tensión.
  63. Plato de tensión.
  140. Tornillos de fijación del plato de tensión al cabezal.
  153. Tornillería para fijar el motor al cabezal.
-

DIMENSIONES PARA BOMBAS DE FLUJO MIXTO E IMPULSORES.  
CABEZALES DE DESCARGA A LA SUPERFICIE.

LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS.



Ø CABEZAL	B	C	E	G	H	J	K	L	T
4	8	12	3/4	3/4	26	18	15	8	11 1/2
10	10	14	3/4	3/4	29	18	15	10	13 3/8
12	12	16	3/4	3/4	32	24	21	12	16 3/8
14	14	18	3/4	1	35	24	21	14	18 3/8
16	14	22	3/4	1	38	30	27	16	20 3/4
18	16	24	3/4	1	41	30	27	18	23
20	18	26	3/4	1 1/4	46*	32	29	18	25 3/8
24	22	28	3/4	1 1/4	52*	36	33	32	30
30	26	34	3/4	1 1/4	59*	42	39	26	36
36	30	38	1	1 1/4	68	48	45	32	44
42	36	46	1	1 1/4	73	54	51	36	49 1/2
48	40	52	1	1 1/4	84	66	63	42	56

\* RESTAR 4" CUANDO EL DIAMETRO DE CONDUCCION SEA 20".

ELBOW SIZE	B	10	12	14
BOWL SIZE	8	8	10	10
R MIN	0	12	0	24

ELBOW SIZE	16	18	20
BOWL SIZE	10	12	14
R MIN	0	24	12

ELBOW SIZE	24	30
BOWL SIZE	14	16
R MIN	0	60

ELBOW SIZE	36	42	48
BOWL SIZE	20	24	30
R MIN	0	60	36

TABLA II.3.3.B

R MIN PUEDE REDUCIRSE SI ES NECESARIO, PERO LAS PERDIDAS EN LA BOMBAS AUMENTARÁN.

	BOWL SIZE	M	N	P	Q	E
SMP-171000P	8	13 1/4	7 1/2	16	17	6
	10	16 1/2	9 7/16	20	21	7
	12	19 1/4	11 3/4	24 1/2	25 1/2	8
	14	22 1/4	13 3/4	28 1/2	29 1/2	9
	16	25 1/2	15 3/4	32 1/2	33 1/2	10
	20	31 1/8	19 1/4	41	43	12
	24	38	21 1/2	49	50	14
	30	47 1/2	29 1/2	61	62	18
	32	57 1/2	35 1/2	73	74	20
	42	67 1/2	41 1/2	76	78	23

	BOWL SIZE	M	N	P	Q	E
SMP-171000M	8	13 1/4	8	11	12	6
	10	16 1/2	10	14	14	7
	12	19 1/4	12	17	18	8
	14	23	14	20	21	9
	16	26 1/2	16	22 1/2	25 1/4	10
	18	29 1/4	18	35 1/2	36 1/2	11
	20	31	20	40 1/2	41 1/2	12
	24	34 1/2	24	41 1/2	44 1/2	13
	30	40 1/2	30	42	46	14
	32	42 1/4	36	50 1/2	51 1/2	15
	42	50	41	69	60	16

#### II.4 CAVITACION.

La cavitación es un fenómeno el cual ocurre cuando la presión de un flujo en movimiento es reducida a un valor igual o menor a la presión de vapor del líquido, formandose burbujas de vapor. Estas se contraen más adelante en los álabes del impulsor cuando llegan a una región de presión más alta. La NPSHr (carga neta de succión positiva requerida) mínima para una capacidad y velocidad dadas de la bomba se define como la diferencia entre la carga absoluta de succión y la presión de vapor del líquido bombeado a la temperatura de bombeo y que es necesaria para evitar la cavitación.

Las pequeñas cavidades o burbujas de vapor formadas, se colapsan rápidamente por debajo de la presión del líquido circundante.

El colapso de estas cavidades de vapor es tan rápido y fuerte que puede ocasionar vibración en el equipo, y las fuerzas durante el colapso son generalmente lo bastante altas para causar cavidades diminutas que fatigan a las superficies del metal que son adyacentes a las burbujas o vacíos. Esta acción puede ser progresiva y bajo condiciones severas, puede causar serios daños por las cavidades formadas en el metal sujeto al ataque por la cavitación.

Si una bomba es operada con insuficiente NPSHd (carga neta de succión positiva disponible), las presiones internas en los álabes del impulsor puede caer por debajo de la presión de vapor de el líquido, y la cavitación tomará lugar a lo largo de las extremidades de los álabes y en las superficies de los mismos. Para complementar este estudio de cavitación se tomará en cuenta el cálculo de la NPSHd que se ve en el siguiente subcapítulo, considerese el tipo de materiales.

En casos severos, el impulsor puede ser dañado, y en todos los casos la capacidad de la bomba será reducida.

La cavitación de la bomba se nota cuando hay una o más de las siguientes señales: ruido, vibración, caída en las curvas de capacidad de carga y eficiencia y, con el paso del tiempo, por los daños en el impulsor por picadura y erosión. Como todas estas señales son inexactas se hizo necesario aplicar ciertas reglas básicas para establecer cierta uniformidad en el criterio para la detección de la cavitación.

Este fenómeno se puede presentar en las turbinas, bombas, válvulas, en los cambios bruscos de la sección de tubería, etc. así como en las partes estacionarias de las estructuras hidráulicas que estén propensas a baja presión y alta velocidad del agua.

La cavitación en las máquinas hidráulicas ocasiona una disminución en su rendimiento, ruido, vibración y generalmente las corroe. Se puede pensar que el fenómeno sea de naturaleza química (debido a la oxidación) o electrolítica, pero está comprobado que su naturaleza es mecánica ya que también se presenta en materiales como madera, concreto, vidrio etc.

Cuando las bolsas de vapor se originan en la succión o entrada del impulsor de una bomba, las burbujas son arrastradas al interior de los álabes, sufriendo así un cambio de baja a alta presión y por lo tanto, se condensan súbitamente, originando al mismo tiempo una implosión. El proceso en sí y su repetición constante causa un choque de fuerte presión en las superficies metálicas de tal suerte que pueden llegar a provocar fatigas de ruptura del material y consecuentemente la picadura y erosión del mismo, con esto menor rendimiento, ruido y vibraciones perjudiciales.

De acuerdo a lo anterior el primer paso para evitar la cavitación puede ser eliminar la vaporización del agua, o sea mantener siempre en la succión una presión arriba de la del vapor del agua y concretamente contar con una CNSP suficiente; además de cuidar este concepto, algunos fabricantes recomiendan otras medidas prácticas como las siguientes:

#### Bombas verticales:

1. Cargas mayores que la correspondiente a la máxima eficiencia.
2. Capacidad mucho menor que la correspondiente a la máxima eficiencia.
3. Elevación de succión mayor o CNSP menor que la recomendada por el fabricante.
4. Temperaturas del líquido mayores que las consideradas en el diseño del sistema.
5. Velocidades superiores que las recomendadas por el fabricante.



La NPSH minima se determina con una prueba en la cual se miden tanto la carga total como la eficiencia y a velocidad y capacidad dadas en condiciones de NPSH variable. Los resultados de esa prueba se presentan en una forma similar de la fig.11.22. Con los valores altos de NPSH, la carga y la eficiencia permanecen constantes. Cuando se reduce la NPSH se llega a un punto en el cual se rompen las curvas e indican el menoscabo en el rendimiento de la bomba ocasionado por la cavitacion. Es dificil señalar con precision el valor exacto de NPSH al cual se inicia la cavitacion. Para la velocidad y capacidad particulares que se prueban, la NPSH que produzca una caída de 3% en la carga se determina como La NPSHr minima.

Las pruebas de NPSH en las bombas centrifugas se suelen efectuar con agua fria. Las curvas de las normas del Hydraulic Institute y las curvas de especificaciones de los fabricantes indican la NPSHr para agua fria. Es decir se podria suponer que la NPSHr en una bomba centrifuga para un funcionamiento satisfactorio es independiente de la presion de vapor del liquido a la temperatura de bombeo; esto no ocurre en realidad.

Las pruebas de laboratorio y de campo con bombas que manejan una gran variedad de liquidos y en muchas gamas de temperaturas, siempre han indicado que la NPSHr para una capacidad dada y con una bomba dada, al parecer tiene variaciones apreciables. Por ejemplo la NPSHr cuando se manejan hidrocarburos suele ser mucho menor que cuando se maneja agua fria. Incluso cuando se bombea agua, hay pruebas en que la NPSHr disminuye cuando se sube la temperatura del agua.

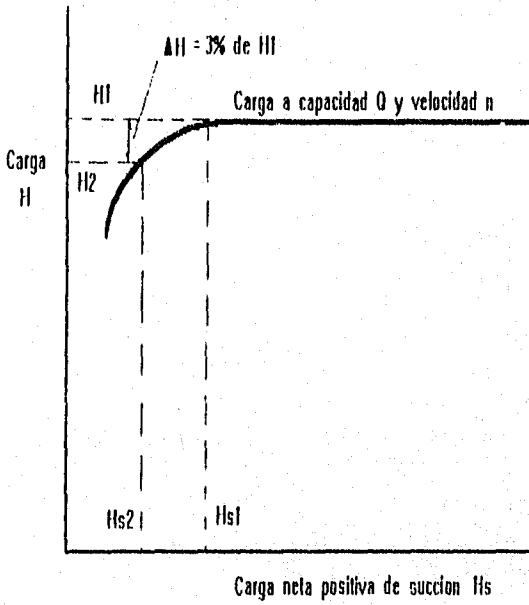
Se ha determinado que la reduccion de la NPSHr debe ser funcion de la presion de vapor y de las características del liquido que maneja la bomba. Se consideró que se podrian establecer reglas para predecir el efecto de las características del liquido sobre la NPSHr.

El Hydraulic Institute ya ha incluido estas reglas en sus normas y se examinarán, pero antes se debe considerar el efecto de la temperatura de la NPSHr para agua, para ayudar a entender mejor los efectos de otros liquidos.

Como la cavitación es observada, por una operación ruidosa y el consumo de potencia errónea. Así esto representa una condición de operación inestable, es también difícil predecir el punto sobre la curva del sistema donde la bomba puede tender a operar de forma que afecte a otras partes del sistema.

---

DATOS DE PRUEBA TRAZADOS PARA MOSTRAR PRUEBAS DE CAVITACION.



Carga neta positiva de succion  $H_s$

Figura II.22

La cavitación puede ser evitada tomando suficientes precauciones en el NPSH de la bomba. Por supuesto esto es mucho más fácil hacerlo en el diseño de un sistema, que hacer una corrección exhaustiva en el campo más tarde.

Todos los factores afectan a las condiciones de succión tal como el NPSH y el diseño del carcamo los cuales deben ser considerados de antemano así como una planeación adecuada con el fabricante de la bomba puede ser relevante para producir una instalación libre de la cavitación.

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

Ya que los líquidos son fluidos que se vaporizan, se presenta el fenómeno de la cavitación, el cual fija dichos límites. La condición física más general para que ocurra la cavitación es cuando la presión en ese punto baja al valor de la presión de vaporización.

Recordaremos que la presión de vaporización de un líquido para cierta temperatura, es la presión a la cual un líquido se convierte en vapor cuando se le agrega calor.

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

Por dar algún dato diremos que la presión de vaporización del agua a  $100^{\circ}\text{C}$  ( $212^{\circ}\text{F}$ ) es de  $14.7 \text{ lb/in}^2$  (presión barométrica estándar al nivel del mar), cuyo equivalente son 33.9 pies de agua a  $62^{\circ}\text{F}$ , o bien 35.4 pies de agua a  $212^{\circ}\text{F}$  ( $100^{\circ}\text{C}$ ). Esta diferencia se debe a que el agua tiene una densidad de 0.959 comparada con 1 a  $62^{\circ}\text{F}$ .

La reducción de la presión absoluta a la de vaporización puede ser general para todo el sistema o únicamente local, pudiendo existir esta última sin un cambio de la presión promedio.

Una disminución general de la presión se produce debido a cualquiera de las siguientes condiciones:

1. Un incremento en la altura de succión estática.
2. Una disminución en la presión atmosférica, debido a un aumento de altitud sobre el nivel del mar.
3. Una disminución en la presión absoluta del sistema, tal como la que se presenta cuando se bombea de recipientes donde existe vacío.
4. Un incremento en la temperatura del líquido bombeado, el cual tiene el mismo efecto que una disminución en la presión absoluta del sistema, ya que al aumentar la temperatura, la presión de vaporización es más alta y por lo tanto, menor la diferencia entre la presión del sistema y ésta.

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

1. Un incremento en la velocidad.
2. Como resultado de separaciones y contracciones del flujo, fenómeno que se presenta al bombear líquidos viscosos.
3. Una desviación del flujo de su trayectoria normal, tal como la que tiene lugar en una voluta o una ampliación o reducción, todas ellas bruscas.

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

- a) Ruidos y vibración.
- b) Una caída de las curvas de capacidad-carga y de eficiencia.
- c) Desgaste de las espas del impulsor.

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

Cabe notar que el funcionamiento de una bomba suele ser ruidoso, cuando trabaja una eficiencia bastante menor a la máxima, ya que el agua choca contra las espas.

Cuando existe cavitación ésta se puede remediar introduciendo pequeñas cantidades de aire en la succión de la bomba de una manera similar a los tubos de aireamiento usados en tuberías.

El aire actúa como amortiguador además de que aumenta la presión en el punto donde hay cavitación. Sin embargo, este procedimiento no se usa regularmente en las bombas para evitar el descebamiento.

b) Caída de las curvas de carga-capacidad y eficiencia. La forma que adopta una curva al llegar al punto de cavitación varía con la velocidad específica de la bomba en cuestión.

Con bombas de baja velocidad específica las curvas capacidad-carga, eficiencia y potencia se quiebran y caen bruscamente al llegar al punto de cavitación.

En la figura. 11.23 se puede apreciar tal inflexión, así como el efecto que tienen la altura de succión y la velocidad.

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

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

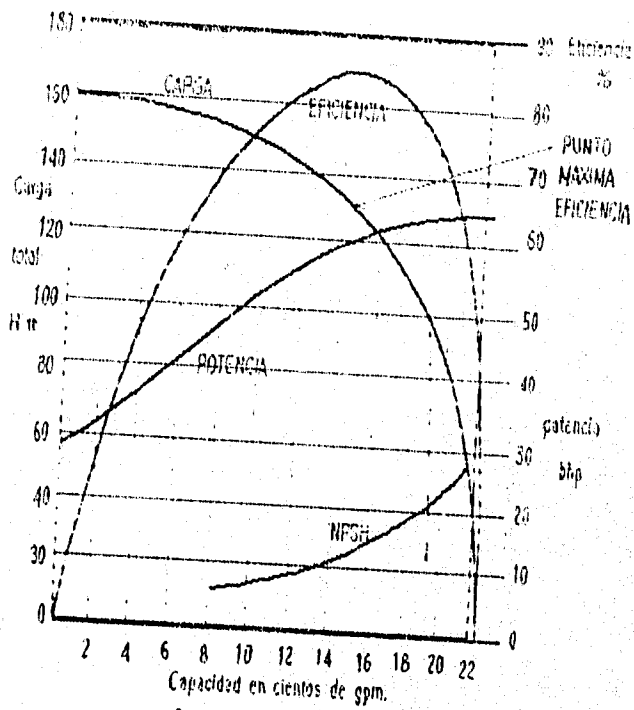
Una caída en la presión de descarga ya no produce más flujo, porque éste está fijado por la diferencia entre la presión existente en la succión y la presión de vaporización que hay en la parte mencionada del canal.

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

En algunas pruebas se ha llegado a obstruir la succión, en vez de la descarga como es usual, pero este siempre tiene la inconveniencia de la cavitación.

c) Desgaste del impulsor. Si un impulsor de una bomba se pesa antes y después de haberse sometido al fenómeno de la cavitación se encuentra que ha habido una disminución de peso.

Tal es así que para grandes unidades el fabricante tiene que especificar la cantidad máxima de metal que se perderá por año.



Características de rendimiento de una bomba centrífuga.

Figura II.23

El desgaste por cavitación se debe distinguir del que producen la corrosión y la erosión. El de corrosión lo causa única y exclusivamente la acción química y electrolítica de los líquidos bombeados.

El segundo es causado por las partículas abrasivas tales como la arena, coke o carbón.

Es fácil diferenciar estos dos tipos de desgaste, basta con observar la apariencia de las partes atacadas y su localización a lo largo del trayecto del fluido.

Los distintos materiales resisten la cavitación en diferentes grados.

La cantidad de material destruido por la cavitación está controlada por la composición química de ellos, el tratamiento térmico y las condiciones de su superficie.

Es costumbre sobre todo en las turbinas, proteger las partes desgastadas por la cavitación con placas soldadas de acero inoxidable, mucho más resistente que otros materiales.

Se encontró también que las pérdidas aumentan con la temperatura ya que a altas temperaturas es más escaso el aire disuelto con el agua por lo cual se reduce el efecto amortiguador.

Por otra parte es más fácil que se formen las burbujas de vapor.

---

## CONDICIONES INADECUADAS EN LA SUCCION.

Cuando un sistema tiene Insuficiente NPSH<sub>A</sub> para una selección óptima de la bomba, hay varias formas de enfrentarse a este problema. Se pueden encontrar medios para para aumentar la NPSH<sub>A</sub> o bien reducir la NPSH<sub>R</sub> o ambas.

Para aumentar la NPSH<sub>A</sub> se puede:

1. Subir el nivel del liquido
2. Bajar la bomba
3. Reducir las pérdidas por fricción en los tubos de succión.
4. Utilizar una bomba reforzadora
5. Subenfriar el liquido

Para reducir la NPSH<sub>R</sub> se puede emplear:

6. Velocidades más bajas
7. Impulsor de doble succión
8. Ojo del impulsor más grande
9. Una bomba de tamaño grande
10. Inductores colocados antes de los impulsores convencionales.
11. Varias bombas más pequeñas en paralelo

Cada uno de estos métodos tiene ventajas y desventajas, se hará una evaluación de cada uno.

1. Subir el nivel de liquido.

A primera vista, parece la solución más sencilla, salvo que no resulte práctica porque:

- a) El nivel del liquido sea fijo, como en un rio, un estanque o un lago.
- b) La cantidad a la que hay que subir el nivel sea totalmente Impráctica, o
- c) El costo de subir un tanque o una torre de fraccionamiento sea excesivo.

A menudo se encontrará que unos cuantos pies más permitirán seleccionar una bomba menos costosa o más eficiente y el ahorro en el costo inicial, energía o mantenimiento copensará los costos adicionales.



## 2. Bajar la bomba.

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

El costo de esta solución es que los cojinetes de la bomba se deben lubricar con el liquido que se maneja. Aunque ya hay tipos y materiales de cojinetes para esa finalidad, se debe tener en cuenta que la duración de la bomba no se puede comparar con la obtenible con cojinetes externos lubricados con grasa o aceite. Por tanto, se deben esperar reacondicionamientos a intervalos más cortos.

## 3. Reducir las pérdidas por fricción en los tubos de succión.

Esto se recomienda en todos los casos y su costo se recuperará por las condiciones mejoradas en la succión y los ahorros de energía.

## 4. Utilizar la bomba reforzadora.

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

## 5. Subenfriar el liquido.

Este método incrementa la NPSHA porque reduce la presión de vapor del liquido que se bombea. Se logra con facilidad con la inyección del liquido tomado en algún punto en la corriente en que esté a temperatura más baja.

En muchos casos, en particular con altas temperaturas de bombeo, la cantidad de liquido inyectado es muy pequeña.

Por ejemplo, si se bombea agua a 325°F, la inyección de sólo 4% de agua a 175°F subenfriará el caudal al grado de que la NPSHA habrá aumentado en 20 ft.

---

## 6. Emplear velocidades más bajas.

Una vez que se selecciona un valor razonable de velocidad específica de succión, está claro que cuanto más baja sea la velocidad de la bomba, menor será la NPSH<sub>R</sub>. El problema es que la bomba de baja velocidad será más costosa y menos eficiente que una de alta velocidad para el mismo servicio. Por tanto, la baja velocidad de la bomba rara vez será más económica.

7. Emplear un impulsor de doble succión. Esta solución es la más deseable, en particular para grandes capacidades, si está disponible un impulsor de doble succión para las condiciones deseadas de servicio. Se basa en lo siguiente:

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

$$S = n_1 (Q_1)^{1/2} / (H_{s1})^{3/4} \\ = n_2 (Q_2)^{1/2} / (H_{s2})^{3/4}$$

En donde el subíndice 1 es para el impulsor de succión sencilla y el subíndice 2 para el impulsor de doble succión.

Dado que  $Q_2 = Q_1/2$  se puede suponer que:

$$n_2 = n_1 (8) \quad \text{en cuyo caso} \quad H_{s2} = 0.63 H_{s1} \quad \circ$$

$$H_{s2} = H_{s1} (9) \quad \text{y} \quad n_2 = 1.414 n_1$$

Si se mantiene la misma velocidad de la bomba en ambos casos, como en la ecuación (8) se puede reducir la NPSH<sub>R</sub> en 27% si se utiliza impulsor de doble succión. Como opción, con una NPSH<sub>R</sub> dada como indica la ecuación (9) se puede hacer funcionar una bomba de doble succión a una velocidad 41.4% más alta.

## 8. Emplear un ojo del impulsor más grande.

Esta solución reduce la NPSH<sub>R</sub> porque disminuye las velocidades de entrada al impulsor. Estas velocidades bajas pueden tener muy poco efecto en el rendimiento de la bomba en su punto de máxima eficiencia o cerca del mismo. Pero cuando esas bombas funcionan con capacidad parcial, puede ocurrir funcionamiento ruidoso, borboteos hidráulicos, y desgaste prematuro. Este procedimiento es peligroso y se debe evitar si es posible.

### 9. Emplear una bomba de tamaño más grande.

Debido a que la NPSHr requerida por la bomba se reduce conforme disminuye la capacidad, a veces se selecciona una bomba más grande de lo necesario para ese servicio; este método tiene sus riesgos y puede ocasionar resultados indeseables. En el mejor caso, hay el inconveniente de una bomba más costosa que funciona con menos eficiencia de la que se podría haber obtenido en otra forma (fig. 11.25). En el peor de los casos, el funcionamiento con un porcentaje más bajo del suyo con máxima eficiencia producirá los mismos problemas que el empleo de ojos de impulsor más grandes.

### 10. Emplear un inductor.

Un inductor es un impulsor axial, de baja carga, con pocos álabes que se coloca delante del impulsor convencional. Por su diseño requiere mucha menos NPSH que un impulsor convencional y se puede emplear para disminuir la NPSHr o hacer funcionar la bomba a mayor velocidad con una NPSHa dada. El inductor es una respuesta adecuada en muchas situaciones, pero hay que tener cuidado al utilizarlo, porque los límites permisibles de funcionamiento de bombas con inductores son menores que con impulsores convencionales.

### 11. Emplear varias bombas más pequeñas en paralelo.

Por supuesto las bombas pequeñas requieren valores más bajos de NPSH. Aunque parezca ser una solución costosa, no siempre es así. En muchos casos, tres bombas de la mitad de la capacidad, con una para reserva, no suelen costar más que una bomba para toda la capacidad más la de reserva. En realidad se pueden instalar dos bombas de la mitad de la capacidad sin una para reserva, porque todavía se puede manejar la carga parcial, si una bomba está temporalmente fuera de servicio. Además, si la demanda tiene muchas variaciones, la operación de una sola bomba, cuando hay carga ligera ahorrará energía.

### AIRE O GAS ARRASTRADOS.

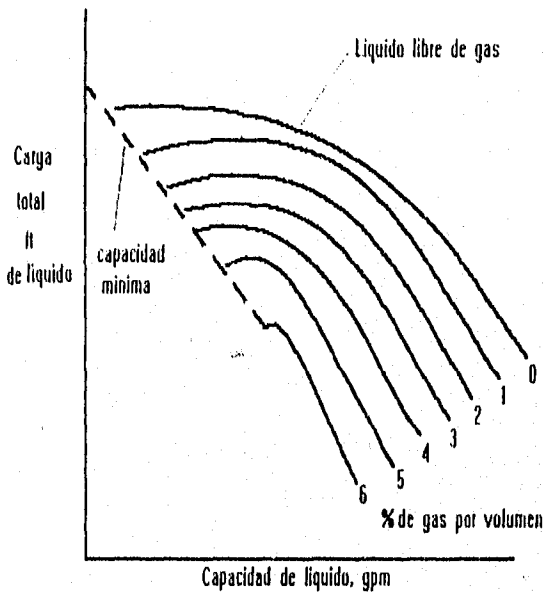
Si se deja que entren el aire o gas arrastrados en el líquido a la bomba centrífuga, estos perjudicarán el rendimiento de la misma. La forma más frecuente en que el aire entra en la succión de la bomba es por la formación de vórtices o remolinos en la superficie libre del líquido. A veces el aire, se infiltra a la bomba por el prensaestopas si no está bien sellado. La cantidad de aire o gas que puede manejar la bomba sin peligro es de 0,5% en volumen (medida en las condiciones de succión). Si se aumenta esa cantidad al 6% el efecto es casi desastroso como se ve en la curva típica de la fig. II.24. La línea discontinua indica la capacidad mínima a la cual se puede operar la bomba y la razón de ello es que si se reduce la capacidad de la bomba más de lo indicado, va no puede haber expulsión parcial del aire o gas por la descarga y la bomba trabaja con un exceso de aire.

### FUNCIONAMIENTO CON FLUJOS GRANDES.

Hav dos circunstancias que pueden hacer que la bomba trabaje con flujos mayores a los de su punto de máxima eficiencia o incluso el de diseño.

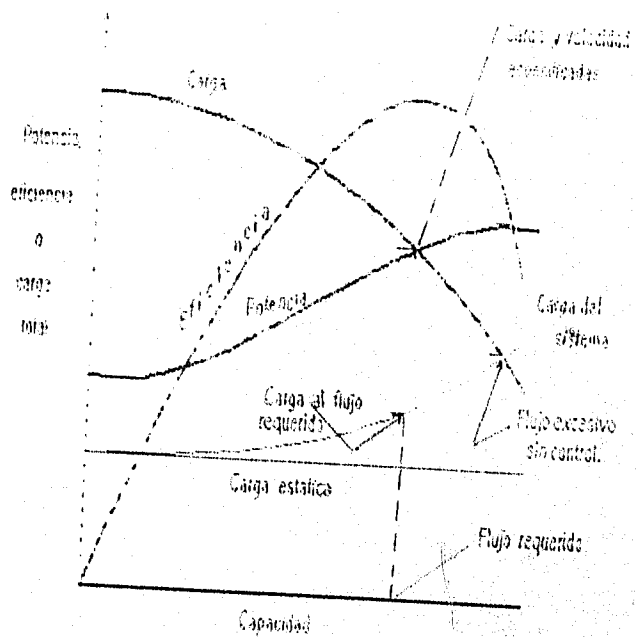
La primera ocurre cuando se emplea una bomba de tamaño más grande por aplicar márgenes excesivos en la especificación de la carga y la capacidad. En este caso, el rendimiento de la bomba y su relación con la curva de carga del sistema se indican en la fig. II.25. La curva carga-capacidad cruza la curva de carga del sistema con una capacidad mucho mayor que el flujo requerido con consumo excesivo de energía. Por supuesto se puede extrangular la bomba a la capacidad requerida, y disminuir un tanto su consumo de energía. Pero como ocurre con frecuencia, si la bomba funciona sin control, siempre tendrá el flujo excesivo indicado en la fig. II.25. Salvo que haya suficiente NPSHA, la bomba se puede dañar por la cavitación y el consumo de energía será excesivo.

La segunda ocurre cuando se utilizan dos o más bombas en paralelo y se retira una del servicio porque ha disminuido la demanda.



El aire o gas atrapados reducen el rendimiento de las bombas centrifugas.

Figura II:24



Una bomba de tamaño muy grande produce exceso de capacidad.

Figura II.25

**FUNCIONAMIENTO CON FLUJOS REDUCIDOS.**

La causa más frecuente de que una bomba funcione con flujos reducidos es cuando disminuye la demanda en el proceso en que se encuentra. Pero también puede ocurrir que dos bombas en paralelo sean inadecuadas para este servicio con flujo reducido y en una de las bombas quizá se cierre la válvula de retención por la presión más alta por la bomba que tiene mayor caudal.

El funcionamiento de las bombas centrifugas con capacidades reducidas puede ocasionar inconvenientes, que ocurren por separado o en forma simultánea y hay que prevenirlos o evitarlos. Algunos son:

- Funcionar a menos de la eficiencia máxima.

Cuando las características del proceso requieren flujos reducidos, se pueden manejar con un propulsor de la velocidad variable o con varias bombas para la capacidad total requerida y, luego se hace un paro secuencial de las bombas conforme se reduce la demanda total. Este procedimiento ahorrará energía.

- Mayor carga en los cojinetes. Si la bomba es de diseño de voluta sencilla estará sometida a mayor empuje radial, que aumentará la carga en los cojinetes radiales. Si se espera que una bomba trabajará con esos flujos debe resistir esta carga alta en los cojinetes.

- Aumento de temperatura. Cuando se reduce la capacidad, aumenta la temperatura del líquido bombeado. Para no exceder de los límites, se debe proveer una derivación (bypass) para flujo mínimo; puede ser automática y también protegerá contra el cierre accidental de la válvula de retención cuando está en marcha la bomba.

- Recirculación interna. Con ciertos flujos menores a los de máxima eficiencia, todas las bombas centrifugas tienen recirculación interna, en las zonas de succión y descarga del impulsor. Esto puede ocasionar borboteos hidráulicos y daños al impulsor similares a los que produce la cavitación pero en un lugar diferente en el impulsor.

## II.4.1 CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA (CNSP O NPSH)

Se define como la presión disponible o requerida para establecer un flujo a través del elemento de succión al ojo del impulsor o carcasa de una bomba, cuyo valor nunca deberá reducirse al correspondiente a la presión de vapor del líquido manejado. Se expresa en metros de columna de líquido bombeado equivalente a una presión en  $\text{Kg/cm}^2$ .

Se ha observado que una determinación incorrecta de la C.N.S.P. puede ocasionar fundamentalmente problemas de cavitación en menor o mayor grado, disminución de la eficiencia de las unidades y por ende problemas en la operación de un sistema de bombeo.

Es usual que el fabricante de bombas emplea las siglas en inglés o sea N.P.S.H. (Net Positive Suction Head).

En un sistema hidráulico es necesario tener un valor acertado de presión disponible positivo en orden que el líquido no destellará por vapor. La formación de vapor puede en muchos casos, afectar seriamente la capacidad del sistema para efectuar o cumplir lo designado.

Las bombas y los sistemas de bombeo deben ser diseñados y aplicados de tal manera que este fenómeno no ocurra en operación normal.

El NPSH o carga neta positiva de succión, es un término que se usa para describir la cantidad de carga o presión que está disponible para prevenir la vaporización o cavitación en el sistema. Esto es simplemente la cantidad de carga disponible arriba de la presión del vapor del líquido a temperaturas especificadas y se mide en pies del líquido. El cero absoluto de la presión es usado como un punto de referencia de tal manera que la cantidad siempre es positiva.

En cualquier bomba mientras el fluido ocurre a través de los pasajes de la succión y hacia el primer impulsor, la velocidad aumenta y la presión disminuye y aún entrando en el mismo impulsor se le da una velocidad adicional por el movimiento del mismo impulsor y sus venas (canales). Esto tiende a reducir presión absoluta del fluido, de tal manera que si no existe suficiente presión absoluta positiva en la succión, puede formarse vapor u ocurrir cavitación en los álabes del impulsor, la cantidad de ésta presión positiva por la bomba se conoce como NPSH requerida (NPSHr). Como la presión disminuye con la bomba, aumenta el NPSHr, así que la curva del NPSHr va en función de la capacidad de la bomba.



C.N.S.P. Requerida.- Es la diferencia minima de presión entre la carga de succión y la presión de vapor del líquido manejado, que necesita una bomba para operar a determinada capacidad. En nuestro caso la presión de vapor corresponde al agua.

Su valor depende del diseño de cada bomba, siendo diferente para cada tipo y modelo, pero principalmente, es función de la capacidad de trabajo y de las velocidades del agua en la succión y en los impulsores; por lo tanto los siguientes factores influyen para valuar su magnitud; forma y área de los conductos de succión, diámetro del ojo del impulsor, forma y número de álabes, espacio entre ellos, velocidad específica de la bomba y otras características propias de fabricación, como la flecha y cubo del impulsor.

Siendo la C.N.S.P. una característica propia de cada modelo de bomba, su valor es un dato proporcionado por los fabricantes y se puede encontrar en catálogos editados por las casas vendedoras. Esta carga generalmente la refiere al eje horizontal de la bomba o del impulsor.

C.N.S.P. disponible.- es la diferencia entre la presión absoluta que se tiene en una instalación y la presión de vapor de agua.

De acuerdo con la definición anterior, la C.N.S.P. disponible, dependerá fundamentalmente del lugar en que se lleve a cabo el bombeo y de la presión de vapor del agua a la temperatura dominante en ese lugar, así como de las condiciones físicas de la instalación; considerando lo último, será factible, si se desea alterar su valor (lo cual no puede hacerse con la C.N.S.P. requerida) dadas unas características, variando algún elemento de esas condiciones; por ejemplo si se requiere aumentarlo para tener la exigida por una bomba horizontal, se puede variar el diámetro y longitud de la tubería de succión o cambiar la localización de la bomba a otro nivel o una combinación de estas posibilidades; en otras palabras, hacer que el término  $h_s$  (carga estática de succión) y  $h_{fs}$  (carga de fricción) cambien de valor, convenientemente, en las ecuaciones de los casos que se tratan enseguida.

En bombas verticales muchas veces para lograr mayor C.N.S.P. disponible se recurre al aumento de la sumergencia. En otras ocasiones, también se podrá disminuir el gasto de cada unidad aumentando el número de bombas.

---

**CARGA NETA POSITIVA DE SUCCION.**

El empleo de los términos "altura de aspiración permisible o carga de succión requerida", tiene serios inconvenientes. Solo se pueden aplicar para agua, porque indican la energía de la presión barométrica expresada en ft de agua.

Los cambios de la presión barométrica, sean por la diferencia en altitud o por el clima, modifican los valores de estos términos. Los cambios en la temperatura de bombeo también influyen porque alteran la presión de vapor del líquido.

Por esta razón, todas las referencias a las condiciones de succión se hacen con la carga neta positiva de succión NPSH, por arriba de la presión de vapor del líquido.

La carga neta de succión y la presión de vapor se deben expresar en ft del líquido que se maneja y ambas en unidades de presión barométrica o absoluta. Una bomba que maneje agua a 62°F (presión de vapor de 0.6 ft) al nivel del mar con una altura total de aspiración de 0 ft tiene una NPSH de 33.9 - 0.0 = 33.3 ft, mientras que una que funcione con una altura total de aspiración de 15 ft, tiene una NPSH de 33.9 - 0.6 - 15 ft o sea 18.3 ft.

En toda instalación y para cualquier condición de trabajo la C.N.S.P. disponible deberá ser como mínimo, igual al valor de la C.N.S.P. requerida por la bomba de que se trate; pero se recomienda que ese valor mínimo sea un poco mayor, por lo que podemos escribir:

$$\text{C.N.S.P. disponible} \geq \text{C.N.S.P. requerida}$$

Es requisito que cualquier bomba debe ser suministrada con la suficiente carga o NPSH para que opere adecuadamente. Esta carga debe ser igual o exceder al NPSHr y se conoce como NPSH disponible NPSHd, y también es expresada y puede variar en función de la capacidad de cada bomba, y debe ser incluida como parte de una descripción completa de cualquier sistema de bombeo.

Las curvas de NPSHr se pueden graficar como una función de la capacidad en la misma manera como la curva de la carga del sistema. Las curvas del sistema y la selección debe ser hecha para una operación sin problemas.

No es difícil calcular el NPSHd en cualquier sistema, pero se requieren una descripción suficiente de tal manera que los datos sean presentados en una forma que se interpretan correctamente por la persona que está seleccionando la bomba.

El fluido debe ser descrito, el rango de temperatura especificado y los gastos máximos y mínimos.

Quizá lo más importante es especificar la elevación donde el NPSHd, es calculado generalmente en la distancia de la línea de centro de la succión de la bomba o la mínima superficie del líquido de una alberca abierta que va a ser bombeada.

El método del cálculo del NPSHd es por la ecuación:

$$H_{sv} = h_a + h_s - h_{vpa} - h_f$$

$H_{sv}$  = NPSH d

$h_a$  = presión barométrica

$h_s$  = carga estática en pies entre la superficie del líquido y el impulsor más bajo.

$h_{vpa}$  = presión de vapor.

$h_f$  = pérdidas por fricción en la succión en pies entre la bomba y el tanque.

NOTA. Este cálculo se puede verificar en otra sección de este capítulo.

En una bomba instalada próxima a un tanque abierto, éste está expuesto a la presión atmosférica en la superficie del líquido. En este ejemplo el NPSHd es simplemente igual a la presión atmosférica (en pies del líquido)  $h_a$ , menos la presión de vapor ( $h_{vpa}$ ), más la carga estática ( $h_s$ ), menos las pérdidas por fricción entre el tanque y la bomba ( $h_f$ ). Si esto está escrito como lo disponible al final de la tubería de succión, entonces la distancia de la línea de centro de la succión al impulsor más bajo debe ser adicionada para determinar el NPSHd en el impulsor.

Generalmente el diseñador del sistema de tubería no sabe esta distancia, pero los fabricantes de la bomba pueden variar esta longitud si es necesario para asegurar un adecuado NPSH en el ojo del impulsor. Si la bomba fue instalada directamente en el tanque o la sisterna, el cálculo deberá ser exactamente el mismo excepto que la pérdida por fricción en la tubería de succión ( $h_f$ ) será cero.

La fig. II.26 muestra una bomba vertical succionando de un tanque de succión cerrado, en este ejemplo supone que el espacio sobre el liquido en el tanque es llenado con vapor y la presión es igual a la presión de vapor del liquido en el tanque. Refiriéndonos otra vez a la ecuación básica del NPSH:

$$H_{ev} = h_a + h_s - h_{vpa} - h_f$$

Como la presión superior del liquido a presión de vapor es en lugar de la atmosférica  $h_a = h_{vpa}$  y la ecuación se reduce a:

$$H_{sv} = h_s - h_f$$

Es evidente en todo sistema de succión cerrada donde el liquido está en equilibrio con su vapor, el NPSHd es simplemente igual a la elevación estática ( $h_s$ ) menos la fricción de la tubería ( $h_f$ ).

Sin embargo, es necesario tener la definición de elevación de la línea de succión con objeto de considerar la longitud propia de la bomba y esta puede ser considerada.

Es interesante notar que en este caso el NPSHd puede ser muy bajo en la brida de succión inclusive muy cerca de cero. Pero ajustándose la longitud de la bomba, se dispone suficiente el NPSH, en el impulsor para asegurar la operación exitosa en aplicaciones semejantes como bombas condensadas.

La fig. II.27 es similar a la II.26 pero se supone que la presión existente sobre el liquido es mayor que la presión de vapor del liquido, esto podría representar al tanque donde es necesario el uso del gas inerte, como el nitrógeno sobre la superficie del liquido.

Usando otra vez la ecuación:

$$H_{sv} = h_a + h_s - h_{vpa} - h_f$$

Refiriéndonos al dibujo puede verse en éste caso  $h_p = h_a$ , la presión sobre la superficie del liquido y el NPSHd, será igual a la presión de vapor del liquido ( $h_{vpa}$ ), y la fricción del tubo todo expresado en pies del liquido.

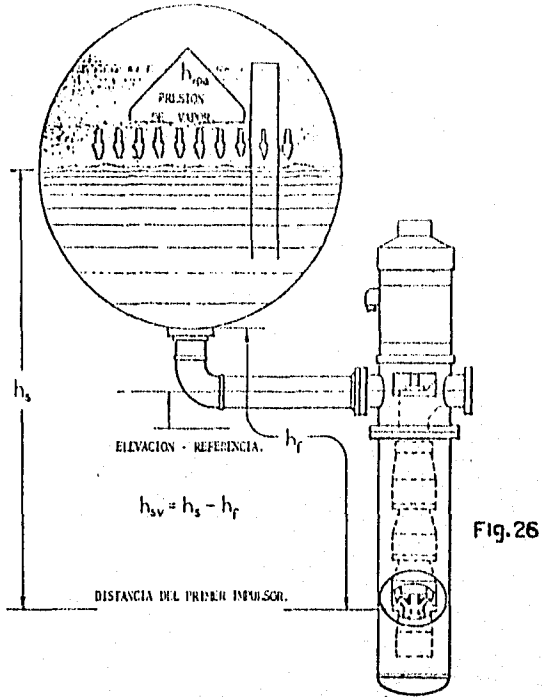


Fig. 26

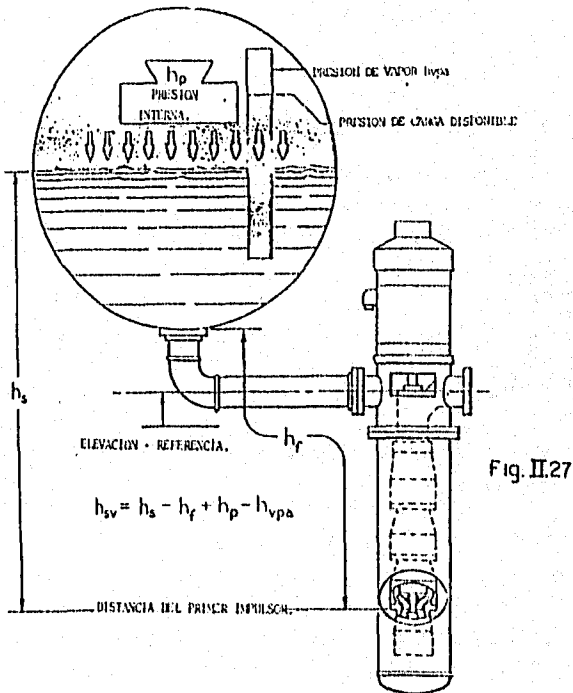
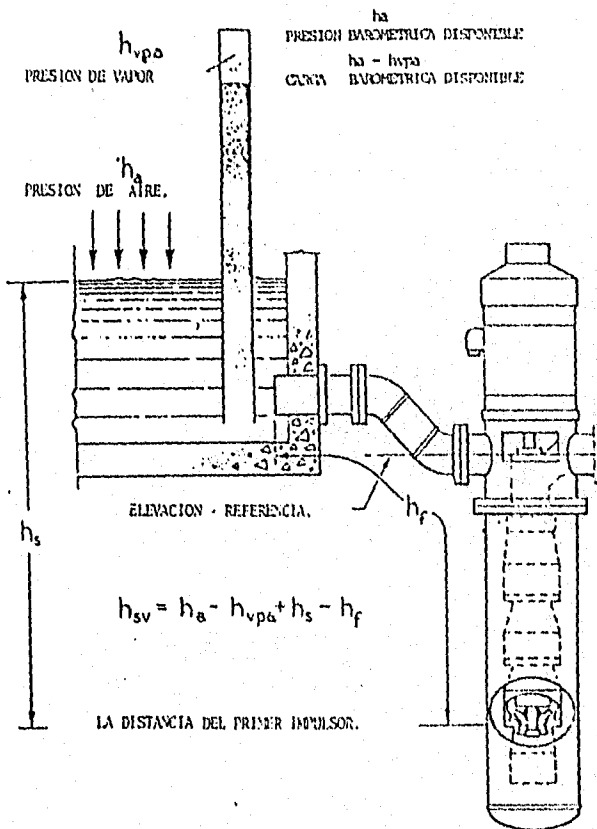


Fig. II.27



Las gráficas de las curvas características de las bombas propuestas muestran el NPSHd el cual fue calculado para el rango de la capacidad requerida.

En la intersección de la curva carga-gasto se traza el NPSHd para determinar la máxima seguridad en capacidad de bombeo, esto muestra que para la CNSPd calculada, el sistema operará sin dificultades de cavitación.

El ejemplo previo muestra, el NPSH, calculado el cual no es difícil, pero es muy necesario para asegurar una mejor operación del sistema total y es una medida de comunicación entre el diseñador y el fabricante, de tal manera que el equipo pueda ser seleccionado por ambos.

Nótese el valor de este típico ejemplo, el NPSHd, para la bomba puede ser fácilmente incrementado, aumentando simplemente la longitud de la columna de la bomba.

Esto no es necesario hacerlo para tanques elevados, es más conveniente sacrificar algún parámetro o característica en forma prioritaria de la bomba.

Estas son algunas de las razones el porqué las bombas verticales son preferidas por los diseñadores de hoy en día, para resolver los más difíciles problemas de NPSH.

---

### C.M.S.P. DISPONIBLE EN CASOS TIPICOS

Una bomba que funcione con altura de aspiración maneje una cierta capacidad máxima de agua fría sin que haya cavitación. La NPSHa o cantidad de energía disponible en la boquilla de succión es la presión atmosférica menos la suma de la altura de aspiración y la presión de vapor del agua. Para manejar la misma capacidad con otro líquido, se debe tener disponible la misma cantidad de energía en la boquilla de succión.

Es necesario distinguir entre la carga neta positiva de succión disponible (NPSH)<sub>a</sub> y la requerida NPSH<sub>r</sub>. La primera que es una característica del sistema en que se emplea la bomba centrífuga, representa la diferencia entre la carga absoluta de succión existente y la presión de vapor a la temperatura prevaleciente. La NPSH<sub>r</sub> que es función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor.

La forma en que se debe calcular la NPSH<sub>a</sub> a una capacidad dada para:

1. Una instalación típica con altura de aspiración, se muestra en la fig. 11.28.1

Tanto la NPSH<sub>a</sub> como la NPSH<sub>r</sub> varían según la capacidad fig. 11.28.2 Con una presión estática o diferencia en elevación dadas en el lado de succión de una bomba centrífuga, la NPSH<sub>a</sub> se reduce cuando hay caudales grandes, debido a las pérdidas por fricción en el tubo de succión. Por otra parte, ya que la NPSH<sub>r</sub> es función de la velocidad en los conductos de succión de la bomba y en la entrada del impulsor, aumenta en razón directa con el cuadrado de su capacidad.

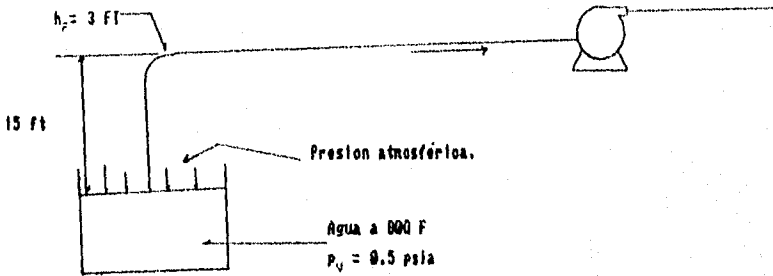
Hay muchos factores como el diámetro del ojo, superficie para succión en el impulsor, configuración y número de álabes del impulsor, superficie entre los álabes, diámetro del eje y del cubo del impulsor, velocidad específica del impulsor y la configuración de los conductos de succión, que intervienen de una u otra forma en la determinación de la NPSH<sub>r</sub>.

Los diseñadores pueden utilizar diferentes métodos para producir un impulsor de funcionamiento satisfactorio con un valor específico de NPSH<sub>r</sub> con base en el conocimiento de sólo uno o dos de esos factores.

Deben basar su selección en los datos suministrados por los fabricantes.



Figura 11.20.1



$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (P_s - P_v)}{sp. gr.} + Z - h_p$$

$P_s$  = PRESION SOBRE LA SUPERFICIE DEL LIQUIDO, psia.

$P_v$  = PRESION DE VAPOR DEL LIQUIDO, psia.

Z = CARGA ESTATICA, FT

$h_p$  = PERDIDAS POR FRICCION, FT.

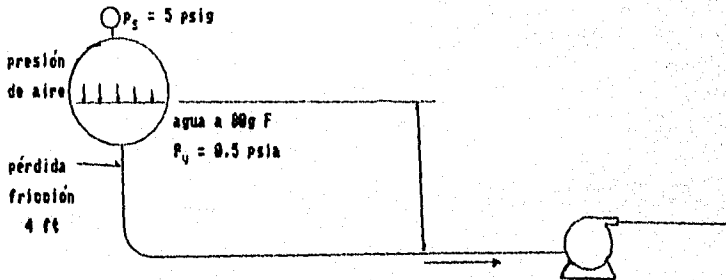
A 5000 FT SOBRE EL NIVEL DEL MAR

A NIVEL DEL MAR:

$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (14.7 - 0.5)}{1.0} - 15 - 3 = 14.8 \text{ FT}$$

(ALTURA DE ASPIRACION).

$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (12.2 - 0.5)}{1.0} - 15 - 3 = 9.0 \text{ FT}$$



$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (P_s - P_v)}{sp. gr.} + Z - h_p$$

$P_s$  = PRESION SOBRE LA SUPERFICIE DEL LIQUIDO, psia.

$P_v$  = PRESION DE VAPOR DEL LIQUIDO, psia.

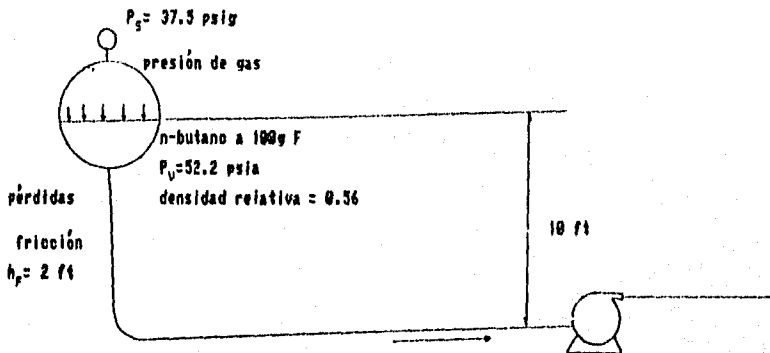
Z = CARGA ESTATICA, FT

$h_p$  = PERDIDAS POR FRICCION, FT.

A NIVEL DEL MAR:

$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (14.7 - 0.5)}{1.0} - 10 - 4 = 50.3 \text{ FT (succión en un tanque a presión),}$$

Figura 11.20.1



$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (P_g - P_v)}{sp. gr.} + Z - h_f$$

$P_g$  = PRESION SOBRE LA SUPERFICIE DEL LIQUIDO, psia.

$P_v$  = PRESION DE VAPOR DEL LIQUIDO, psia.

Z = CARGA ESTATICA, FT

$h_f$  = PERDIDAS POR FRICCION, FT.

A NIVEL DEL MAR:

$$(NPSH)_A = \frac{2.31 (37.5 + 14.7 - 52.2)}{0.56} + 10 - 2 = 8.0 \text{ FT} \quad (\text{succión con líquido de ebullición}).$$

A continuación se dan las expresiones matemáticas para el cálculo de la C.N.S.P. disponible, de acuerdo con el esquema de bombeo indicado en la fig.II.7

En las siguientes igualdades todos los términos se expresan en metros y significan lo siguiente:

CNSPd = carga neta de succión positiva disponible.  
 Pab = presión absoluta.  
 Pv = presión de vapor de agua a la temperatura de bombeo.  
 Hab = carga equivalente a la presión absoluta.  
 hb = carga correspondiente a la presión barométrica o atmosférica.

Hs = carga de succión.  
 hs = carga estática de succión.  
 hfs = carga de fricción en la succión.

$$\text{CNSPd} = \text{Pab} - \text{Pv}$$

Para una bomba vertical  $\text{Pab} = \text{Hab} = \text{hb} + \text{K}$  entonces:

$$\text{CNSPd} = \text{hb} + \text{K} - \text{Pv}$$

donde:

CNSPd = Carga neta de succión positiva disponible.  
 Pab = presión absoluta.  
 Pv = presión de vapor de agua a la temperatura de bombeo.  
 Hab = carga equivalente a presión absoluta.  
 hb = carga correspondiente a la presión barométrica o atmosférica.  
 K = sumergencia.

Cálculo P ab

$$\text{Pab} = \text{Prel} + \text{Patm} \quad \text{Patm} = 1.013 \text{ bar} \approx 1 \text{ atm nivel mar}$$

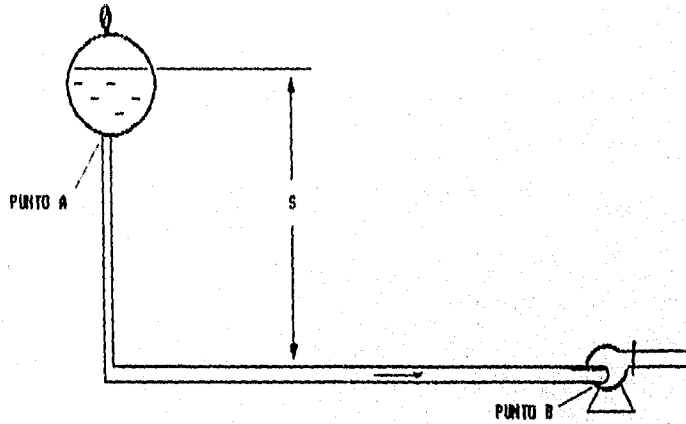
P rel = presión relativa medida en el manómetro.

$$\text{P rel} = \rho g h = 1000 \cdot 9.81 \cdot 6.8 = 66708 \text{ N/m}^2 = 0.6671 \text{ bar}$$

de tabla para Cuernavaca.  $655 \text{ mm Hg} = 0.7958 \text{ atm} = 0.8069 \text{ bar}$   
 $1 \text{ mm Hg} = 0.001215 \text{ atm}$

$$\text{Pab} = 0.6671 + 0.869 = 1.5361 \text{ bar}$$

Figura II.28.2



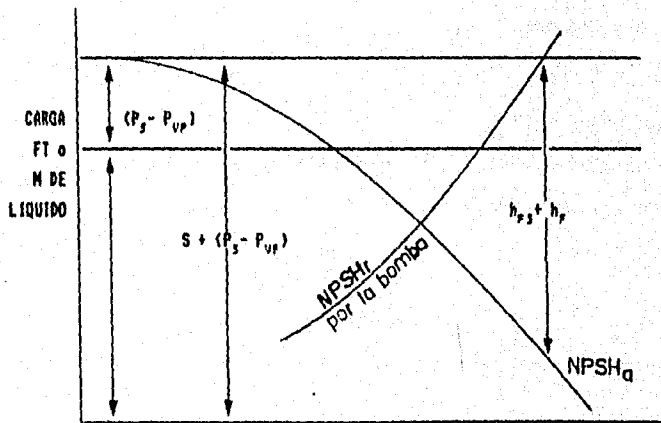
$$(NPSH) = S + (P_s - P_{VP}) - (h_{FS} + H_p)$$

$P_{VP}$  = PRESION DE VAPOR DEL LIQUIDO A TEMPERATURA DE BOMBEO

$H_{FS}$  = PERDIDAS POR FRICCION DE TUBOS DE SUCCION DEL PUNTO A AL PUNTO B

$h_p$  = PERDIDA EN LA ENTRADA EN EL PUNTO A

TODAS LAS UNIDADES SE EXPRESAN EN PIES O EN METROS.



CAPACIDAD

LA NPSH DISPONIBLE Y LA REQUERIDA VARIAN CON LA CAPACIDAD

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{at}} + P_v, \quad P_{\text{ab}} = H_b + K, \quad H_b = 0.309 + K, \quad K = 2m$$

$$0.309 \text{ bar} = 0.3098 \text{ atm} = 27 \text{ ft de agua} + 0.3049 = 8.23 \text{ m c.a.}$$

$$P_{\text{ab}} = 8.23 \text{ m} + 2m = 10.23 \text{ m c.a.}$$

$$= 1.023 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_v \text{ de tablas de vapor,} \quad P_v \text{ a } 25^\circ\text{C} \quad P_v = 0.0316599 \text{ bar}$$

$$\text{Utilizando } 1 \text{ bar} = 14.5053 \text{ lb/in}^2$$

$$1 \text{ lb/in}^2 = 7.031E-2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_v = 0.031659 \text{ bar} \cdot 14.5053 \cdot 7.031E-2 = 0.03225 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{CNSPa} = 1.023 + 0.0322 = 1.0552 \text{ Kg/cm}^2 = 10.55 \text{ m c.a.}$$

$$= 34.61 \text{ ft c.a.}$$

Nivel del agua en la succión, expuesta a presión diferente a la atmosférica.

Cuando se tiene esta característica el valor de  $H_b$  (presión barométrica) se sustituye por la que realmente se tiene. Cuando en la instalación se tiene una bomba vertical.

$$(\text{CNSP})_d = P_{\text{ab}} - P_v, \quad P_{\text{ab}} = H_{\text{ab}} + K$$

$$(\text{CNSP})_d = H_b + K - P_v$$

#### SUMERGENCIA DE UNA BOMBA VERTICAL.

Puede definirse como la carga estática que actúa en la bomba debido al ahogamiento del primer impulsor.

Numericamente es la distancia vertical en metros, entre el nivel del agua en el carcamo y el eje horizontal del primer impelente, que es el adyacente a la campana de succión. En la fig.1.10 (capítulo 1) se ha acotado con la letra  $K'$ . Esta carga es siempre necesaria para el funcionamiento en sí, de la bomba; también evita la posibilidad de que el aire que se encuentre arriba de la superficie del agua entre al impulsor (disminuyendo su eficiencia) durante el funcionamiento y además favorece a una instalación al aumentar el N.P.S.H. (carga neta de succión positiva) en forma semejante a lo que sucede con la carga estática de succión en una bomba de eje horizontal que se localiza abajo del nivel del agua en el suministro. fig.II.29

DIM. DE SUMERGENCIA CONTRA FLUJO

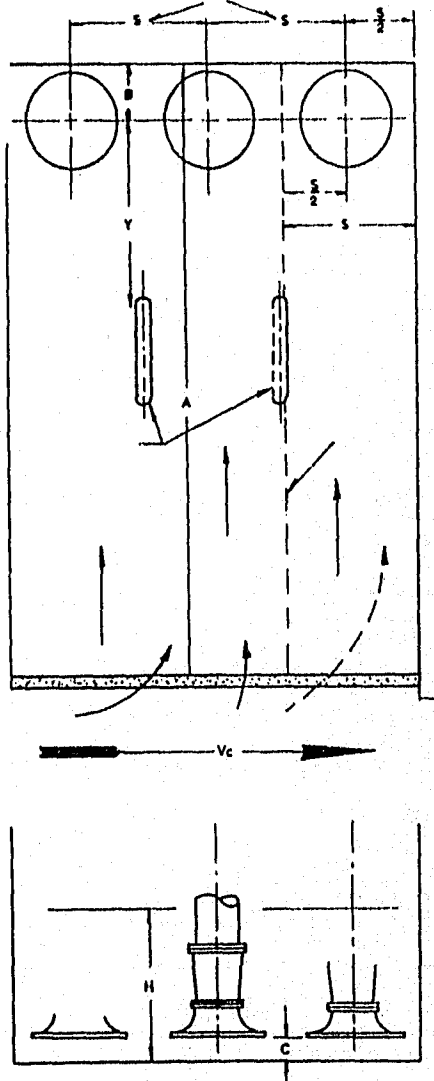
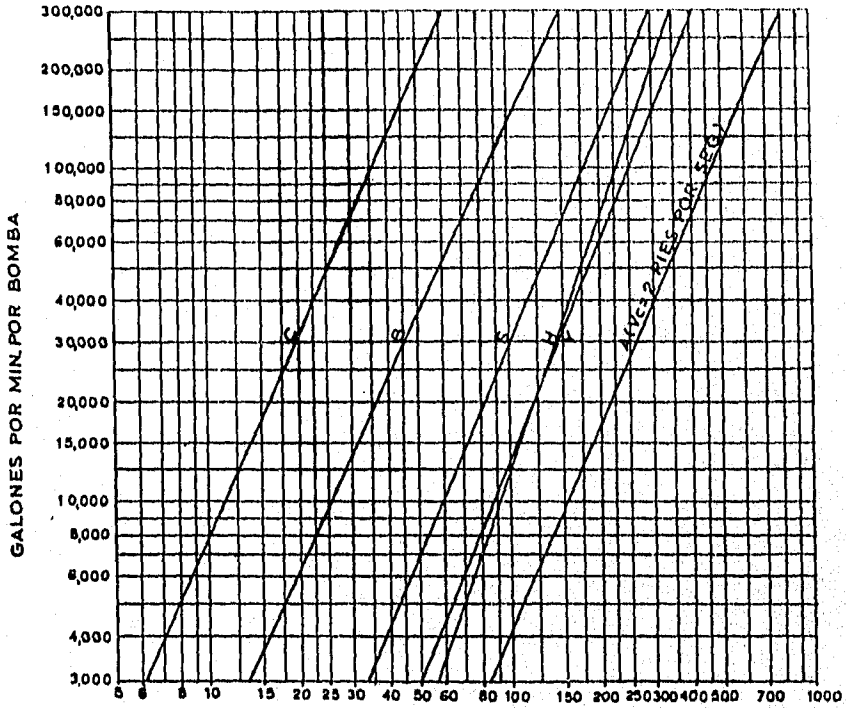


Figura II.29

DIM. DE SUMERGENCIA CONTRA FLUJO



SUMERGENCIA RECOMENDADA DIM. EN PULG.

NOTA: PARA MAYOR INFORMACION VER:  
HYDRAULIC INSTITUTE STDS  
12a. EDICION, PAGS. 85 A 92

TABLA II.7.A

La sumergencia minima requerida por una bomba, operando en determinadas condiciones, es dato del fabricante y generalmente puede verse en la carta que contiene la curva de eficiencia del modelo.

En algunas bombas el valor de la sumergencia es relativamente pequeño y en otras puede ser grande; por ello, este factor debe tomarse en cuenta al seleccionar el equipo ya que puede influir en forma notable, para fijar la profundidad del cárcamo y longitud de la columna de succión.

Como al seleccionar un modelo de bomba no se tiene bien definido el eje del impulsor, se acostumbra en la práctica, por comodidad, medir la sumergencia considerando la elevación de la brida que une el tazón correspondiente con la columna o con otro tazón en lugar de dicho eje. La diferencia es relativamente pequeña y además es favorable para la bomba. En la fig.I.10, (capitulo I) se ha representado esta distancia práctica, con la letra K.

Nivel dinámico.- se acostumbra llamar así, al nivel del agua en el suministro cuando opera la bomba.

Este término es más propio y usual en problemas de bombeo de agua subterránea, porque en este caso si hay una diferencia, generalmente notable, entre el nivel estático del acuífero, que es cuando no trabaja el equipo y el que se tiene en el pozo estando funcionando aquél.



En bombeo de aguas superficiales, como el que nos ocupa, se supone que el nivel del agua existente en el carcamo para cualquier condición de operación permanece constante, es decir no se establece ninguna diferencia. Esto se hace basándose en que el abatimiento de la superficie del agua que se pudiera tener durante la operación, tiene un valor pequeño y prácticamente despreciable.

Un cono de abatimiento de consideración se presentaría, si el gasto que succionaran las bombas fuera mayor que el que alimentara al carcamo; esto no ocurre puesto que dada la naturaleza del problema a resolver, el gasto máximo de bombeo en un momento dado será igual al mínimo que entra al carcamo y esta es una de las condiciones críticas que se prevén al diseñar el sistema.

Para cuando el gasto de llegada sea mayor que el extraído, el abatimiento del nivel es menos importante todavía. Por otra parte, antes de preocuparse por el incremento de carga que se pudiera tener debido a un abatimiento accidental (la cual sería muy pequeña comparada con las otras cargas del sistema) se debe tener cuidado en fijar la sumergencia para evitar la entrada del aire a la bomba, que esto sí es perjudicial.

## II.4.2 ALTURA MAXIMA DE SUCCION.

Teóricamente es la diferencia entre la carga manométrica del lugar ( $h_b$ ) y la carga correspondiente a la presión de vapor de agua ( $h_{vp}$ ) a la temperatura ambiente, es decir:

$$h_{st} = h_b - h_{vp} \quad \text{succión teórica máxima.}$$

Pero en la instalación de una bomba centrífuga horizontal se deberá considerar además de los conceptos anteriores, las cargas de velocidad  $h_{vs}$  y de fricción en la succión  $h_{fs}$ . Por lo tanto se tiene:

$$h_{st\max.} = h_b - h_{vp} - h_{vs} - h_{fs}$$

Se recomienda que principalmente en el caso de querer aprovechar la altura máxima de aspiración en un proyecto, se consulte lo relativo, con el fabricante de la bomba, además de haberla calculado.

Generalmente, el dato práctico es menor que el que se encuentra con la expresión anterior, con el objeto de tener un margen más de seguridad para evitar el mal funcionamiento, cavitación, etc.

Según se define en las normas del Hydraulic Institute, la carga de succión  $h$ , es la carga estática en el tubo de succión de la bomba por encima de la línea de centros de la misma, menos las pérdidas por carga de fricción para la capacidad que se estudia (incluso pérdidas en la entrada en el tubo de succión), más cualquier presión (un vacío es una presión negativa) que haya en el suministro de succión.

En vez de expresar la carga de succión como valor negativo, se suele utilizar el término "altura de aspiración" cuando la bomba tiene la succión en un tanque abierto a la presión atmosférica.

Dado que la altura de aspiración es una carga negativa de succión medida por debajo de la presión manométrica, la altura total de aspiración (que también tiene el símbolo  $h$ ) es la suma de la altura estática de aspiración medida hasta la línea de centros de la bomba y las pérdidas por carga de fricción antes definidas. En ocasiones resulta ventajoso expresar las cargas de succión y de descarga como presión absoluta, pero suele ser conveniente medirlas por arriba o por abajo de la presión atmosférica.

Un manómetro en el tubo de succión de una bomba, con una lectura corregida para la altura hasta la línea de centros de la bomba, mide la carga total de succión por encima de la presión atmosférica, menos la carga de velocidad en el punto de colocación. Como la altura de aspiración es una carga negativa de succión, un vacuómetro indicará la suma de la altura total de aspiración y la carga de velocidad de donde este conectado.

La fig. 11.30 incluye un suministro de succión a presión atmosférica colocado más abajo de la línea de centros de la bomba. Es opcional el que la carga de succión se exprese como carga negativa de succión o con valor positivo como altura de aspiración. Debido a que la fuente de suministro está más abajo de la línea de centros de la bomba (que es la línea de referencia),  $S$  es un valor negativo. La fórmula para la altura de aspiración es la misma que para la carga de succión excepto que ambos lados se han multiplicado por  $(-1)$ .

Un vacuómetro conectado en la brida de succión de la bomba y corregido para la línea de centros de la bomba registrará vacío parcial o sea presión negativa.

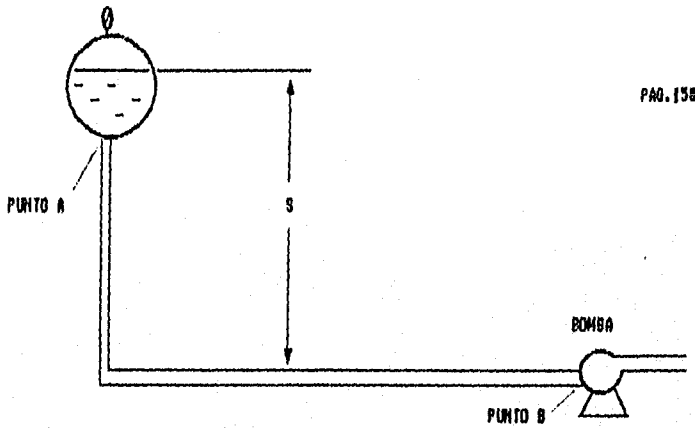
Para determinar la carga de succión, es necesario sumar la carga de velocidad a esta presión negativa en forma algebraica, si se desea trabajar en términos de un vacío, la carga de velocidad se debe restar del vacío para obtener la altura de aspiración.

Por ejemplo si el manómetro conectado en el lado de succión de una bomba con un tubo de 6 in y con capacidad de 1000 gpm de agua fría tuviera la indicación de 6 in de Hg (equivalente a 6.8 ft de agua), la carga de velocidad en el punto de conexión del manómetro sería de 2 ft de agua a la carga de succión  $-6.8 + 2$  o sea 4.8 ft de agua a la altura de aspiración sería de 6.8 - 2 o 4.8 ft de agua.

#### CONDICIONES DE SUCCION.

Cuando se bombean líquidos, nunca se debe permitir que la presión en cualquier punto dentro de la bomba caiga a menos de la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. Siempre se debe de tener suficiente energía disponible en la succión de la bomba para hacer que el líquido llegue al impulsor y contrarreste las pérdidas entre la boquilla de succión y la entrada al impulsor de la bomba. En este lugar los álabes del impulsor aplican más energía al líquido.

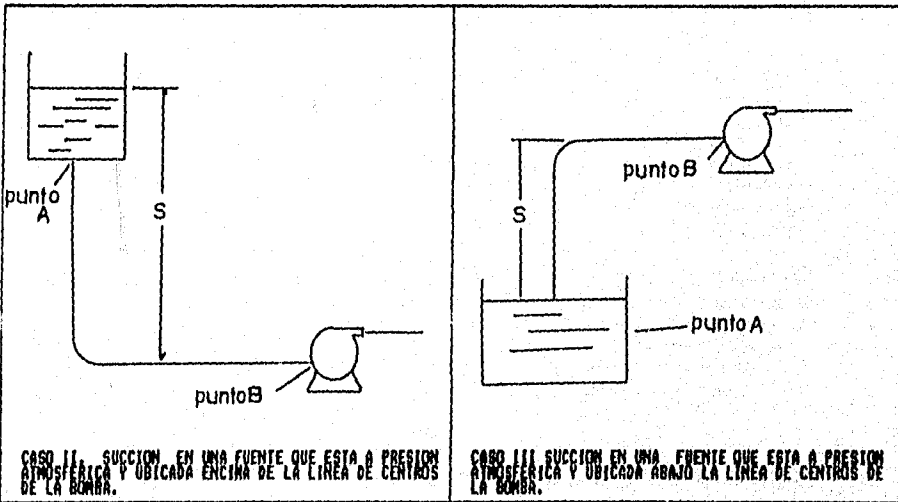
---



PAG. 158

Figura II.30

$$h_s = S - h_{r,s} - h_f + P_s$$



CASO II. SUCCION EN UNA FUENTE QUE ESTA A PRESION ATMOSFERICA Y UBICADA ENCIMA DE LA LINEA DE CENTROS DE LA BOMBA.

CASO III. SUCCION EN UNA FUENTE QUE ESTA A PRESION ATMOSFERICA Y UBICADA ABAJO LA LINEA DE CENTROS DE LA BOMBA.

$$h_s \text{ (CARGA DE SUCCION)} = (-S) - h_{r,s} - h_f$$

$$-h_s \text{ (ALTURA DE ASPIRACION)} = S + h_{r,s} + h_f$$

$h_f$  = PERDIDA EN LA ENTRADA EN PUNTO A

$h_{r,s}$  = PERDIDA TOTAL POR FRICCION ENTRE PUNTO A Y B

$h_{v,s}$  = CARGA DE VELOCIDAD EN PUNTO B

$h_{r,s}$  = LECTURA DEL MANOMETRO EN EL PUNTO B CORREGIDA RESPECTO A LA LINEA DE LOS CENTROS DE LA BOMBA

$$= h_s - h_{v,s}$$

$P_s$  = PIES DE LIQUIDO

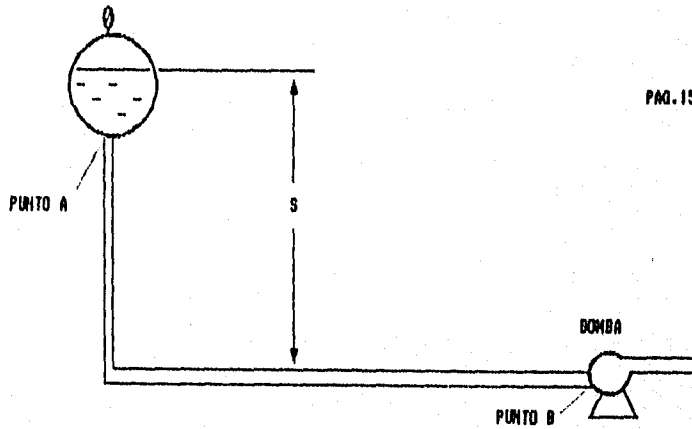
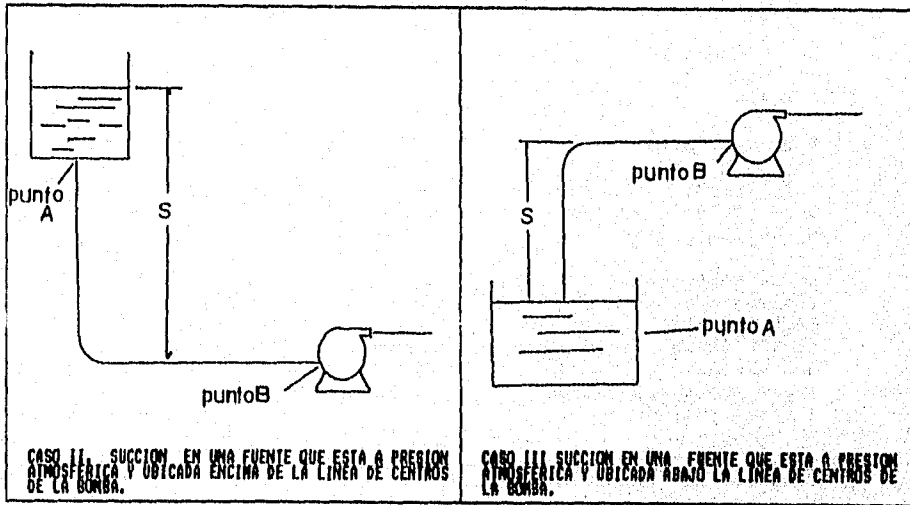


Figura II.30

$$h_s = S - h_{r,s} - h_r + P_s$$



$$h_s \text{ (CARGA DE SUCCION)} = (-S) - h_{r,s} - h_r$$

$$-h_s \text{ (ALTURA DE ASPIRACION)} = S + h_{r,s} + h_r$$

$h_r$  = PERDIDA EN LA EMISADA EN PUNTO A

$h_{r,s}$  = PERDIDA TOTAL POR FRICCION ENTRE PUNTO A Y B

$h_{v,s}$  = CARGA DE VELOCIDAD EN PUNTO B

$h_{z,b}$  = LECTURA DEL MANOMETRO EN EL PUNTO B CORREGIDA RESPECTO A LA LINEA DE LOS CENTROS DE LA BOMBA

$$= h_z - h_{v,s}$$

$P_s$  = PIES DE LIQUIDO

El rendimiento de la bomba se suele presentar con curvas y la curva carga contra capacidad se traza a una velocidad fija. Las curvas tambien indican el caballaje al freno requerido con diversos caudales y la eficiencia correspondiente.

Una característica adicional de la bomba es la NPSHr. Es la energía en ft de carga de líquido que se necesita en la succión de la bomba por arriba de la presión de vapor del líquido a fin de que la bomba entregue una capacidad a una velocidad dada.

Los cambios en la NPSHa no alteran el rendimiento de la bomba siempre y cuando la NPSHa sea mayor que la NPSHr.

Sin embargo cuando la NPSHa cae por debajo del valor de NPSHr, la bomba empieza a tener cavitación y pierde eficiencia.

Las características con línea continua son los valores de NPSHa que exceden de la NPSHr. Si la NPSHa cae debajo del valor de la NPSHr, por ejemplo si a 1800 gpm la NPSHa es menor de 17 ft, empieza la cavitación y la bomba produce menos carga. Cuando hay una reducción adicional en la carga hay cierto aumento en la capacidad hasta llegar a unos 1970 gpm, entonces otra reducción en la carga no aumenta la capacidad.

---

## 11.5 EMPUJE AXIAL DE LA BOMBA (Ea)

Representando por  $E_{ah}$  y  $E_{am}$  al empuje axial hidráulico y mecánico respectivamente, el valor de  $E_a$  será:

$$E_a = E_{ah} + E_{am} \dots\dots\dots(1)$$

Valor del empuje axial hidráulico.

Generalmente los fabricantes lo expresan en la siguiente forma:

$$E_{ah} = K W H \text{ en lbs} \dots\dots(a)$$

$K$  = constante para cada bomba, cuyo valor depende del tipo y tamaño de la misma, así como del diseño del fabricante, se puede ver en los catálogos correspondientes.

Para la Fairbanks 24MC 6970 de curva característica:

$$K = 66 \text{ lb/ft}$$

$W$  = densidad del líquido bombeado para el caso del agua.

$$W = 1$$

$H$  = carga dinámica total en pies,  $H = 187'$

Sustituyendo valores en (a)

$$E_{ah} = 66 \cdot 1 \cdot 187 = 12\,342 \text{ lbs}$$

Valor del empuje axial mecánico  $E_{am}$

$$E_{am} = P_{fc} + P_{fi} + P_i$$


---

Determinación del valor de cada termino:

Pfc peso de la flecha en la columna de succión:

Diámetro 3 9/16" y pesa 35 lb/ft aprox. dato de fabricación.

Longitud. se considera igual a la longitud de la columna de succión, más la altura del cabezal de descarga elegido, más la altura del motor correspondiente.

$$L_c = 4.8 \text{ m}$$

$$\text{Altura cabezal } H = 51" = 129.5 \text{ cm}$$

$$\text{Altura motor (AG)} = 2 \text{ m aprox. de tabla de motores eléctricos. suma } 8.095 \text{ m} = 26.55'$$

$$P_{fc} = 26.55 \cdot 35 \text{ lb/ft} = 929.25 \text{ lb}$$

Pfi = peso de la flecha en el cuerpo de impulsores:

Diámetro 3 9/16" y pesa 35 lb/ft aprox. dato de fabricante.

Longitud. se considera el valor de "M" (en realidad es un poco menor según la tabla II.3.3.B del subcapítulo II.3.3., tratándose de un solo paso. Tratándose de varios impelentes, también habrá que tomar en cuenta "N" de la misma tabla.

$$M = 31 \frac{3}{8}" = 0.7969 \text{ m}$$

$$P_{fi} = 0.7969 \cdot 35 = 27.89 \text{ lbs}$$

(PI) Peso de impulsores

Un impulsor T4MA92 pesa = 700 lbs dato de la curva característica.



$$E_{am} = P_{fc} + P_{f1} + P_i = 929.25 + 27.89 + 700 = 1657.14 \text{ lb}$$

$$E_{am} = 1657.14 \text{ lbs}$$

$$E_{ah} = 1657.14 + 12 \text{ 342 lbs}$$

$$E_a = 14 \text{ 000 lbs} = 6354.2 \text{ kg.}$$

Por lo tanto el motor eléctrico para esta bomba deberá ser capaz de soportar como mínimo un empuje vertical de 6354.2 Kg.

Capacidad del motor.

La potencia requerida por la bomba es:

$$P = 343.58 \text{ HP}$$

Como la potencia del motor deberá ser igual o mayor que la máxima que demanda la bomba, se elegirá un motor comercial con una capacidad de 400 HP para un empuje axial mínimo de 6355 Kg.

Generalmente el factor de servicio de estos motores es 1.10 por lo tanto, en un momento dado se podrá proporcionar una potencia de :

$$P' = 1.1 \times 400 = 440 \text{ HP.}$$

Otras características de este motor atendiendo los datos del proyecto serán: eje vertical, tipo jaula de ardilla, servicio intemperie, para corriente eléctrica de 60 cps. tres fases y velocidad de 1200 rpm.

Para encontrar el modelo de motor que reúna las características deseadas se deberá consultar catálogo de fabricantes, por otra parte es conveniente asesorarse de los fabricantes para elegir los dispositivos de arranque y control de estos aparatos, mientras no se tenga la experiencia respectiva.

## II.6 GOLPE DE ARIETE

### Definición.

Golpe de ariete es el termino utilizado para indicar el cambio repentino de la presión normal de operación en una tubería, que se origina al cerrar o abrir una válvula y en el caso de parada o arranque de un equipo de bombeo.

Para el primer caso, se tiene como ejemplo la operación de una planta hidroeléctrica, en la que las variaciones de gasto en las máquinas, producidas por la demanda o rechazo de la energía suministrada a la red eléctrica de abastecimiento público, lo que obligará a que el regulador abra o cierre la admisión, ya sea al necesitar más gasto la tubería o bien al requerirse una rápida disminución de la carga de trabajo, originándose en ambos casos variaciones bruscas de la presión de operación en la tubería de alimentación.

El mismo fenómeno se presenta en la línea de descarga de una estación de bombeo, por interrupción del suministro de energía eléctrica, por un desperfecto del equipo (caso eventual) y generalmente por las condiciones de operación del sistema, al arrancar o parar.

El golpe de ariete o choque hidráulico, es causado por la transformación brusca de la energía cinética del agua en energía de presión (sobrepresión) en el caso de cierre de una válvula o de parada de un equipo de bombeo; por el contrario en el caso de apertura de una válvula o cuando se pone en funcionamiento un equipo de bombeo es producido por el cambio de energía de presión (disminución de la presión hidrostática) en energía cinética.

---

La cuantificación del fenómeno implica principalmente, la determinación de la magnitud de aumento o disminución de la presión estática y secundariamente, las variaciones de las velocidades del flujo  $v$ , por tanto, de los gastos en los distintos puntos del sistema en función del tiempo.

La fig.II.6.1 representa una tubería de longitud  $L$ , espesor  $\delta$  y diámetro interior  $D$  por la que circula agua proveniente de un embalse y que termina en su extremo derecho en una válvula. Si se cierra ésta rápidamente, en virtud del principio de conservación de la energía, al disminuir la energía cinética, ésta se va transformando en un trabajo de compresión del fluido que llena la tubería y en el trabajo necesario para dilatar esta última: se ha producido una sobrepresión, o golpe de ariete positivo.

Por el contrario, al abrir rápidamente una válvula se puede producir una depresión, o golpe de ariete negativo.

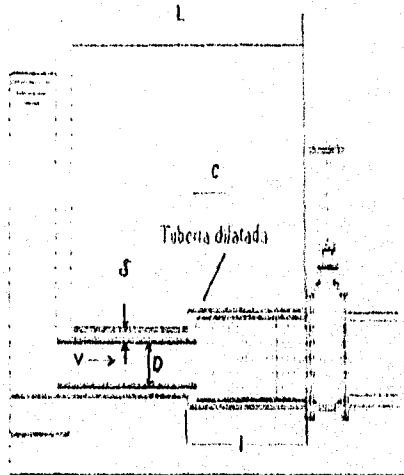


FIGURA II.6.1 REPRESENTACION DEL GOLPE DE ARIETE EN UNA VALVULA

El estudio de este fenómeno nos hará ver de que factores depende para poderlo aminorar, para calcular las sobrepresiones que se preveen en la instalación a fin de seleccionar el espesor de la tubería para resistir a esta sobrepresión.

#### EXPLICACION DEL FENOMENO

Aunque es físicamente imposible cerrar una válvula instantáneamente, el estudio inicial del caso de cierre instantáneo avuda al estudio de los casos reales.

Al cerrarse por completo instantáneamente la válvula de la fig. II.6.1 se origina una onda de presión que se propaga con velocidad  $c$ , la cual en el instante considerado tiene dirección contraria a la velocidad  $v$  del fluido; se ha creado una onda elástica, o sea una onda de presión que se propaga por la tubería, se refleja en el embalse, vuelve a la válvula, de nuevo al embalse, y así sucesivamente; originando sobrepresiones y depresiones en la tubería, la cual se dilata o contrae al paso de la onda. Siendo  $c$  la velocidad de la onda y  $L$  la longitud de la tubería, el tiempo que tarda la onda en recorrer una vez la distancia entre la válvula y el embalse es  $t_0 = L/c$ , al cabo de un tiempo,  $T = 4 t_0 = 4 L/c$  el ciclo se repite.

Considerando en la figura los acontecimientos en la tubería en un periodo  $T = 4 L/c$ .

1. No hay perturbación. Régimen permanente. El líquido en la tubería se desplaza con velocidad  $v$  del embalse a la válvula, diámetro de la tubería normal.
2. Tiempo 0. La válvula se cierra instantáneamente. La velocidad del líquido se anula a partir de la válvula, no instantáneamente, en toda la tubería.
3. Tiempo  $t_0/2 = 1/2 L/c$ . La onda de presión se ha propagado hacia el embalse con celeridad  $c$  y el frente de onda ha llegado a la mitad de la tubería. Mitad derecha de la tubería dilatada por la sobrepresión. Mitad izquierda, diámetro normal. En esta mitad izquierda el agua sigue circulando con velocidad  $v$  hacia la válvula. En la mitad derecha  $v = 0$ .

4. Tiempo  $t_0 = L/c$ . La onda de presión ha llegado al embalse.

En toda la tubería el líquido está en reposo,  $v=0$ , pero no en equilibrio. Toda la tubería está dilatada. Como un resorte que se expande, el agua en la tubería comienza a moverse con velocidad  $v$ , pero dirigida en sentido contrario al de la fig. 2.6.2. El líquido empieza a ponerse en movimiento comenzando, por decirlo así, por las rodajas contiguas al estanque.

5. Tiempo  $3/2 t_0 = 3/2 L/c$ . La mitad izquierda de la tubería se ha contraído a su diámetro normal. La onda sigue propagándose hacia la derecha con velocidad  $c$ . En la mitad izquierda de la tubería el fluido circula con la velocidad  $v$

6. Tiempo  $2 t_0 = 2L/c$ . Diámetro de toda la tubería normal.

Todo el fluido de la tubería está en movimiento desde la válvula hacia el embalse con velocidad  $v$ ; o sea en dirección contraria a la de las fig. 2.6.2. No hay sobrepresión en ninguna parte de la tubería; pero por la inercia la presión continúa disminuyendo, la onda elástica se sigue propagando, ahora con depresión desde la válvula hacia el embalse con la velocidad  $c$ : el diámetro de la tubería irá disminuyendo por debajo de su diámetro normal.

7. Tiempo igual que el punto 2,  $5/2 t_0 = 5/2 L/c$ . La depresión ha alcanzado la mitad de la tubería. La mitad derecha de la tubería contiene agua en reposo y a una presión por debajo de la normal el diámetro de la tubería en esta mitad es inferior al normal.
-

8. Tiempo  $3 t_0 = 3 L/c$  igual punto 3. El agua en toda la tubería está en reposo; pero no en equilibrio, y el agua inicia su movimiento desde el embalse a la válvula con velocidad  $v$  dirigida hacia la derecha. La depresión reina en toda la tubería. El diámetro de la tubería es inferior al normal.
9. Tiempo  $7/2 t_0 = 7/2 L/c$  igual al punto 2. En la mitad izquierda de la tubería el fluido está en movimiento con velocidad  $v$  hacia la válvula. En la mitad derecha el líquido continúa en reposo y en depresión. El diámetro de la parte izquierda es normal. El de la mitad derecha menor que el normal;  $c$  y  $v$  tienen el mismo sentido.
10. Tiempo  $4 t_0 = 4 L/c$ . Igual punto uno. Diámetro de la tubería normal. Todo el fluido en movimiento con velocidad  $v$  hacia la válvula. Todo igual que en el tiempo 0. Luego el período de este movimiento es:

$$T = 4 t_0 = 4 L/c$$

Prácticamente la deformación de la tubería y la viscosidad del líquido disipa energía y las oscilaciones se amortiguan.

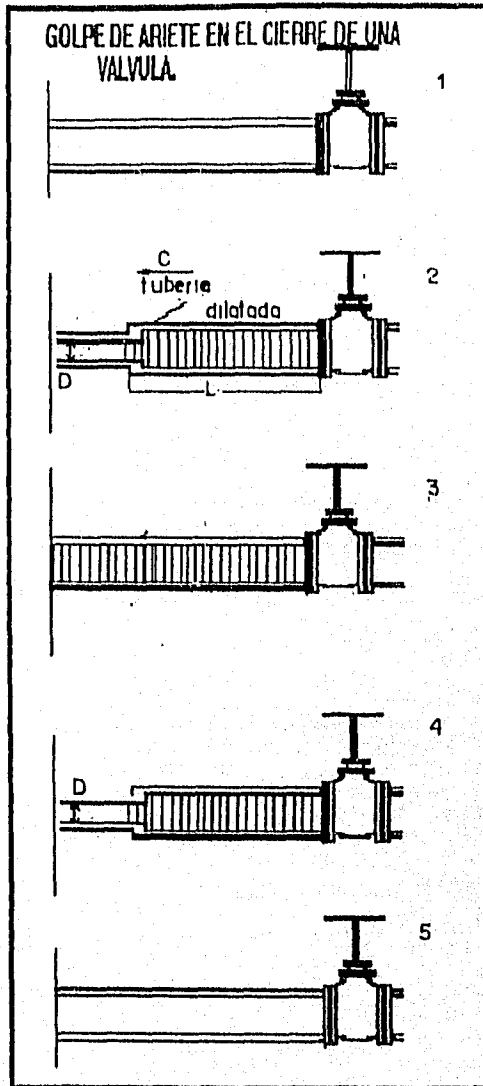


Figura 2.62



### CELERIDAD DE LAS ONDAS DE PRESION.

Generalmente, la expresion que representa la celeridad de propagacion de las ondas en una tuberia originadas por el choque hidraulico o golpe de ariete, su ecuacion se anota:

$$a = \frac{1420}{\sqrt{1 + \frac{E_a d}{E t e}}} \quad \text{Formula de Allievi}$$

En donde :

a = celeridad de la onda de presion m/seg.

E<sub>a</sub> = modulo volumetrico de compresibilidad del agua, en Kg/cm<sup>2</sup>.

d = diametro interior de la tuberia, en cm.

E<sub>t</sub> = modulo de la elasticidad (modulo de Young) del material de la tuberia, en Kg/cm<sup>2</sup>.

e = espesor de la tuberia en cm.

Para algunos materiales y liquidos, se dan los siguientes valores del modulo de elasticidad E.

MATERIAL Y LIQUIDO	E (Kg/cm <sup>2</sup> )
Acero	2,100,000
Agua potable	20,670
Agua de mar	23,800
Aluminio	720,000
Asbesto cemento	328,000
Bronce	1,050,000
Cobre	1,300,000
Concreto simple	125,000
Fierro fundido	930,000
Policloruro de vinilo(PVC)	28,124
Petrolico	21,000
Petr. leo bruto	18,800
Gasolina	14,200

El tiempo requerido para que la onda de presión viaje de un extremo al otro del tubo se encuentra de:

$$t = 2L / a \text{ donde:}$$

t = tiempo en seg. para que la onda recorra la longitud del tubo.

L = longitud del tubo entre la bomba y el punto con que se causa el golpe de ariete en m.

a = celeridad de las ondas de presión.

Así pues para el cálculo de sobrepresión por golpe de ariete se ha adoptado la fórmula de Lorenzo Allievi que se escribe a continuación. Con esta fórmula se obtiene el valor máximo que puede adquirir esta sobrepresión ya que fue deducida considerando las condiciones más críticas para el cierre de una válvula, esto es, aceptando que la máxima sobrepresión se verifica al instante de la primera fase del fenómeno y que el tiempo de cierre es:

$$T = 2L / a$$

La fórmula es:

$$h_i = \frac{145 v}{\sqrt{1 + (E_a d / E_t e)}}$$

donde:

$h_i$  = sobrepresión de inercia por golpe de ariete en m.

v = velocidad del agua en la tubería, en m/seg.

$E_a$  = módulo de elasticidad del agua en Kg/cm<sup>2</sup>

d = diámetro interior en la tubería en cm.

e = espesor de la tubería en cm.

$E_t$  = módulo de elasticidad del material de la tubería en Kg/cm<sup>2</sup>

L = longitud de la tubería en m.

a = celeridad de la onda de presión en m/seg.

---

Módulo de elasticidad para algunos materiales.

Material	Kg/cm <sup>2</sup>
Acero	2,100,000
Hierro fundido	930,000
Concreto simple	125,000
Asbesto-cemento	210,000
Agua	20,700

Se tienen los datos para sustituir en la fórmula de Allievi.

$$v = 1.85 \text{ m/seg.}$$

$$Ea = 20,700 \text{ Kg/cm}^2$$

$$Et = 2,100,000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$d = 0.508 \text{ m}$$

$$e = 1.75 \text{ in} = 4.44 \text{ cm de tabla B17 Schedule 140 del manual Crane}$$

$$= 0.0444 \text{ m}$$

Cálculo para justificar el diámetro utilizado de 0.508 m.

De la siguiente tabla tomada del manual Crane.

Velocidad flujo m/s	Diámetro interior (mm) caudal l/min.
1.2	4.3 $\sqrt{Q}$
1.5	3.9 $\sqrt{Q}$
1.8	3.4 $\sqrt{Q}$
2.0	3.3 $\sqrt{Q}$

$$\text{Diámetro interior (mm)} = 3.4 \sqrt{Q}$$

$$q = 0.375 \text{ m}^3/\text{s} = 375 \text{ lps} = 22,500 \text{ l/min gasto por bomba}$$

$$\text{Diámetro interior} = 3.4 \sqrt{22,500} = 510 \text{ mm} = 51 \text{ cm}$$

Sustituyendo los valores en la fórmula anterior.

$$h_i = \frac{145 \times 185}{1 + \sqrt{(20,700 \times 50.8 / 2,100,000 \times 4.44)}}$$

$$h_i = 200.81 \text{ m} \quad \text{que es la sobrepresión de inercia, por golpe de ariete.}$$

## CALCULO DE LA PRESION NOMINAL.

Del nomograma 3-11 del manual Crane vea siguientes paginas.

Se aplican los siguientes datos:

f - factor de fricción  
 q - gasto = 22,500 l/min  
 ρ - densidad especifica  
 d - diámetro = 0.508 m

El factor de fricción lo obtenemos del diagrama de Moody con los siguientes datos:

Re -  $Vd/\nu$

V - velocidad del agua = 1.85 m/seg  
 d - diámetro de tubería = 0.508 m  
 ν - viscosidad cinemática del agua =  $0.0101 \text{ E}^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$  a 20°C

Re =  $1.85 * 0.508 / 0.0101 \text{ E}^{-4} = 930.495$  flujo turbulento

Del diagrama de Moody se obtiene  $f = 0.0137$  vea sig. pag.

De tabla A-6 se obtiene la densidad especifica del agua.

a 80°F (26°C)  $\rho = 62.22 \text{ lb/ft}^3$

Con estos valores del nomograma 3-11 obtenemos la presión nominal en la tubería.

$P_i = 0.22 \text{ lb/in}^2 = 0.01546 \text{ Kg/cm}^2$

De acuerdo con los cálculos se tiene que las presiones en el sistema son:

Presión normal ( $P_n$ ) =  $0.015 \text{ Kg/cm}^2$

Sobrepresión por golpe de ariete ( $P_i$ ) = 200.81

Observando los valores anteriores se puede pensar en las siguientes posibilidades.

- a) Emplear tubería de asbesto- cemento de 20" de diámetro con válvulas de alivio.

- b) Emplear tubería de acero con válvulas de alivio.
- c) Emplear tubería de acero capaz de resistir la presión total para el caso más crítico de funcionamiento o sea cuando:

$$P_t = P_n + P_i = 0.01546 + 0.015 = 0.03046 \text{ Kg/cm}^2$$

y una sobrepresión por golpe de ariete de 200.81 m

En la posibilidad b.

Tubería de acero, considerando el rango de los diámetros y presiones que ordinariamente se tienen para tuberías de descarga en estas plantas de bombeo, el espesor se determina consultando las especificaciones de fabricantes de tubería, teniendo como datos el diámetro y la presión considerada.

La tubería empleada será fabricada con acero.

En forma aproximada se puede calcular el espesor con la fórmula llamada de cilindro degado que es:

$$e = \frac{P \cdot d}{2s + \gamma P} + C$$

Siendo:

e = espesor en cm

P = presión máxima de servicio más un margen por golpe de ariete en  $\text{Kg/cm}^2$ .

d = diámetro interior en cm

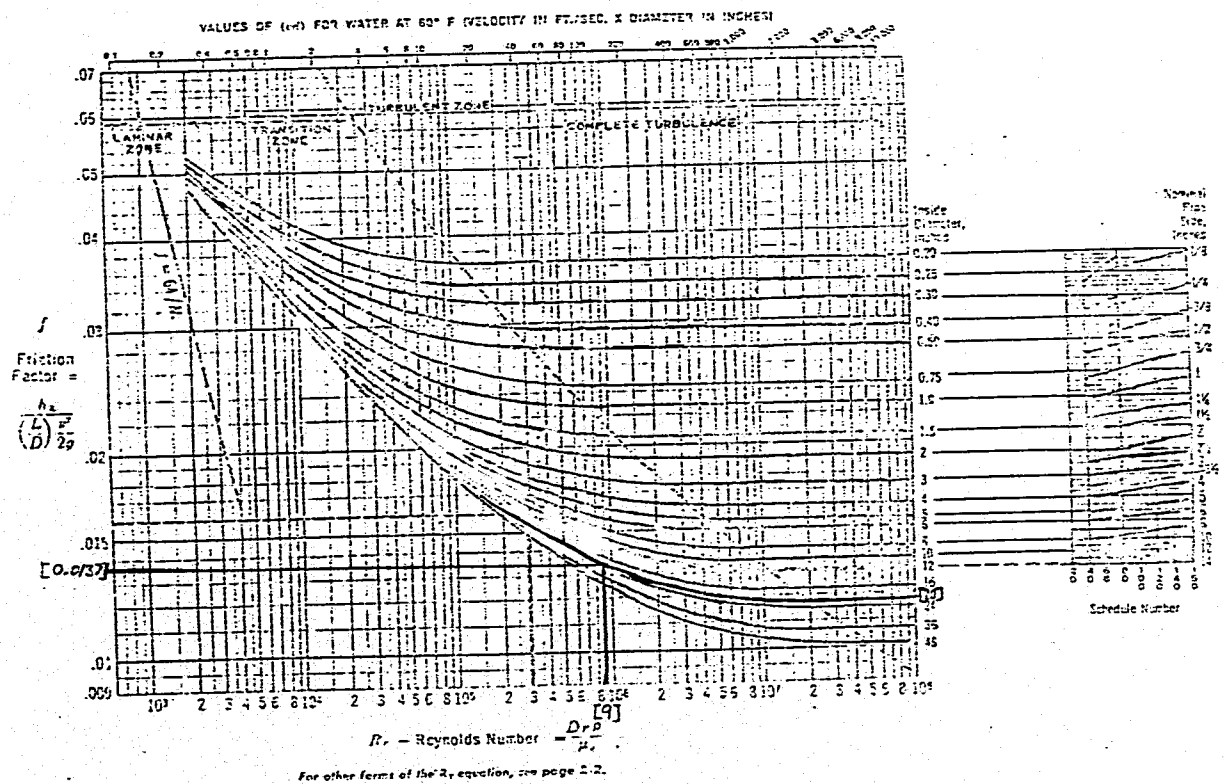
s = esfuerzo admisible del material considerando acero al carbón ASTM A155 grado A285C para 30°C s = 871,8  $\text{Kg/cm}^2$ .

v = coeficiente de la siguiente tabla.

C = Espesor adicional previsto para corrosión que no es considerado en la resistencia de la tubería. Su valor varía de 1.5 a 2.5 mm. Generalmente se adopta 1.5 mm.

Tabla de valores de  $\gamma$ .

	Temperatura °C					
	480 y menos	510	540	565	590	620 y más
Aceros ferriticos	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Aceros austeniticos	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7



**Problem:** Determine the friction factor for 12-inch Schedule 40 pipe at a flow having a Reynolds number of 300,000.

**Solution:**  
 The friction factor ( $f$ ) equals 0.016.

## Physical Properties of Water

Temperature of Water	Saturation Pressure	Specific Volume	Weight Density	Weight
$t$	$P$	$V$	$\rho$	
Degree Fahrenheit	Pounds per Square Inch Absolute	Cubic Feet Per Pound	Pounds per Cubic Foot	Pounds Per Gallon
32	0.0869	0.016022	62.414	8.3456
40	0.12163	0.016019	62.426	8.3451
50	0.17796	0.016033	62.410	8.3450
60	0.25611	0.016033	62.391	8.3393
70	0.35792	0.016050	62.365	8.3290
80	0.50983	0.016072	62.329	8.3176
90	0.67813	0.016099	62.186	8.3032
100	0.94924	0.016120	61.996	8.2877
110	1.2730	0.016165	61.667	8.2598
110	1.6927	0.016204	61.713	8.2495
130	2.7230	0.016247	61.359	8.2190
140	3.8392	0.016293	61.376	8.2019
150	5.2164	0.016343	61.168	8.1797
160	7.0111	0.016395	60.991	8.1557
170	9.3726	0.016451	60.787	8.1300
180	12.5110	0.016510	60.569	8.0959
190	16.546	0.016572	60.333	8.0567
200	21.826	0.016637	60.107	8.0131
210	28.523	0.016705	59.892	7.9654
217	34.666	0.016773	59.812	7.9257
220	37.186	0.016785	59.613	7.9000
240	54.958	0.016926	59.091	7.8279
260	85.427	0.017095	58.517	7.7326
280	130.300	0.017265	57.924	7.6131
300	192.005	0.01743	57.307	7.4698
350	334.601	0.017799	55.566	7.2308
400	547.759	0.01864	53.648	7.1717
450	822.55	0.01943	51.467	6.8901
500	1180.86	0.02043	48.948	6.5331
550	1645.43	0.02176	45.986	6.1431
600	2232.7	0.02364	42.301	5.6548
650	2988.1	0.02674	37.397	4.9903
700	3944.3	0.03662	27.307	3.6505

Specific gravity of water at 60 F = 1.00

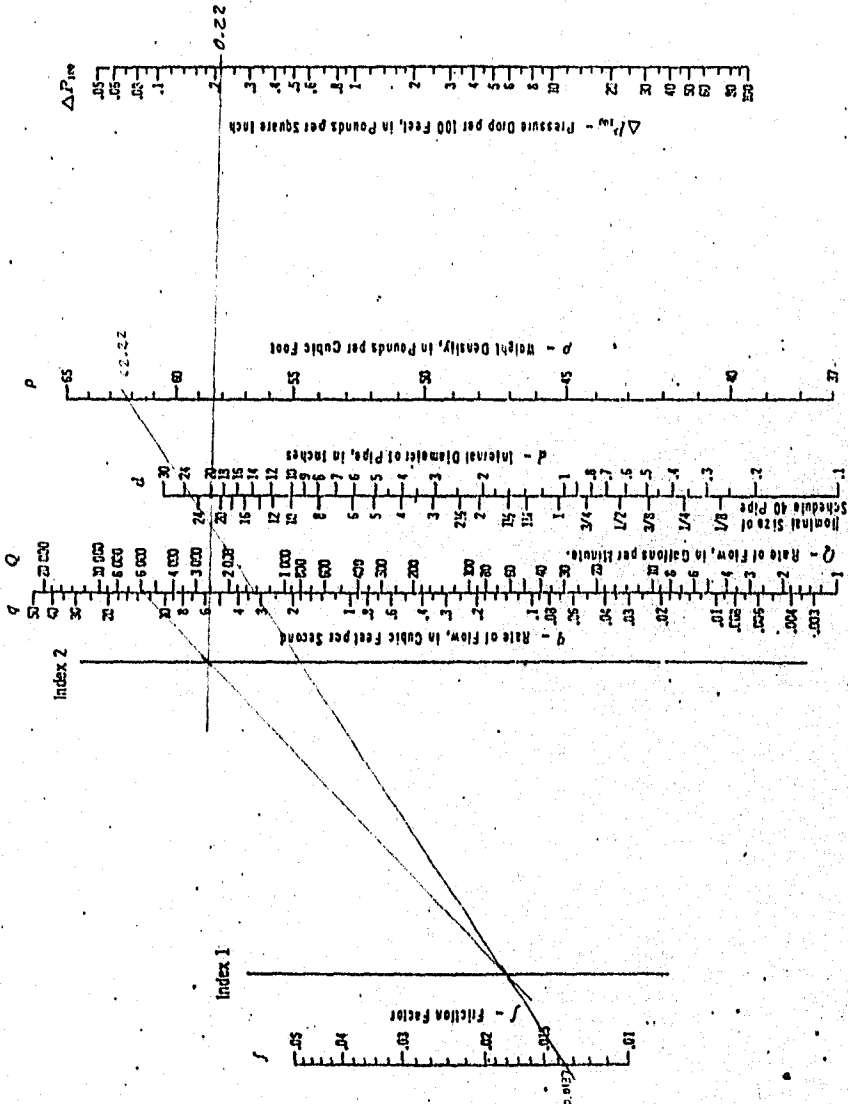
Weight per gallon is based on 7.48052 gallons per cubic foot.

All data on volume and pressure are abstracted from ASME Steam Tables (1967), with permission of publisher, The American Society of Mechanical Engineers, 345 East 47th Street, New York, N. Y. 10017.



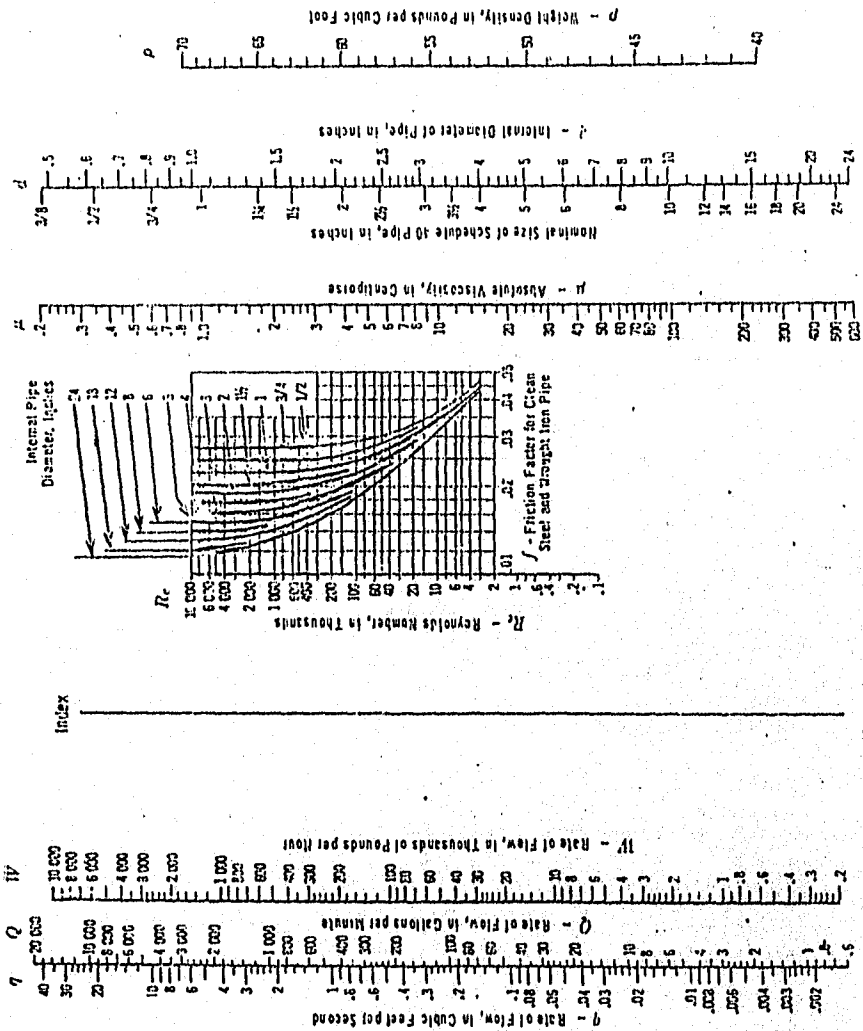
Pressure Drop in Liquid Lines for Turbulent Flow

(continued)



## Reynolds Number for Liquid Flow Friction Factor for Clean Steel and Wrought Iron Pipe

(continued)



### GOLPE DE ARIETE EN SISTEMAS DE BOMBEO.

En la operación de sistemas de bombeo, la velocidad del flujo de agua, está con frecuencia sujeta a modificaciones que producen ondas de presión a través de tuberías y dispositivos.

La magnitud de las ondas dependerá de las características del fluido, tuberías y equipo de bombeo, así como del grado de alteración que sufra el flujo, por las condiciones de operación del sistema.

Una de las condiciones de operación más frecuente es la interrupción repentina de la alimentación de energía eléctrica o el paro instantáneo de cualquier otro tipo de motor que proporcione la potencia a la bomba.

En este caso si en la descarga no se cuenta con una válvula de retención, la bomba operará dentro de 3 zonas perfectamente definidas.

A partir del instante de la interrupción de energía, el impulsor se desacelera con relativa lentitud hasta el momento en que el sentido del flujo se invierte.

En esta forma, el impulsor ha trabajado en la zona de operación normal de la bomba.

Inmediatamente, el sentido negativo desacelera rápidamente el impulsor hasta el punto de reposo, por lo que éste habrá operado en la zona de disipación de energía de la bomba. Finalmente, el impulsor girará en sentido contrario, tendiendo a una velocidad de desboque bajo la influencia de la carga estática contra la cual operaba la bomba, trabajando el impulsor en la zona de operación como turbina de la bomba.

El tiempo que deberá transcurrir para que una bomba trabaje como turbina, después de la interrupción de la energía que se le suministrará, dependerá de las características del sistema de bombeo, de la magnitud de los efectos del golpe de ariete en la tubería de descarga y del efecto de la inercia de los elementos rotatorios del equipo de bombeo, pues aunque ésta sea muy pequeña, se puede suponer que se produce la anulación instantánea del gasto incrementado considerablemente la magnitud de las oscilaciones de presión.

Si el equipo de bombeo en su descarga cuenta con una válvula de retención, este accesorio evitará el regreso del flujo, influyendo el fenómeno del golpe de ariete solamente dentro de la zona de operación normal de la bomba, a condición de que el efecto de la inercia del equipo de bombeo sea de consideración, dado que si resulta despreciable, prácticamente la válvula de retención operará simultáneamente al tiempo de interrupción de energía.

Otras condiciones de operación que producen también golpe de ariete en la línea de descarga de estaciones de bombeo son:

El cambio en la carga de bombeo, operación de válvulas de control y el arranque y parada del equipo.

En el estudio de las condiciones hidráulicas a que estarán sujetas la bomba y la tubería de descarga, se deben considerar los tres factores siguientes:

- a) El fenómeno del golpe de ariete en la tubería de descarga.
- b) La inercia del conjunto bomba-motor.
- c) Las características; velocidad de operación, par motor, altura de descarga y gasto de la bomba.

Los efectos del golpe de ariete se obtienen de las ecuaciones estudiadas, que se anotan a continuación:

Fórmula de Allievi para la celeridad de la onda de presión.

$$a = \frac{1420}{\sqrt{1 + \frac{Ea D}{Et e}}} \dots\dots\dots 1$$

Fórmula de Joukowsky, o de Allievi para instante  $t = 1$

$$h = a V_0 / g \dots\dots\dots 2$$

Si en la 2 sustituimos el valor a nos queda:

$$h = \frac{1450 V_o}{\sqrt{1 + \frac{E_a D}{E T e}}} \dots\dots\dots 3$$

Esta expresión es con la que se obtiene la máxima sobrepresión producida por el golpe de ariete (para cierre instantáneo) se utiliza generalmente a los proyectos de líneas de conducción a bombeo.

$h$  = sobrepresión máxima producida por el golpe de ariete en m.

$V_o$  = velocidad de operación de la conducción en m/beg.

Los términos del denominador están explicados anteriormente.

El efecto de la inercia del motor y la bomba se obtiene de la ecuación de inercia, la cual relaciona en un instante dado, a la velocidad e inercia de la bomba con la energía cinética del sistema rotatorio.

Finalmente, las características de la bomba se obtienen de un diagrama característico, completo de la misma, el cual define la forma en que la velocidad y el par del motor de la bomba varían con la altura de descarga y el gasto cuando ella trabaja como bomba, disipador de energía o turbina.

FIGURA 2.6.3 VALVULA DE MARIPOSA

- La sencillez de su diseño con pocas piezas en movimiento proporciona una larga vida sin necesidad de mantenimiento

- La misma válvula se utiliza con una serie de actuadores que permiten su operación manual o automática. El montaje de los actuadores se realiza con solo 4 tornillos y el cambio de los mismos se puede efectuar sin remover la válvula de la línea

- Operaciones de bloqueo con cierre hermético y/o control modular en una sola válvula

- Extremos de vástago y plato estandarizados para intercambiabilidad de actuadores

- Bique superior para evitar flexión del vástago

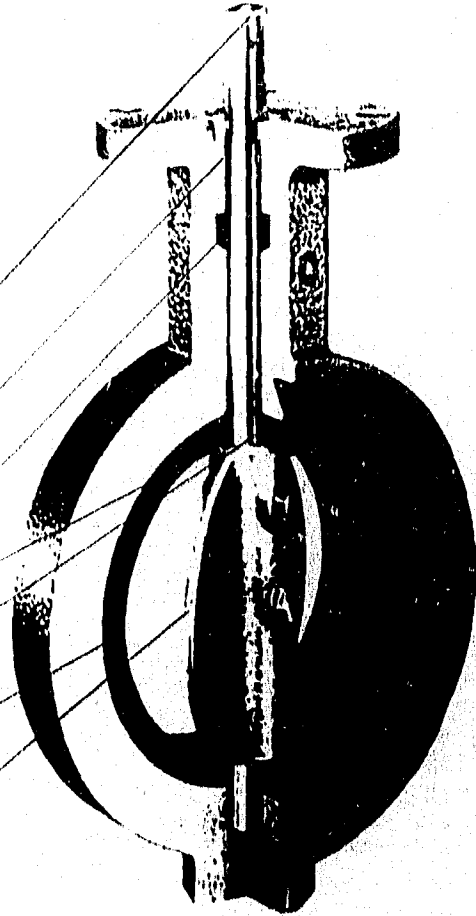
- Empaque bidireccional del vástago adecuada para servicio a vacío

- Sello primario que evita fugas del fluido a través del vástago

- Efectiva sujeción del asiento al cuerpo garantizando un cierre hermético

- Asiento intercambiable en campo sin necesidad de herramientas especiales

- Borde del disco redondeados y pulidos para alargar la vida de los asientos



**GOLPE DE ARIETE POR ARRANQUE DE UNA BOMBA.**

Los efectos que se producen por golpe de ariete en el caso de arranque normal de una bomba generalmente son despreciables, sin embargo, los efectos pueden disminuir usando valvulas de control apropiadas o equipo especial de arranque, asegurandose que todo el aire de la linea de descarga sea removido (caso que se presenta cuando se pone por primera vez en servicio una linea de conduccion).

Si se tiene una valvula de control en la descarga del equipo, la bomba se arranca hasta que alcance la velocidad normal de operacion, todavia con la valvula cerrada y posteriormente se abre esta. Si la apertura es gradual, los efectos del golpe de ariete son despreciables, sin embargo debe tomarse en cuenta la situacion topografica de la linea.

**CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE DISPOSITIVOS DE ALIVIO.**

En todo diseno de lineas de conduccion a bombeo se debe hacer el estudio para determinar el diametro mas economico, haciendo intervenir uno o varios tipos de tuberia (segun sea el valor del gasto por conducir), en el que se analizará su comportamiento hidraulico y los efectos derivados del fenomeno golpe de ariete, procurando evitar que se presenten condiciones inseguras, capaces de producir graves danos a las instalaciones del sistema de abastecimiento, garantizando una operacion continua.

Controlar el fenomeno de golpe de ariete exige un profundo conocimiento de la forma en que se verifica y un estudio minucioso de los dispositivos de alivio que convengan adoptar, entre los cuales tiene un papel fundamental el seccionamiento de la linea de conduccion por uno o varios dispositivos de alivio (generalmente cajas o torres rompedoras de presion) ademas en el diseno hidraulico de la linea se procurara que la velocidad sea lo mas baja que sea posible; lo que normalmente se obtiene al tener el diametro mas economico de la conduccion.

El incremento de presion en una linea de conduccion por efecto de golpe de ariete, solo puede disminuir mediante la reduccion gradual de la velocidad del agua, lo que puede lograrse por medio de los siguientes dispositivos:

- 1.- Valvulas de alivio y control hidraulico y electrico.
  - 2.- Torres de oscilacion.
  - 3.- Camaras de aire.
-

## VALVULAS DE ALIVIO CONTRA GOLPE DE ARIETE.

Estos dispositivos se instalan en la descarga del equipo de bombeo. En el mercado se pueden encontrar válvulas de los siguientes tipos:

a) Válvulas de resorte de alivio de presión de cuerpo en ángulo recto, operada automáticamente por piloto interno.

La válvula funciona descargando agua al exterior cada vez que la presión en el lado de la descarga excede la de la calibración de la válvula.

b) Válvula aliviadora de presión de control hidráulico, de operación externa automática (con válvulas piloto y de aguja) y de pistón en la cámara de mando o potencia. Da protección contra oscilaciones bruscas de presión que se producen por el arranque y parada de bombas, funcionando de manera que el agua pase al exterior o al lado de la succión de la bomba cada vez que la presión en el lado de la descarga exceda a la de calibración de la válvula. Se instala con conexión en Te, aguas abajo de la válvula check.

c).- Válvula de alivio de control hidráulico y eléctrico.

Se emplea para protección contra oscilaciones bruscas de presión que se producen al arrancar o parar la bomba.

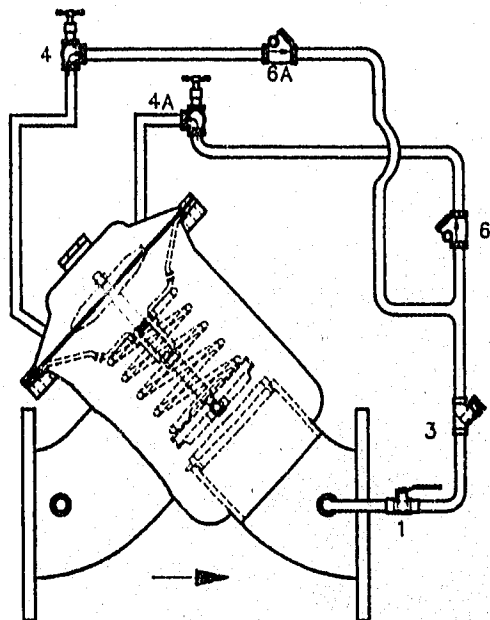
Para la onda de presión causada por arranque, la válvula es operada por el piloto hidráulico. Al presentarse la onda de presión producida por parada de la bomba, la válvula piloto eléctrica abre la válvula antes que la columna de agua retroceda después de haber abierto totalmente se cierra lentamente, siendo ajustable este tiempo de cierre.

d).- Válvula automática, de diseño en globo y ángulo, opera hidráulicamente y es actuada por diafragma, da protección contra ondas de presión cuando la bomba para, abriendo con rapidéz y cerrando lentamente.



MODEL NUMBER: A840-04 -- WYE  
DESCRIPTION DIAPHRAGM CHECK VALVE  
WITH OPENING AND CLOSING SPEED CONTROL

**AMES**<sup>CO.</sup>  
AUTOMATIC CONTROL VALVES



- 1 - BALL VALVE
- 3 - WYE STRAINER
- 4 - OPENING SPEED CONTROL
- 4A - CLOSING SPEED CONTROL
- 6 & 6A - CHECK VALVES

FIGURA 2.6.4

## Valvula de aire.

Proposito, de funcionamiento.

Este tipo de válvula provee a líneas de tubería toda la protección de una válvula de aire y vacío, además el dispositivo adicional de un anti-slam (cierre de golpe), dispositivo de cierre regulado que previene a la válvula de aire y vacío de ser cerrada de golpe durante operación crítica.

Esto es realizado mediante estrangulamiento del flujo de agua por el dispositivo anti-slam a un grado que permite a la válvula llenar a una proporción más lenta. De esta forma se previene el cierre rápido en la válvula, una sacudida o condición de golpe de ariete dentro de la válvula, lo cual ocasionaría daños.

Operación figura I.

El dispositivo anti-slam se monta en una conexión estándar de la válvula de aire-vacío. Permite pasar el aire a través de este sin restricción durante ambas operaciones de descarga de aire y ciclo de reingreso de aire.

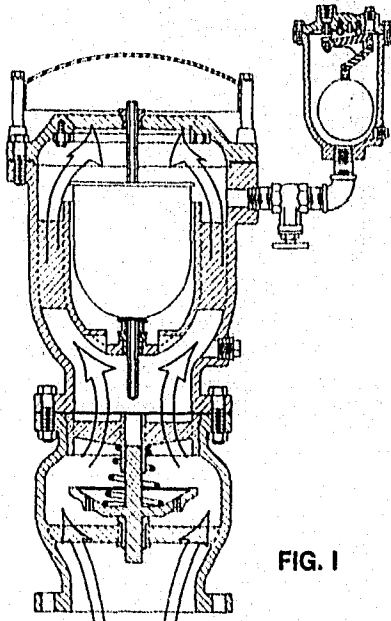


FIG. I

Figura II

A pesar de la gran densidad del agua, esta entra al dispositivo anti-slam moviendo el obturador en posición de cierre. El paso de agua a través del obturador y dentro de la válvula de aire se estrangula por pequeños puertos en el mismo obturador. Debido a esto ahora el agua entra en la válvula de aire a una velocidad bastante reducida.

El flotador se mueve suavemente a posición de cierre. Debido a que las condiciones de operación en diferentes instalaciones es difícil que sean idénticas, se ha incorporado un elemento que permite ajustar la cantidad de flujo de agua dentro de la válvula de aire. Los puertos se abren o cierran para colocar un sujetador estandar con arandelas de presión. Quitando o poniendo el sujetador estandar, se puede obtener un amplio rango de estrangulamiento para mejorar el ajuste de una instalación particular y las condiciones de operación.

Figura III. Cuando la válvula de aire-vacio se ha cerrado el empuje ejercido contra el obturador por el flujo de agua se detiene. En ese momento, la presión de agua en ambos lados del obturador se iguala y el obturador instantanea y automaticamente retorna a la posición total abierta, mediante un resorte cónico stainless de acero. La válvula ahora esta lista para una rápida respuesta, sin la necesidad de un incipiente vacío, y permitiendo un regreso de aire sin restricción por la válvula dentro de la tubería.

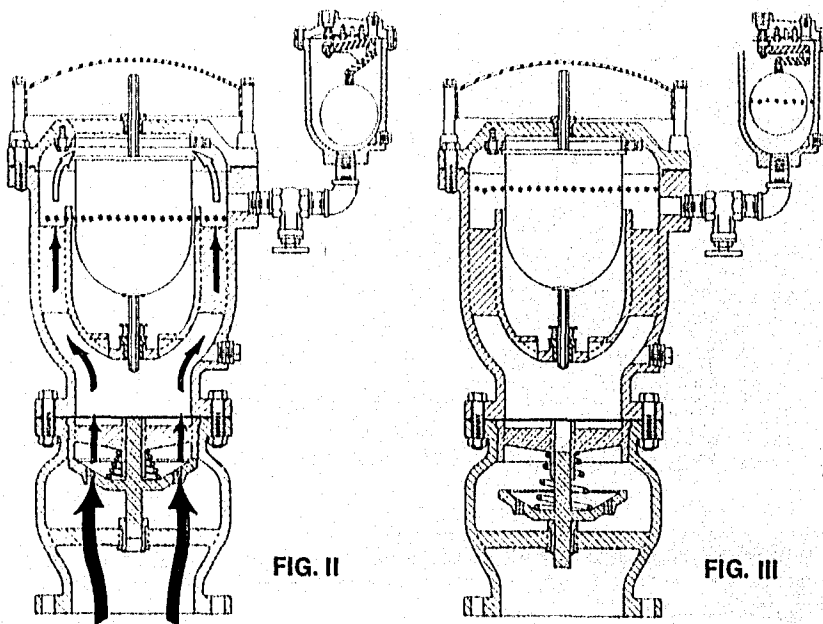
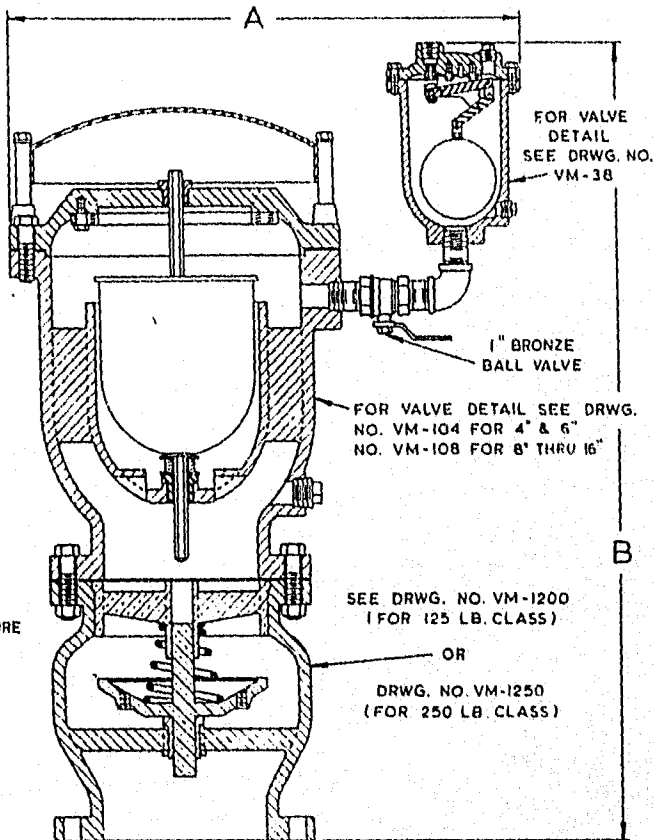


FIG. II

FIG. III



WORKING PRESSURE  
150 P. S. I.  
OR  
300 P. S. I.

TEST PRESSURE  
300 P. S. I.  
OR  
450 P. S. I.

SEE DRWG. NO. VM-1200  
(FOR 125 LB. CLASS)

OR  
DRWG. NO. VM-1250  
(FOR 250 LB. CLASS)

SIZE	MODEL NO.		DIMENSIONS	
	125 LB. CLASS	250 LB. CLASS	A	B
4	1204/104/38	1254/154/38	21	29
6	1206/106/38	1256/156/38	22 1/2	33
8	1208/108/38	1258/158/38	27	38
10	1210/110/38	1260/160/38	29	43
12	1212/112/38	1262/162/38	33	45
14	1214/114/38	1264/164/38	35 1/2	46
16	1216/116/38	1266/166/38	39 1/2	51

REV. 1-24-91

COMBINATION AIR VALVES W/ANTI-SLAM DEVICE

DATE 5-15-78

**VAL-MATIC**

VALVE AND MANUFACTURING CORP.

DRWG. NO.

VM-1204/104/38

## 11.7 MANTENIMIENTO DE LAS BOMBAS.

Diagnostico de problemas en las bombas.

Los problemas comunes se pueden agrupar en tres:

Problemas hidraulicos reales. Son cuando la bomba no puede funcionar de acuerdo con las especificaciones de capacidad, carga y eficiencia. Pueden ser por fallas en la bomba o en el propulsor.

Problemas mecanicos reales. Uno de ellos es la cavitation, y se puede detectar por ruido, vibraciones, sobrecalentamiento etc. por lo que la bomba no cumplira con el requisito de rendimiento.

Problemas hidraulicos irreales. son el resultado de diseo y colocacion incorrecta de la tuberia y procedimientos deficientes para pruebas.

La siguiente es una lista de fallas comunes en bombas.

1. La bomba no entrega liquido
2. Entrega menos liquido del esperado
3. No produce suficiente presion.
4. La forma de la curva carga - capacidad es diferente de la curva curva original de rendimiento.
5. Pierde el cebado despues del arranque.
6. Consume demasiada potencia.
7. Tiene vibraciones
8. Es ruidosa.
9. Fugas excesivas por el prensaestopas.
10. Corta duracion del prensaestopas.
11. Fugas excesivas por el sello mecanico.
12. Corta duracion del sello mecanico.
13. Corta duracion de los cojinetes.
14. La bomba se sobrecalienta y se pega.

La mayoria de las fallas se resuelven por logica. Un metodo es preguntarse primero si la bomba se ha dañado y la falla se debe a un golpe en una pieza de la bomba y segundo si hay gas en el sistema.

Golpe en una pieza de la bomba.

Las abolladuras son comunes en las piezas de las bombas, si ocurren en lugares como el cubo del impulsor o el reborde contra el que se apoya, el impulsor no girará cuadrado en su eje.

---

Una abolladura en las camisas o manguitos de un eje largo puede ocasionar que se doble el eje al apretarlos entre si. Una abolladura en un reborde contra el cual apoya un cojinete, hará que se sobrecaliente.

La mugre entre superficies buenas puede producir efectos similares.

Cuando falla cualquier pieza de la bomba es posible que se dañen las correlativas.

Entre los efectos más comunes de las piezas dañadas están los cojinetes sobrecalentados, el desgaste excesivo de los anillos selladores, ruido y vibración o consumo excesivo de potencia, que pueden ser ocasionados por el eje (flecha) doblado.

Así mismo una reducción en el caudal o en la carga de presión puede ocurrir por un golpe que ha doblado las paredes del impulsor hacia adentro, lo cual reduce las superficies de los conductos. Cuando no hay forma práctica de enderezar esas paredes, a veces se puede compensar su efecto si se agranda la garganta con una lima.

Bolsas de gas.

En muchos casos las bombas funcionan en forma correcta con bolsas de gas (tanto vapores como aire atrapados por vaporización debida a calda excesiva de presión o cavitación) estacionarias que se sabe están en la tubería de succión, esto ha hecho pensar a los usuarios que las bolsas de gas son inofensivas.

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

Esta circulación reducida puede producir uno de dos resultados:

Primero, según sean las velocidades más altas en las zonas parcialmente obstruidas y las pérdidas de presión en la succión. La presión absoluta del líquido que pasa por la bolsa de gas puede ser menor que en la entrada de succión y hacer que se desprenda más gas del líquido.

Segundo, debido a la velocidad más alta del líquido al pasar por la bolsa de gas, arrastra más gas, según se forme o se arrastre más gas, la bolsa crecerá o desaparecerá.

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

Bolsas de gas en los tubos de descarga.

Las bolsas de gas en los tubos de descarga pueden influir en el rendimiento de la bomba. Ocurren con mayor frecuencia entre la válvula de corte y la de retención de descarga cuando se ha parado la bomba y se ha cerrado la válvula de corte.

A veces, el tubo de descarga está más bajo que la línea de centros de la bomba y la bomba se ceba con la válvula de descarga cerrada. En este caso, cuando se abre la válvula de descarga antes de poner en marcha la bomba, el gas atrapado entre la válvula de corte y la de retención escapará hacia atrás a la carcasa y alterará el rendimiento.

Si el tubo de descarga está más alto que la línea de centros de la bomba, el gas atrapado entre las válvulas de corte y retención producirá un ruido súbito, como si se hubiera dado un martillazo en la tubería, porque el disco de la válvula de retención oscila hacia adelante contra su tope.

Como la superficie descubierta corriente abajo es mayor que la superficie corriente arriba, la carga de presión que viene de la bomba debe ser mayor que la contrapresión para hacer que el disco empiece a oscilar.

Pero una vez que el disco se separa de su asiento, su superficie de corriente arriba queda descubierta por completo y la dilatación de la bolsa de gas empuja el disco hacia el frente.

Entradas de aire en bombas que manejan agua.

El aire puede entrar a una bomba que maneja agua ya sea por la entrada cuando la bomba tiene la succión en un sumidero o por agujeros en el tubo de succión y uniones y entre el eje y su camisa. Las bombas a veces, tienen un tubo vertical para cebarlas al arranque y se puede llenar con la válvula de pie cerrada para probar si hay filtraciones en el tubo de succión antes del arranque. A veces se puede formar un vórtice en el sumidero o tanque alrededor de la succión de la bomba y el canal de aire en espiral en la punta del vórtice puede ocasionar una entrada de aire en espiral que causará problemas.

En la tabla II.7.A pag. 153 se ilustran los gastos y pulgadas de Inmersión para evitar los vórtices. Además el vórtice se puede suprimir si se hacen flotar trozos de material en la superficie del sumidero o si se instala una campana pichancha en el tubo de succión.

El aire que no penetra por la entrada puede ser por filtraciones en la empaquetadura del lado de succión, bridas, bujes, niples, tapones de drenaje, respiraderos, etc.

Estos puntos se pueden comprobar con una llama abierta siempre y cuando la bomba no esté en un lugar peligroso o vertiendo agua sobre el tubo de succión. Las filtraciones se notarán por el parpadeo de la llama y, dado que el agua que corre sobre una filtración la tapará momentáneamente, se puede notar la filtración por aumento repentino en la lectura del manómetro.

Los prensaestopas del lado de succión suelen estar equipados con anillos de cierre hidráulico y sellos destinados a impedir las filtraciones de aire. Por tanto, si parece que hay paso de aire por el prensaestopas, hay que comprobar que el sello de agua tenga libre circulación.



El anillo hidráulico debe estar bien instalado en el prensaestopas para el funcionamiento correcto del sello de agua y la entrada al anillo no debe tener obstrucciones. El agua que escurre de la empaquetadura indica que está funcionando el sello.

La mayor parte de los casos de mal funcionamiento de las bombas no requieren análisis o explicaciones especiales. Pero, como hay muchas posibilidades, los pocos casos excepcionales son difíciles de analizar y ocasionan pérdidas de tiempo y gastos. Por tanto, el estudio de esos problemas debe ser como un examen de las posibilidades de fallas mecánicas y luego con un análisis de las curvas de rendimiento.

El examen de las fallas mecánicas debe incluir observar los efectos del montaje incorrecto del impulsor y para las bombas del sumidero la construcción del sumidero y la tubería de succión. El análisis de las curvas de rendimiento necesita una prueba hidráulica a fin de obtener datos de carga, capacidad, eficiencia y caballaje.

#### Montaje incorrecto.

Dos tuercas colocadas en el eje de muchos tipos de bombas determinan la posición axial del impulsor, hay que armarlas cuidando que la línea de centros de la descarga del impulsor coincida con la línea de centros de la carcasa. Cualquier diferencia entre estas dos líneas puede perjudicar el rendimiento, en particular si la holgura entre la carcasa y el impulsor es pequeña.

Otros problemas con el montaje, relacionados con los cojinetes, son menos fáciles de detectar. A veces, por ejemplo, un impulsor tiene agujeros de equilibrio (balanceo) que dejan escapar el líquido a presión de un lado al otro del impulsor y actúan para reducir el empuje axial.

Sin embargo, cuando el eje de una bomba vertical es ligero de peso su peso quizá no sea suficiente para mantener las pistas del cojinete de empuje en contacto constante con las bolas. Los resultados son ruido y vibraciones que pueden inutilizar la bomba en poco tiempo. Una corrección sencilla en esa bomba es cerrar los agujeros de equilibrio y con ello aumentar la carga axial en el cojinete.

Cuando el cojinete esta sometido a cargas axiales elevadas, el cojinete de empuje debe estar en el lado externo del bastidor fig.II.7.1, y el cojinete lineal en el interior.

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

Cuando el ajuste entre un cojinete lineal interno y su asiento esta demasiado apretado, este cojinete puede absorber la carga axial en lugar de que la soporte el cojinete de empuje. Esta carga adicional puede inutilizar el cojinete lineal en corto tiempo.

Puede haber un resultado similar cuando se introduce mugre entre la pista externa del cojinete lineal y su asiento, aunque la carcasa esté maquinada a especificaciones.

Para eliminar esas sobrecargas, se debe tener cuidado al ensamblar para que el cojinete lineal no esté demasiado apretado para que se pueda mover en sentido axial.

Por otra parte, ningún cojinete debe estar tan flojo que pueda girar en su asiento. Por lo general, la fricción de deslizamiento es de 10 a 15 veces mayor que la de rotación, por lo cual parece extraño que la pista de un cojinete pueda girar en su asiento, sin embargo ocurre con frecuencia en la práctica con el resultado de la inutilización del cojinete en poco tiempo.

**OPERACION DE LAS BOMBAS VERTICALES DE FLUJO MIXTO.**

Las bombas de flujo mixto se caracterizan por desarrollar una gran altura en el punto de cierre, así como una fuerte demanda de potencia para este punto de operación. Por lo tanto, de ninguna manera se deben operar contra válvula cerrada. Si por un error, el equipo trabajara contra válvula cerrada, fallaría o se rompería la flecha de línea uno de los coples de flecha de línea o se sobrecargaría excesivamente el motor eléctrico que impulsa al equipo. La bomba de flujo mixto no debe trabajar contra válvula cerrada.

Los tazones tipo flujo mixto requieren checar una sumergencia mínima para evitar la formación de remolinos. Un remolino es una turbulencia causada por una combinación de factores como:

- a) Falta de sumergencia.
- b) Mal diseño del cárcamo.
- c) Velocidad de llegada excesivamente alta del agua a la campana de succión de la bomba.
- d) Posición inadecuada del cuerpo de tazones en el cárcamo.

Para evitar una operación ruidosa, entrada de aire al cuerpo de tazones junto con el agua, una operación deficiente y vibraciones, consulte al fabricante para determinar la sumergencia mínima que requiere la bomba.

No permita que la bomba entre en cavitación, verifique el NPSH requerido contra el NPSH disponible. Consulte a fabricante.

En el caso de que la bomba lleve colador, su uso deberá hacerse con mucha cautela, precisamente en aquellas instalaciones en donde no existan rejillas protectoras bien diseñadas. Es muy importante tener presente que una coladora tapada con desperdicios puede provocar un severo efecto de cavitación.

Si la bomba va a operar con aguas pluviales o aguas con sólidos en suspensión, el cárcamo debe estar provisto de rejillas protectoras bien diseñadas para la protección del equipo. Las bombas de flujo mixto, aunque tienen un gran paso de esfera, no son inatascables.

Use un buen lubricante para las flechas de línea y chumaceras de las flechas de línea. El lubricante que se recomienda es un aceite turbina SAE No. 10. La válvula reguladora de gotas deberá ajustarse a 5 gotas por minuto como mínimo. Deberá verificarse la correcta operación del gotero, así como el nivel del aceite en el depósito cada 48 hrs. No permita que el aceite en el depósito se contamine o que le caigan basuras o polvo.

---

Verifique con cierta periodicidad que el equipo no vibre, que no produzca ruidos anormales, que las rejillas protectoras estén limpias y que el colador esté libre de obstrucciones.

Si la bomba trabaja contra un tubo de descarga y contra una elevación sobre la descarga, deberá instalarse un manómetro en la descarga del cabezal y verificar periódicamente la presión.

Si la bomba trabaja contra una tubería de descarga a cierta presión, cerciórese si la tubería no saca fuera de alineamiento el equipo de bombeo. Si es necesario, instálese un dispositivo que no permita que la junta tipo Dresser se abra. Para un caso así consulte al fabricante.

## ESPECIFICACIONES DE LOS MOTORES ELECTRICOS.

## 1) Tipo.

Inducción, jaula de ardilla, de corriente alterna, trifasicos, verticales.

## 2) Armazon.

El armazon de los motores debera ser WP-1 y tendra proteccion para evitar la entrada de elementos extraños, las mallas empleadas para tal efecto serán de acero inoxidable con los claros apropiados para dicha proteccion.

Las partes metalicas susceptibles a la corrosión, humedad, etc. deberan ser protegidas con algun recubrimiento adecuado, para evitar su deterioro.

## 3) Indicador de nivel de aceite.

Deberán estar localizados en un lugar accesible para facilitar la inspección y reposición del aceite lubricante para cada motor.

## 4) Factor de servicio.

El factor de servicio de los motores será 1.1

5) La flecha de los motores será hueca y deberá estar de acuerdo para acoplarse a la bomba.

## 6) Aislamiento.

El aislamiento de los motores será clase F.

## 7) Letra código.

Los motores deberán ser letra código "G".

## 8) Rotor bloqueado.

Los motores serán capaces de resistir un máximo de 20 segundos en la condición de rotor bloqueado sin sufrir daños permanentes.

## 9) Vibraciones.

Los motores deberán estar libres de problemas de vibración causados por desajustes o expansiones térmicas.

Deberán estar balanceados a  $\pm 0.001$  y la medición se hará en los baleros a la temperatura de operación.

## 10) Baleros.

Los baleros serán del tipo antifricción o de manguito y serán enfriados por aceite y lubricados por aceite, el balero superior deberá ser capaz de resistir el empuje axial producido por la bomba.

## 11) Corrientes en la flecha.

En caso de que las corrientes en la flecha (por inducción) sean mayores de 15 amps. se suministrarán los aislamientos necesarios, para evitar la circulación de esa corriente a través de los baleros.

## 12) Ruido.

El nivel del ruido de los motores trabajando a plena carga, no debe ser mayor de 80 db, en cualquier punto a 1 metro de distancia de la máquina.

## CARACTERISTICAS DE OPERACION.

## 1) Potencia.

Los motores serán de 400 HP, entendiéndose que los valores señalados, indican la potencia mecánica que los motores deberán de entregar en la flecha trabajando a plena carga.

## 2) Velocidad.

La velocidad de los motores dependerá de la velocidad de operación de las bombas, la cual será de 1200 rpm. El acoplamiento del motor con la bomba será directo.

## 3) Voltaje.

El voltaje nominal de operación para los motores será de 4160 volts, aunque deberán operar satisfactoriamente con variaciones de  $\pm 10\%$

## 4) Frecuencia.

La frecuencia nominal de operación para los motores será 60 cps, aunque deberá operar satisfactoriamente con variaciones de  $\pm 5\%$ .

Los motores operarán satisfactoriamente bajo las condiciones de trabajo a la carga de diseño, con una variación combinada de voltaje y frecuencia de no más de 10% (como una suma absoluta de valores).

## 5) Factor de potencia.

Los motores deberán operar a plena carga con un factor de potencia de 85% como mínimo.

## 6) Pares.

Los motores deberán tener los pares adecuados para arrancar y operar las bombas sin problemas.

Par a plena carga 1750.67 lb-pie

Par de arranque (se proporciona por el fabricante del motor)

Pull out break down (Se obtiene en las curvas características de la bomba).

7) Los motores deberán resistir un aumento de temperatura de 115°C sobre la temperatura ambiente de 40°C. Esto sin que el motor sufra ningún desperfecto ni se reduzca su vida útil.

8) Corriente a plena carga: deberá el motor tomar una corriente a plena carga no mayor de 93 amps.

9) Eficiencia: no se admitirán motores cuya eficiencia a plena carga sea menor al 92%.

Debe proporcionarse la siguiente información:

- a) Momento de inercia.
- b) Eficiencia de los motores trabajando al 50%, 75% y 100% de carga.
- c) Curva de pares.
- d) Folletos técnicos con descripción completa del funcionamiento y construcción del motor, así como las dimensiones de cada una de las partes.
- e) Planos del motor en diferentes cortes y plantas.
- f) Información conveniente para una mejor instalación y operación del equipo, o seguridad del personal.

## 10) Pruebas.

Las siguientes pruebas se harán en la fábrica de cada uno de los motores.

- a) Medición de las resistencias de los devanados de campo de armadura.
- b) Pruebas dieléctricas a los devanados de campo y armadura.
- c) Balanceo de corriente del estator, con el motor en vacío.
- d) Sentido de giro.
- e) Corriente a rotor bloqueado.
- f) Par a rotor bloqueado.
- g) Eficiencia.
- h) Determinación de resistencias.
- i) Otras

## 11) Servicio.

Los motores trabajarán en servicio continuo las 24 horas del día durante 365 días del año.

## 12) Calefacciones del espacio.

Los motores deberán tener de fábrica incluidas, unas resistencias de calefacción con su caja de conexiones, independiente para evitar las condensaciones durante los cambios de temperatura equipados con un termostato, para trabajar a 127 V ca.

## 13) Accesorios.

Cada motor deberá contar con los siguientes accesorios:

- a) Placa de datos de acero inoxidable con la información marcada en la norma NEMA MG-1-1961.
  - b) Una caja de conexiones con sus terminales plenamente identificadas en cintilla de aluminio.
  - c) Una provisión para conectar a tierra la carcasa del motor con conector calibre 2/0 AWG.
  - d) Trinquete de no retroceso.
-



CAPTULO

3

**DESCARGA**

## CAPITULO 3 DESCARGA.

Debe decirse que la descarga de una planta de bombeo comprende todos los elementos e instalaciones que se requieren para conducir el agua, desde la salida de la bomba hasta donde se inicia su distribución.

De acuerdo con lo anterior, en la descarga de la planta se distinguen básicamente los siguientes elementos:

Tubería de descarga y  
 fanque de descarga.

### III.1 DATOS GENERALES.

- Elevación de la descarga
- Área demandada
- Gasto requerido
- Carga estática de bombeo
- Longitud de tubería de descarga
- Diámetro y clase de la tubería de descarga
- Pérdidas de energía mayores en la tubería
- Carga total de bombeo aproximada
- Características del equipo de bombeo (numero y tipo).
- Tipo y potencia de motores
- Accesorios de control y protección (válvulas, compuertas, etc.)
- Características de cárcamo y canales
- Características de la electrificación.

### DATOS DE COSTOS

- costo tubería de descarga
- costo equipo de bombeo
- costo accesorios de control y protección
- costo de la obra de ingeniería civil.
- costo obras de ingeniería eléctrica
- costo cuota fila de electrificación
- costo aproximado del metro cúbico de agua bombeada.

### III.2 TANQUE DE DESCARGA

Dependiendo de la magnitud del proyecto podrá ser o no necesario un tanque de descarga propiamente dicho, pues en ocasiones para gastos pequeños, la bomba puede descargar directamente al canal de riego en un tramo que desde luego deberá estar revestido.

Ordinariamente este tanque se construye sobre la superficie, de sección rectangular, pero puede presentarse la necesidad de sobreelevarlo con relación al terreno, es decir, construir un tanque elevado con el fin de proporcionar en la zona de riego, las presiones requeridas; por ejemplo, tratándose de un riego por aspersión. Este último se hace, cuando por circunstancias del proyecto no conviene conectar la tubería de descarga directamente con la red de distribución, proporcionando con el mismo equipo de bombeo las presiones deseadas, que es lo que generalmente se acostumbra.

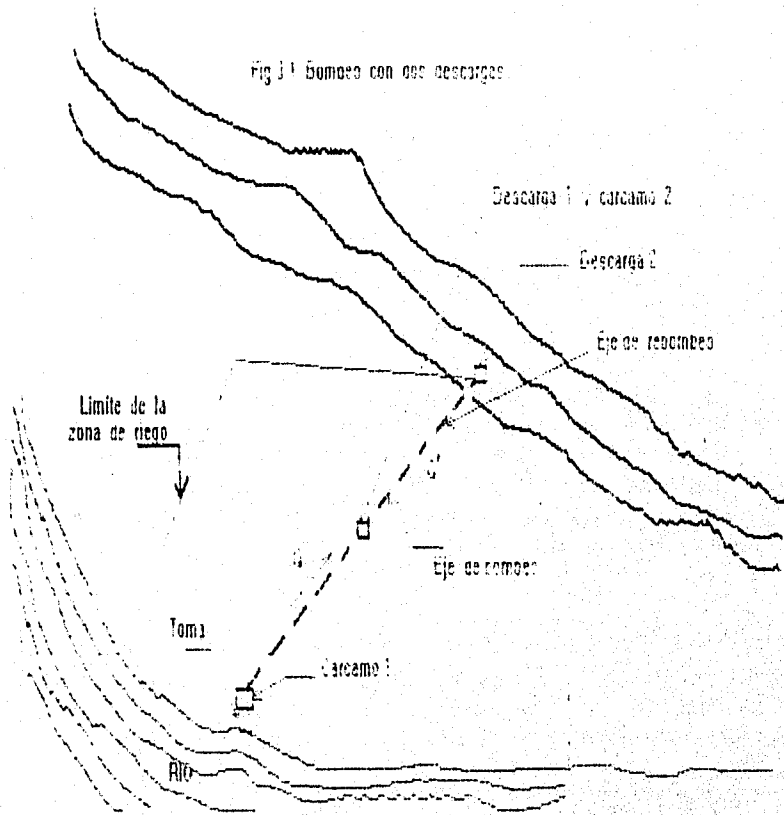
#### III.2.1 LOCALIZACIÓN DEL TANQUE.

En general, cuando se trata de proporcionar el riego mediante conductos funcionando por gravedad, la localización del tanque de descarga, en cierto modo, esta condicionada principalmente: a la topografía de la zona de riego, a la extensión de la misma y a la ubicación del equipo de bombeo. Es decir, topográficamente se buscará situarlo a una elevación suficiente para dominar los terrenos, procurando que en lo posible, los canales principales de riego se inicien en este sitio sean cortos y buscando además, una extensión proporcional y equilibrada de las áreas de riego dominadas por cada uno de ellos. Respecto a la ubicación del equipo de bombeo, este deberá considerarse a fin de prever en cada posibilidad de descarga: la longitud de tubería, problemas de cruce, topografía y clase de terreno por el eje de la tubería de descarga.

No en todos los proyectos será visible la conveniencia de efectuar la descarga del gasto total hasta los terrenos más altos. En varias ocasiones, debido a la topografía, extensión y forma de la zona de riego, deberá buscarse la posibilidad de hacer varias descargas parciales a diferentes elevaciones o bien, elegir una altura para desfogar el gasto total y de este sitio hacer el rebombec únicamente del gasto requerido para los terrenos más altos. La fig.3.1 muestra el caso de dos descargas.

Lo anterior se hace, con la idea de abatir el costo de operación del sistema de riego, así como el de construcción de los canales, sin que sea notable el incremento de la inversión inicial del proyecto, debido a las instalaciones adicionales que pueda originar este tipo de solución.

Fig 3.1 Bombeo con dos descargas



Por otro lado también es frecuente, que se pretenda regar las tierras localizadas a lo largo de los márgenes de un río. En este caso, las descargas son inmediatas o cortas, y su elevación es fácil de elegir, pero en muchas ocasiones los canales de riego resultan costosos, debido a la forma alargada de la zona de riego; por lo que se recomienda que para estos proyectos se comparen económicamente las posibilidades de tener:

a). Una planta de bombeo más o menos grande, para regar toda la zona del proyecto.

b) Construir varias plantas de bombeo pequeñas, con las cuales se puede regar toda la superficie, teniendo así canales cortos, y de menores dimensiones.

Cuando se ha decidido la posibilidad (b) se sugiere seleccionar a las bombas, previendo en lo posible una uniformidad en los equipos de bombeo de las plantas, con el objeto de poder intercambiar, refacciones y demás accesorios del sistema, durante su operación, lo cual redundaría en obvias ventajas.

## 111.2.2 CURVAS ELEVACIONES - AREAS DOMINADAS.

La elevación indicada para la descarga o descargas desde el punto de vista económico, se puede conocer trazando una gráfica que se le ha nombrado "curva elevaciones - áreas dominadas", por lo cual se necesita contar con el plano topográfico de la zona de riego, conocer la ubicación del equipo de bombeo y haber elegido un eje para la tubería de descarga.

Esta gráfica se construye sobre un sistema de ejes cartesianos, anotando como ordenadas, las elevaciones según el eje de tubería, fijando como origen el nivel del agua en la succión y como abscisas las áreas dominadas correspondientes en cada elevación, de acuerdo con un trazo aproximado de los canales. Esquemáticamente se muestra en la fig.3.2

En general esta curva presenta dos zonas tales como la AB y la BC las cuales, en la primera, las áreas dominadas son más o menos proporcionales a las cargas estáticas de bombeo; en cambio, en la segunda (BC) se observará que los incrementos de superficie dominada ya no son normalmente proporcionales a los de la carga estática, del problema en cuestión, la transición entre estas dos zonas será un indicador que permita elegir la elevación conveniente de descargar e iniciar, si se justifica, el rebombeo.

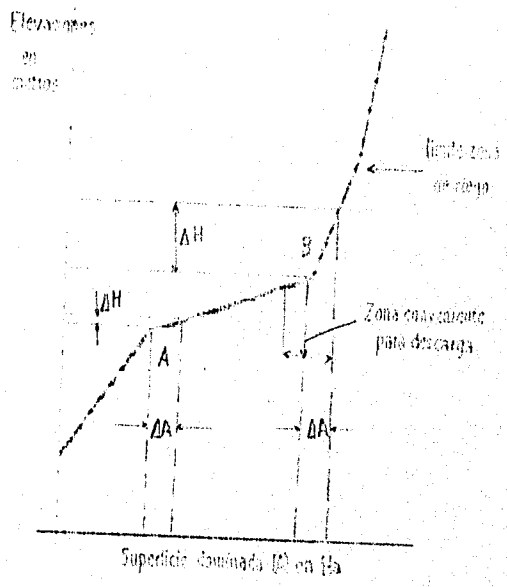


Fig. 3.2 Gráfica elevaciones (A) dominadas.

Considerando las elevaciones viables para la descarga, aparecerá en esta curva, de continuo, el primer punto, que una de ellas sea más alta que la otra, y así sucesivamente, con el objeto de definir y definir para cada alternativa parte finalmente de las elevaciones o líneas de descarga de riesgo.

La serie de datos referidos, en el primer capítulo, al principio del capítulo y se han anotado, según el orden cronológico de ocurrencia, además, se ha considerado energía eléctrica para el estudio de los actores.

### III.2.3 DIMENSIONES DEL TANQUE.

Puesto que el gasto requerido en la zona de riego, en un momento dado, es proporcionado con el equipo de bombeo y los canales principales, se diseñan para el gasto máximo necesario; este tanque no es empleado como estructura regularizadora de gasto como sucede por ejemplo, en los problemas de abastecimiento de agua a poblaciones y únicamente sirve de transición entre la descarga de las tuberías y el inicio de los canales de riego. Por tanto, el gasto de llegada será igual al de salida y en el diseño de este tanque no se considera ningún volumen de agua retenido.

Sus dimensiones, más que por otro factor, estarán en función del diámetro de las tuberías de llegada, y el espacio entre ellas, número y tamaño de las "tomas" necesarias, carga hidrostática requerida para estas así como de la facilidad para operarlas.

Además, a estos datos habrá que agregar en su proporcionamiento definitivo el criterio y juicio del proyectista.

### III.2.4 TOMA EN EL TANQUE.

Cuando un solo canal principal se inicia en el tanque de descarga, no es necesario instalar una toma controlada ya que, bastará con hacer en el tanque una escotadura de forma igual a la sección del canal para establecer el flujo; en el caso de iniciarse más de un canal puede ser necesaria la instalación de compuertas como por ejemplo las de tipo Miller o deslizantes.

Con el objeto de medir el gasto hidráulico que proporciona el equipo de bombeo y saber el que se entrega a la zona de riego (datos importantes en la operación del sistema) cerca del tanque de descarga y en los canales principales se construyen dispositivos o se instalan aparatos para esa finalidad; es usual y suficiente construir un vertedor de pared delgada con sus escalas de gastos correspondientes, también son útiles los medidores tipo Ventury o Parshall. Fig. 3.3

Existen en el mercado diversos tipos de medidores mecánicos automáticos, para ser instalados en tuberías o canales. Se recomienda instalar de este tipo, ya sea a la salida de las tuberías o en el inicio de los canales, pero siempre y cuando se tenga la certeza de su efectividad.



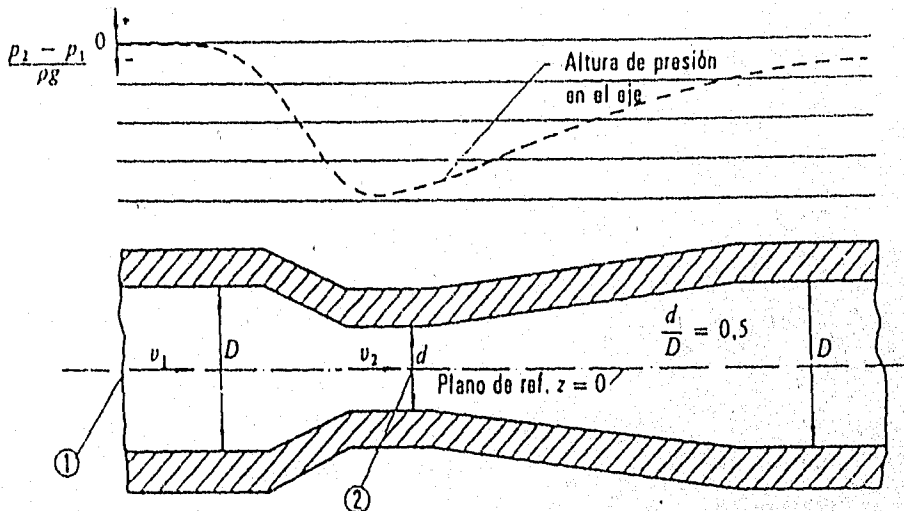


Figura 3.3. Medidor Venturi

En la garganta de un venturi, sección 2 puede producirse la cavitación, lo que causaría un rápido deterioro del instrumento de medida, la presión es mínima en esta sección.

La presión, causa de cavitación.

La cavitación es un fenómeno que se produce siempre que la presión en algún punto o zona de la corriente de un líquido desciende por debajo de un cierto valor mínimo admisible, el fenómeno puede producirse en estructuras hidráulicas estáticas (tuberías, venturis, etc.) como en máquinas hidráulicas (bombas, hélices, turbinas).

En ocasiones, se han instalado medidores mecánicos que por su grado de sensibilidad pueden obtenerse con ellos datos erróneos, por lo cual, se recomienda solicitar y consultar el catálogo de las casa vendedoras a fin de contar con información relativa a la medición del agua y el tipo de medidor que más convenga emplear, dadas las condiciones del caso.

#### NIVEL DEL AGUA EN LA DESCARGA

La elevación de la superficie libre del agua del tanque elevación lo estará supeeditada a la elevación requerida por la plantilla del canal en el origen elevación P<sub>0</sub> del tirante correspondiente al gasto máximo Q<sub>11</sub> y de la carga hidráulica necesaria para operar las tomas o medidores.

$$\text{Elevación D} = \text{Elevación (P)} + d + h$$

#### III.3 TUBERIAS DE DESCARGA

##### Descarga larza

Cuando la descarga se localiza lejos del equipo de bombeo y se tengan varias bombas, es usual por razones económicas, conectarlas a una tubería común de mayor diámetro (como muestra la fig 3.4) y con ella conducir el gasto total hasta el sitio elegido. En ocasiones será necesario o conveniente más de una tubería común lo cual dependerá de la magnitud del gasto, del número de bombas y de la forma que se prevea para combinar la operación del sistema, de tal manera que el gasto suministrado esté de acuerdo con las necesidades del riego.

Las características de la tubería de descarga, como son: diámetro, material, espesor, etc. se determinan mediante un estudio técnico-económico que permita elegir aquella que ofrezca mayor seguridad contra los esfuerzos a que estará sometida, previendo todas las contingencias, pero que además se tengan los mínimos costos, tanto iniciales como de conservación, así como los que se originan por las pérdidas por fricción que se tengan en el sistema.

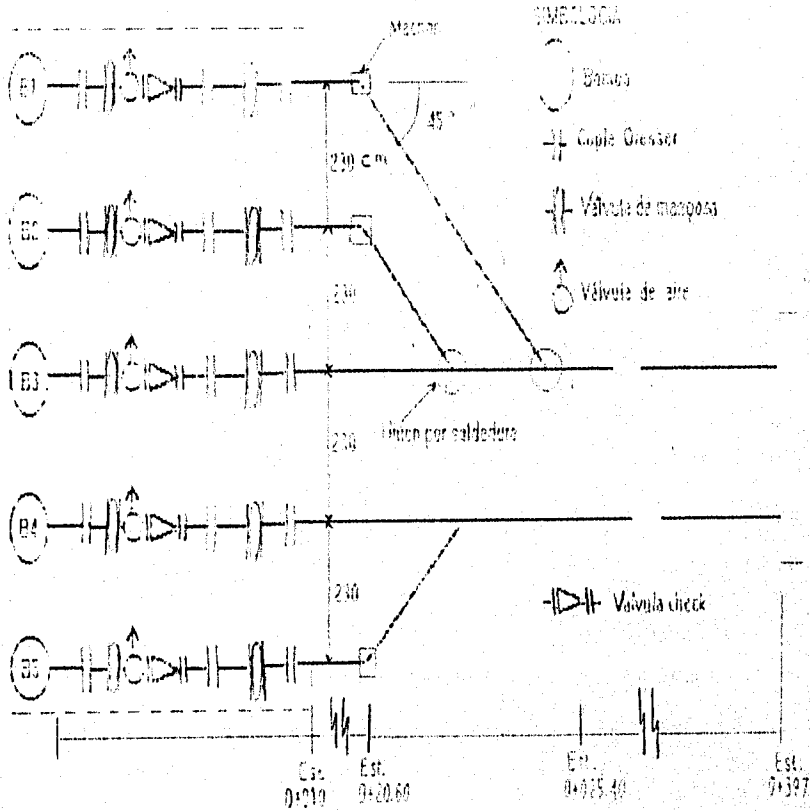


Fig. 3.4 Descarga de las bombas

Respecto al diametro debe considerarse que para un gasto (Q) y clase de tuberias dadas, en una de menor diametro se tienen mayores perdidas de energia por friccion y consecuentemente esto origina un aumento de la carga de descarga del sistema y por lo tanto en la potencia requerida por la bomba, lo cual se traduce en el aumento en los costos de operacion.

No obstante, el costo de esta tuberia es menor y los accesorios, como son las valvulas, piezas especiales, etc. tambien lo seran. Una tuberia de diametro mayor cuesta más inicialmente, pero al producirse en ella menos perdidas de energia, se puede tener un ahorro en la potencia, que a la larga y en muchas ocasiones es mayor que el costo adicional en su precio inicial, comparado con otra de menor diametro.

El siguiente cuadro puede ser util para hacer un analisis economico en la eleccion del diametro que convenga, desde este punto de vista y empleando tuberia del mismo material. Despues de efectuar varias alternativas, variando material y diametro se podra llegar a definir las características de la tuberia de descarga.

Es recomendable en la eleccion del diametro de la tuberia de descarga, un analisis mas o menos detallado, especialmente cuando se trata de una longitud grande, pues en ocasiones las perdidas por friccion que se puedan tener en ella, ocasionan una variacion en el valor de la carga manometrica, en tal forma, que puede influir notablemente en la eleccion del tamaño del motor y en los costos operativos de la planta, esto, independientemente de otros factores intangibles del proyecto en cuestion.

En cuanto al material y espesor de las tuberias, éstas dependerán principalmente de los esfuerzos a que estará sometida debido a las presiones normales de trabajo y las que se tienen por producirse el fenómeno llamado "golpe de ariete", que se presenta en el arranque y paro de las bombas. Las tuberias empleadas con más frecuencia son las de asbesto-cemento, acero, fierro y concreto.

# SELECCION DE LA TUBERIA DE DESCARGA

PROYECTO \_\_\_\_\_

MUNICIPIO \_\_\_\_\_

ESTADO \_\_\_\_\_

CLASE DE TUBERIA \_\_\_\_\_

GASTO \_\_\_\_\_

m<sup>3</sup>/seg.

FORMULA P/CALCULO DE PERDIDA POR FRICCION

DIAMETRO DE TUBERIA Y ESPESOR.	LONG. TOTAL (m)	PERDIDA POR FRICCION			C O S T O S				
		METRO/M	TOTAL (2) X (3)	% ANUAL TIEMPO T (4) X T	POT. EN FRICCION ANUAL C TIEMPO T	TUBERIA INCLUIVE INSTALACION (m)	TOTAL TUBERIA	ANUAL TUBERIA * EN TIEMPO T (8) X %	TOTAL ANUAL O TIEMPO T (6) + (9)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

NOTA. LA COLUMNA 6 SE VALUARA SEGUN SE TRATE DE USAR ENERGIA ELECTRICA (COSTO DE KW) A COMBUSTIBLE GASTADO.

\* PORCENTAJE EN LA COLUMNA 9 IGUAL CON % INTERES + % AMORTIZACION + % CONSERVACION

En varios proyectos, la tubería se elige de inmediato, al considerar las presiones que se tienen en el problema y los diámetros y resistencia de las tuberías que existen en el mercado mediante unos cálculos sencillos, por ejemplo: Considerese un bombeo como el de proyecto en la Fig. 3.1 cuyos datos son:

Elevación de succión  
Elevación de descarga  
Carga total  
Carga de descarga

De acuerdo con los datos anteriores, las cargas de presión normales serán, aproximadamente las siguientes:

$H = \text{Carga estática} + \text{pérdidas mayores} + \text{pérdidas menores}$   
Carga estática:

Elevación de descarga	966.34 msnm
Elevación de succión	912.30 msnm
Carga estática	52.04 m

### 111.3.1 PÉRDIDAS MAYORES.

#### CARGA POR FRICCION:

Considerando la velocidad en la tubería de 6.13 ft/seg se tiene que el diámetro de la tubería deberá ser:

Para:  $Q = 0.375 \text{ m}^3/\text{seg}$  por bomba       $v = 6.13 \text{ ft/seg}$   
de la tabla de  
pérdida por  
fricción,  
 $D=20''$  v. 6000 gpm

$A = 20'' \times 0.54 = 10.8 \text{ cm}$

Como:  $Q = v \cdot A$       luego  $A = Q/v = 0.375/1.969$   
 $= 0.1198 \text{ m}^2$

$A = \frac{\pi}{4} D^2 = 0.2026 \text{ m}^2$

donde:  $D = \sqrt{(4A/0.7854)} = 0.39 \text{ m} = 15.37''$  aprox. mayor 20"

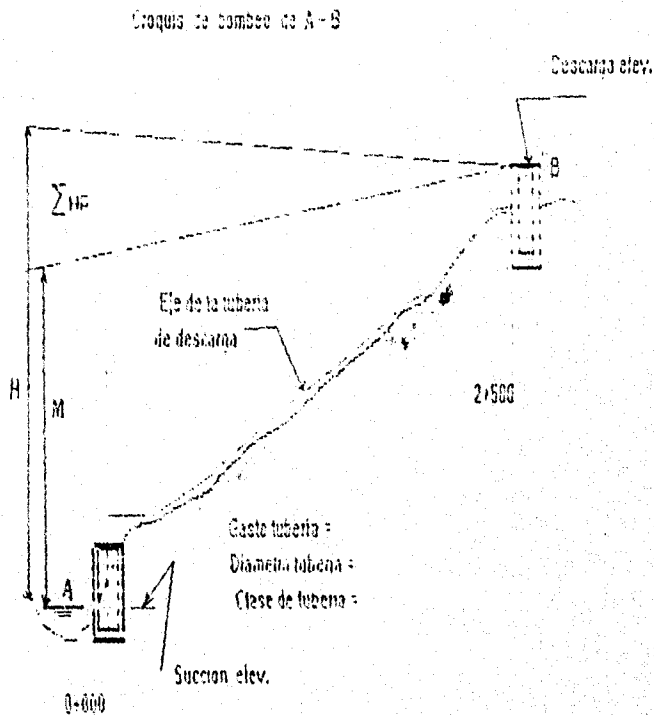
Diámetro comercial inmediato superior = 20" para c/bomba

La velocidad correspondiente a este diámetro es:

$$V = Q/A = 0.375/0.2026 = 1.85 \text{ m/s}$$

Se emplea la fórmula de Manning:

$$V = 1.49 R^{2/3} S^{1/2} \quad \text{para el cálculo de las pérdidas por fricción.}$$



**FIGURA 3.5**  
**BOMBEO CON DIFERENCIA DE ELEVACIONES**

## PERDIDAS MENORES.

Suponiendo que las pérdidas menores por accesorios (válvulas, codos etc.), vale de acuerdo con la experiencia 2.5 m el valor de la presión total, aproximadamente, será:

Carga estática total (h <sub>st</sub> )	57.2 m
Pérdidas mayores (h <sub>m</sub> )	5.5 m
Pérdidas menores (h <sub>acc</sub> )	1.69 m
Carga dinámica total aprox. (H <sub>d</sub> )	57.54 m
Presión normal aproximada	5.8 Kg/cm <sup>2</sup>

## III.4 SOBREPRESION POR GOLPE DE ARIETE.

El fenómeno de golpe de ariete que se presenta al abrir o cerrar una válvula, es semejante al que tiene por el paro o arranque de las bombas, ya sea en condiciones de operación normales o por una interrupción de la energía eléctrica, cuando esta se utiliza en los motores que impulsan a las bombas.

Existen métodos analíticos y gráficos para el cálculo de la sobrepresión por "golpe de ariete" para sistemas de bombeo. No obstante, un análisis minucioso de este fenómeno es generalmente complejo y laborioso, sobre todo cuando se trata de varias bombas conectadas en una tubería. En la mayoría de los casos, dada la magnitud del problema, no se justifica efectuar dicho análisis, si se considera el tiempo necesario para hacerlo y además, los valores que se obtienen, quedan dentro de los calculados en forma menos aproximada.

Por otro lado, un programa de cálculo electrónico sería una forma abreviada y adaptando al rango de los problemas de bombeo para riego, en cuestión, permitiría determinar más aproximadamente la magnitud de este fenómeno, lo cual no se ha efectuado.

Así pues, para cálculo de sobrepresión por golpe de ariete se ha adoptado la fórmula de Lorenzo Allievi que se escribe a continuación. Con esta fórmula se obtiene el valor máximo que puede adquirir esta sobrepresión ya que fue deducida considerando las condiciones más críticas para el cierre de una válvula, esto es, aceptando que la máxima sobrepresión se verifica al instante de la primera fase del fenómeno y que el tiempo de cierre es:

$$t = 2L/v$$



La fórmula es:

$$h_s = \frac{145 v}{\sqrt{1 + (E_s d / E_t e)}} \quad ; \text{ para } T = 2L/a$$

donde:

$h_s$  = sobrepresión de inercia por golpe de ariete en m.

$v$  = velocidad del agua en la tubería, en m/seg.

$E_s$  = módulo de elasticidad del agua en  $\text{Kg/cm}^2$

$d$  = diámetro interior de la tubería en cm.

$e$  = espesor de la tubería en cm.

$E_t$  = módulo de elasticidad del material de la tubería en  $\text{Kg/cm}^2$ .

$L$  = longitud de la tubería en m.

$a$  = celeridad de la onda de presión en m/seg.

Módulo de elasticidad para algunos materiales:

Material	$\text{Kg/cm}^2$
Acero	2.100.000
Hierro fundido	920.000
Concreto simple	125.000
Asbesto-cemento	210.000
agua	20.700

Se tienen los datos para sustituir en la fórmula de Allievi.

$v = 1.95 \text{ m/s}$

$E_s = 20.700 \text{ Kg/cm}^2$

$E_t = 2.100.000 \text{ Kg/cm}^2$  (acero)

$d = 0.508 \text{ m}$

$e = 0.375'' = 0.009525 \text{ m}$  de tabla para columna máxima.

$$h_s = \frac{145 (1.95)}{\sqrt{1 + (20.700 \cdot 0.508 / 2.100.000 \cdot 0.009525)}}$$

$$h_s = 217.17 \text{ m}$$

De acuerdo con los cálculos se tienen que las presiones en el sistema son:

Presión normal ( $P_n$ ) =  $5.8 \text{ Kg/cm}^2$

Sobrepresión por G.A. =  $217.17 \text{ m}$

observando los valores anteriores se puede pensar en las siguientes posibilidades:

a) Emplear tubería de asbesto cemento de 20" de diámetro con válvulas de alivio.

b) Emplear tubería de acero con válvulas de alivio.

c) Emplear tubería de acero capaz de resistir la presión total para el caso más crítico de funcionamiento o sea cuando:

$$P_t = P_o + P_s$$

En la posibilidad c.

Tubería de acero:

Considerando el rango de los diámetros y presiones que ordinariamente se tienen para las tuberías de descarga en estas plantas de bombeo, el espesor se determina consultando las especificaciones de los fabricantes de tubería, teniendo como datos el diámetro y la presión considerada.

De acuerdo con los cálculos anteriores, es claro que en este ejemplo se vislumbra que lo conveniente es emplear tubería de acero y válvulas de alivio, ya que, para estos diámetros y estas presiones la de asbesto-cemento es más costosa, así como también la de acero de 20" de espesor. No obstante, esa aseveración se aclarará con la comparación de costos aproximados de las tres líneas que se indican a continuación, y en los cuales se han considerado los conceptos más importantes que afectan a la inversión inicial en cada posibilidad. El costo de las válvulas de alivio no se consideró porque afectan a las dos posibilidades más viables a y b.

Possibilidad	Costo \$/m	Costo juntas, inst. y prueba \$/m	Pintura anticorrosiva	Costo total \$/m
--------------	---------------	---	--------------------------	------------------------

Tubería a-c  
20"  $\phi$

Tubería  
acero, 20"  $\phi$

Tubería  
acero, 20"  $\phi$

En términos generales se prefiere tubería de acero para descargar mayores de 24" de diámetro, no obstante deberá hacerse siempre un estudio económico para decidir la elección.

Con la idea de adoptar para la línea de descarga, una solución en la cual se tengan las menores pérdidas de energía y un ahorro en su costo.

Es aconsejable, proponer y analizar varias posibilidades, por ejemplo, en la fig. 3.6 se presentan soluciones propuestas para la descarga del problema de bombeo. Como se observa en la solución (a) dadas las condiciones topográficas y de acuerdo con el gradiente de energía, se propone usar tubería de acero en el tramo AC y tubería de asbesto de C a B.

En la proposición (b) en el punto C se ha considerado la construcción de una caja rompedora de presión e instalar tubería de acero de A a C y un sifón de concreto de C a B.

La proposición (c) indica la posibilidad semejante a la anterior pero del sifón de concreto se ha pensado en un canal postizo o puente canal para el tramo CB.

Por último, la proposición (d) para este sistema de bombeo podría ser la de emplear de A a B una tubería de asbesto-cemento, si las presiones normales que se van a tener de A a C puedan ser resistidas por esta clase de tubería e instalar válvulas de alivio en el punto A, es decir al principio de la descarga, con el objeto de amortiguar el fenómeno de golpe de ariete.

El ejemplo anterior es muy frecuente y se sugiere pensar en las posibilidades de descarga señaladas, cuando se tenga un caso semejante.

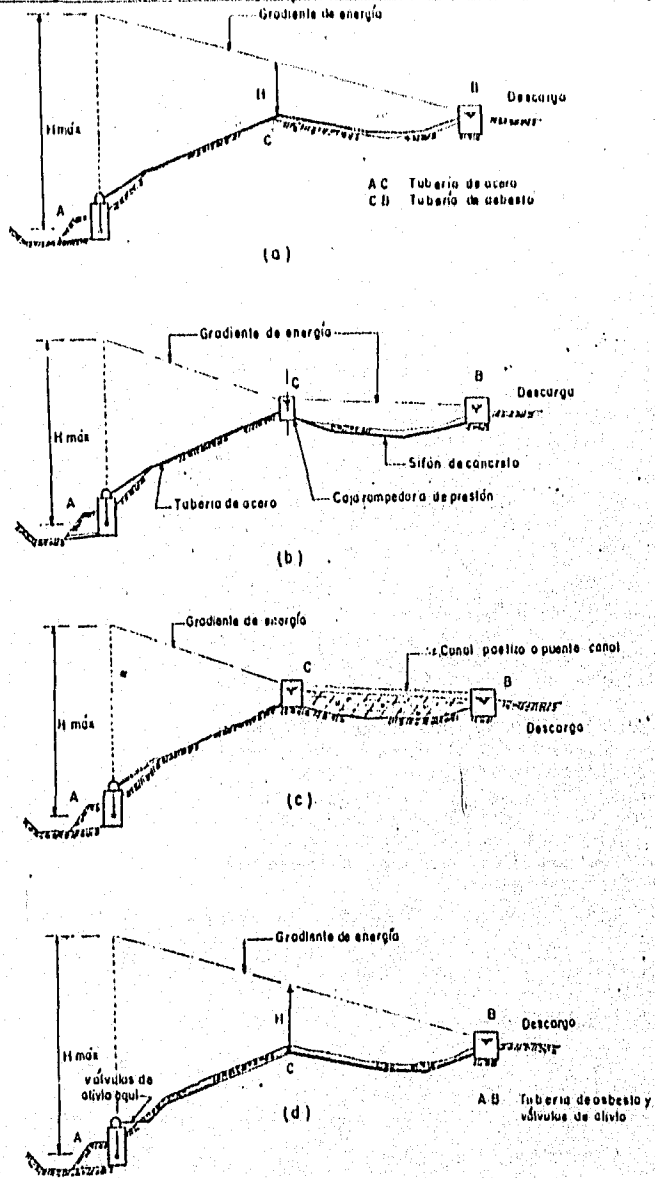
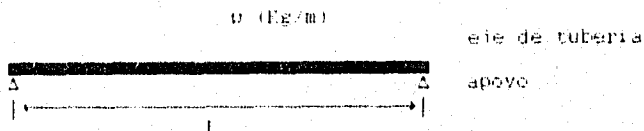


Figura 3.6. Posibilidades para descarga.



En forma aproximada el tramo de la tubería entre dos apoyos se puede considerar como una viga simplemente apoyada, teniendo entonces:



El momento flectante vale:

$$M = w l^2 \cdot y = w l^2 \cdot \frac{1}{8} = w l^2 / 8 ; \text{ siendo: } w = W l$$

$$M = f_s \cdot S ; S = w l^2 / 8 ; l = 8 f_s \cdot S / w$$

siendo:

$l$  = longitud de la tubería entre silletas en m,  
 $S$  = módulo de la sección de la tubería, en  $\text{cm}^3$

$S = (D-d)^2 / 12 \cdot D$  ; en  $\text{cm}^3$  ;  $D$  = diámetro exterior;  
 $d$  = diámetro interior.

$w$  = carga total en la tubería igual a  $W \cdot l$  en Kg.  
 $W$  = carga unitaria considerada (Kg/m).

Las cargas para valuar son:

Peso propio de la tubería (Kg/m) y peso del agua dentro de la tubería en tránsito.

$f_s$  = esfuerzo a la tensión de la tubería (1265 o 1140  $\text{Kg/cm}^2$ )

Cuando por condiciones topográficas no sea posible adoptar la máxima separación entre silletas, es claro que deberán colocarse tan cercanas como sea necesario. Esto último es frecuente en cantiles y terrenos escarpados.

Las silletas pueden quedar formadas con perfiles de fierro estructural a base de ángulos, placas y soleras o bien de concreto armado. Por facilidad de construcción se prefieren estas últimas y se calculan con la carga que les transmite la tubería. Las figuras 3.6.2 representan el tipo de silletas que se emplean con más frecuencia, y las que se emplean en el diseño.

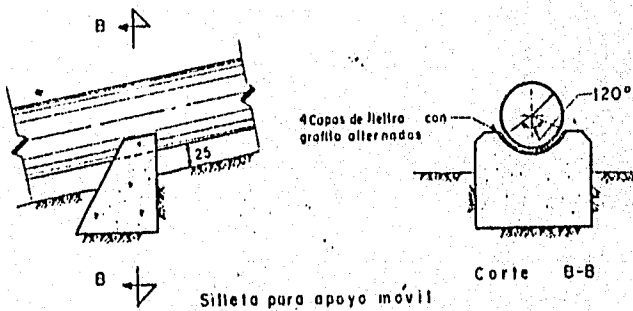
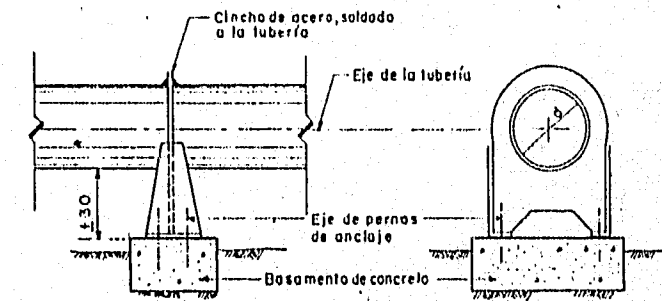
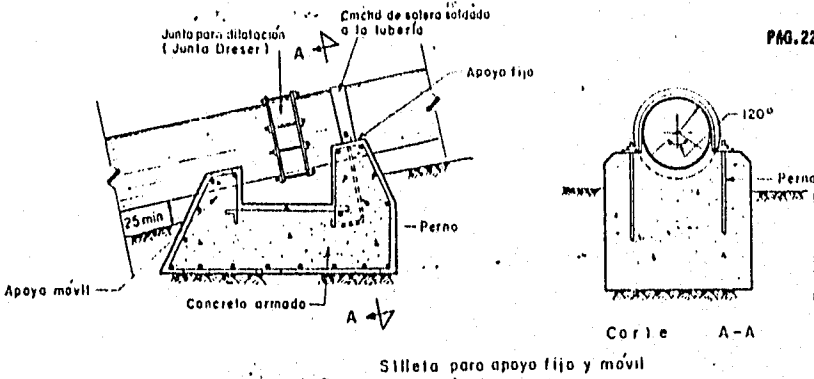


Figura 3.6.2 Silletas de concreto para sujeción de tubería.

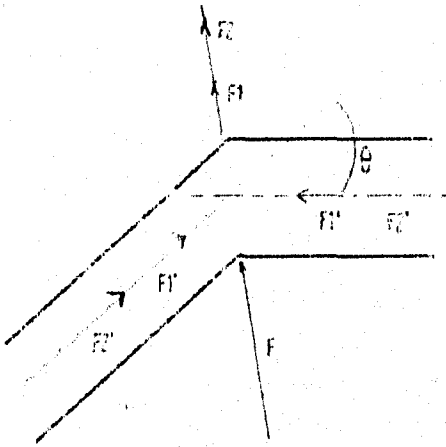


Fig. 3.7 Fuerza total resultante sobre el codo de una tubería con agua en circulación.

Figura 3.7

### MACHONES

La fuerza que se considera en el cálculo de los machones o atraque que sean necesarios en las deflexiones de la tubería, es la que corresponde a la suma de la fuerza total resultante, debido a la presión hidrostática y la resultante originada por el impulso y la reacción que ejerce el agua sobre el codo.

Observando la fig.3.7 y de acuerdo con principios de hidráulica se tiene:

$$F = F_1 + F_2, \quad F_1 = 2ap \operatorname{sen} \theta/2 = ap \sqrt{2(1-\cos \theta)}$$

$$F_2 = 2aw v_z/g \operatorname{sen} \theta/2 = (aw v_z)/g \sqrt{2(1-\cos \theta)}$$



Por lo tanto:

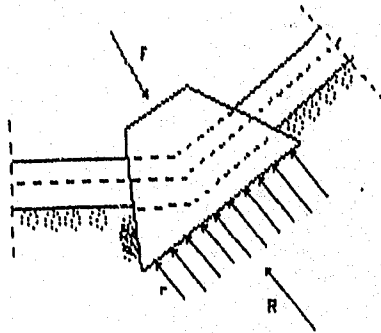
$$F = 2a(p + wvz/g) \text{ sen } \theta/2$$

En esta fórmula:

$F$  = fuerza total sobre el codo en Kg.  
 $a$  = área de la sección transversal del tubo en  $m^2$   
 $p$  = presión en la tubería, incluyendo la debida al golpe de ariete (Kg/ $m^2$ ).

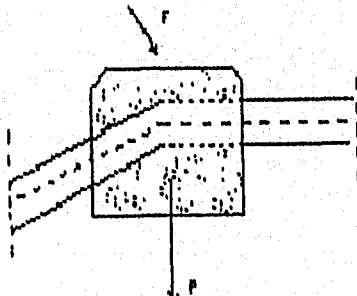
$w$  = peso específico del agua en Kg/ $m^3$ .  
 $v$  = velocidad del agua dentro de la tubería en m/seg.  
 $g$  = aceleración de la gravedad (9.81 m/seg $^2$ )  
 $\theta$  = ángulo de deflexión del eje de la tubería.

El diseño del atraque dependerá del sentido que tenga esta fuerza sobre el codo de la tubería. La fig 3.8 muestra los casos más frecuentes que se presentan, indicando el principio de cálculo.



$$RT = R \geq F$$

EL AREA DE CONDUCTO R POR LA REACCION DEL TERRENO r, SOPORTA LA FUERZA F.



$$P \geq F$$

EL PESO DEL MACHON P DEBE CONTRARRESTAR LA FUERZA F.

Figura 3.8

### Vista de perfil

PROY. 1/50

1:50

Sección perfil

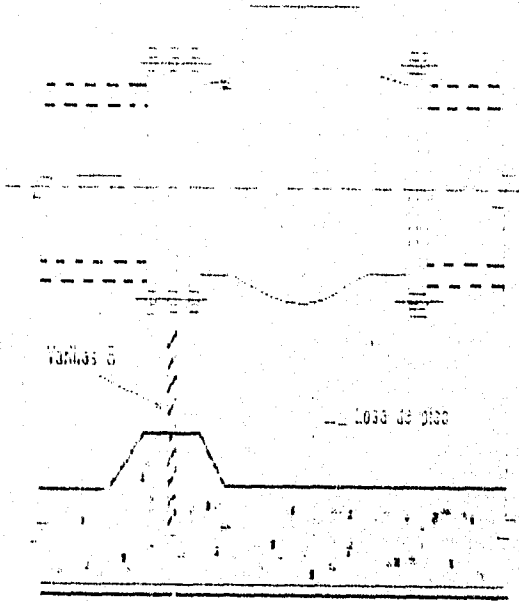


Fig. 3.11 Armadura para válvula check

### III.5.3 ATRAQUE PARA VALVULA CHECK.

Se ha ideado un atraque para la valvula de retención (check, duckcheck, etc.) en las plantas de bombeo, con el objeto de asegurar la rigidez de la conexión y además para poder desmontar fácilmente dicha válvula cuando sea necesario. Este atraque se sitúa en el extremo aguas abajo de la válvula check y consiste fundamentalmente, en una placa de acero, con una ranura igual a la sección interior de la tubería; y con agujeros que se corresponden con los de las bridas del tubo y de la válvula. Esta placa se fija en la losa de piso, como lo indica la fig.3.8.1 En el cálculo del espesor de esta placa se considera la presión por golpe de ariete y se acepta un espesor mínimo de una pulgada.

### III.5.4 JUNTAS DE DILATACION.

Se instalan para absorber los alargamientos o acortamientos de la tubería, debido a los cambios de temperatura, y con el fin de no originar esfuerzos excesivos por este motivo, en silletas o machones, fig. 3.9

Se acepta que el coeficiente de dilatación en las tuberías es:  $12 \times 10^{-6}$  por cada grado centígrado, y por lo tanto el incremento o decremento de la longitud vale:

$$\Delta l = 12 \times 10^{-6} L \text{ siendo } L \text{ la longitud de la tubería entre dos atraques.}$$

Se ha adoptado el uso de juntas dresser para absorber el efecto de los cambios de temperatura en la tubería para los casos comunes y corrientes. En ocasiones será necesario la adquisición de una junta de expansión especial que exista en el mercado y deberá consultarse el catálogo respectivo para conocer los alargamientos que se pueden absorber con este accesorio.

## III.6 EXTREMO FINAL DE LA TUBERIA

Al final de la tubería se acostumbra conectar un codo a 90° con el objeto de guiar la dirección del chorro hacia el fondo del tanque de descarga. Esta descarga se amortigua con el colchón que se provee en el diseño del tanque y se aconseja que tenga un espesor de por lo menos un metro.

Debe aclararse que el choque del agua en el tanque, es más o menos suave puesto que, la velocidad de escurrimiento en la tubería es siempre baja. Algunas veces se elimina el codo, introduciendo la tubería en el tanque, a un nivel inferior al del origen de la plantilla del canal principal de riego, con el objeto de lograr un ahogamiento constante. Cuando la descarga se hace en sifón, se deberán tomar medidas previsorias para que dicho dispositivo funcione en forma deseada, lo cual se indicará al tratarse el cálculo de la carga de descarga.

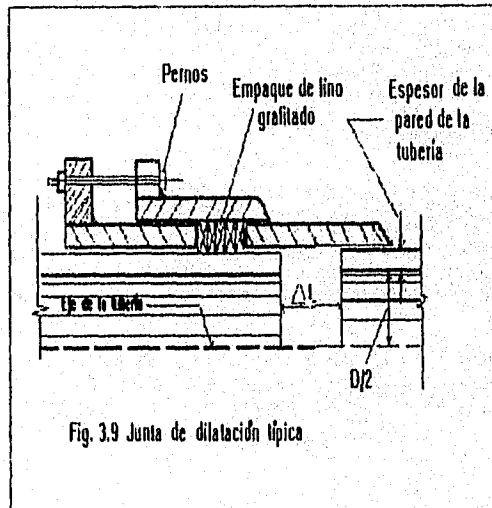


Fig. 3.9 Junta de dilatación típica

## III.7 ESPECIFICACIONES DE LA TUBERIA DE DESCARGA.

La fabricación de la tubería estará de acuerdo a las siguientes especificaciones y a la sección "W" edición 1951 "Código para diseño, construcción, inspección y reparación de recipientes a presión sin calor para gases y líquidos derivados del petróleo", editado por el Instituto Americano del Petróleo (API), y la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME).

Cada tramo deberá formarse, de ser posible, con placas que tengan una longitud igual a la circunferencial de la tubería. Las juntas longitudinales estarán localizadas a 45° del eje vertical en la parte superior nunca en la inferior, alternándose a la izquierda y a la derecha del eje vertical.

Los desajustes entre los extremos no deberán exceder de 1/16". Las secciones extremas deberán ser normales al eje longitudinal del tramo, con una tolerancia de 1/16". Las orillas deberán ser preparadas en el taller para su soldadura en el campo, y deberán estar libres de escamas y superficies imperfectas.

Cuando se suelden placas de diferentes espesores, la placa más gruesa deberá rebajarse en forma cónica de acuerdo al código mencionado. Las placas de la tubería deberán rolarse en máquina roladora, con curvatura continua en los extremos de las placas, no se debe corregir la curvatura por golpes.

Todas las placas de acero empleadas en la construcción de la tubería, serán probadas e inspeccionadas en el lugar de adquisición por procedimiento supersónico, y toda la placa que tenga defectos como hojeaduras, discontinuidades, etc. serán rechazadas y reemplazadas.

La calidad de las placas se comprobará por la calidad de la laminadora o mediante pruebas físicas y químicas hechas en probetas directamente de las placas.

### III.8 ELEMENTOS DE CONTROL Y PROTECCION EN LA CONEXION DE BOMBAS

En las descargas largas, ya se trate de una sola unidad de bombeo o de varias unidades conectadas a una tubería común, casi siempre es necesario el empleo de ciertos elementos cuyo objeto es, la de algunos, controlar la descarga de las bombas y la de otros, proteger a las tuberías y al equipo de bombeo en general, principalmente del fenómeno llamado golpe de ariete.

A continuación se describirá la función de los elementos de control y protección que se usaran en el proyecto en cuestión, véase conexión "a" de las bombas operando en paralelo a una línea de descarga.

#### III.8.1 JUNTAS FLEXIBLES

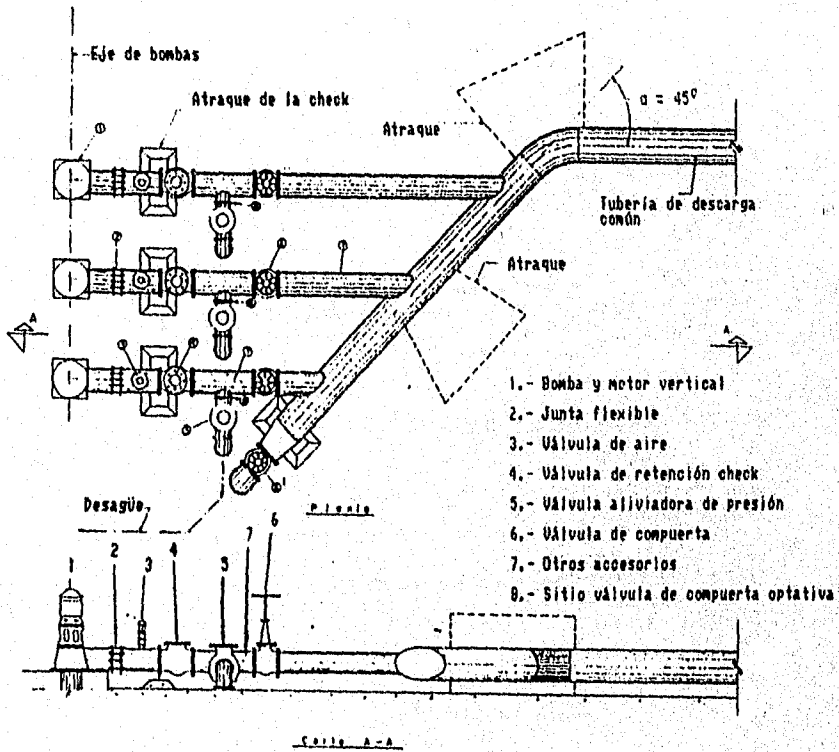
Son recomendables para absorber algunos movimientos ocasionados por el trabajo de la bomba, así como pequeños desalineamientos durante el montaje del conjunto; también se aprovechan para desconectar con facilidad la unidad de bombeo cuando se requiera. Generalmente son empleadas las juntas Dresser y Gibault o algún otro elemento similar.

#### III.8.2 VALVULAS ELIMINADORAS DE AIRE.

Algunas se instalan con el objeto de expulsar el aire retenido en la succión cuando la bomba no trabaja. Esta expulsión se efectúa luego de iniciarse la operación de la bomba. Se ubican inmediatamente a la descarga de la bomba, generalmente después de la junta flexible.

Uno de los tipos más usados es el que muestra la fig. 3.10 a la cual puede acoplarse una válvula útil y evitar ruidos desagradables. La instalación de esta check es optativa pero recomendable.

El diámetro y características de esta válvula se elige principalmente en función del costo de la bomba y de la presión en la tubería. Se puede seleccionar consultando los catálogos de las casas vendedoras de estos dispositivos.



Conexión de tres bombas para trabajar en paralelo, mostrando los elementos de control y protección.

Figura 3.10

También se instalan válvulas de aire a lo largo de las tuberías de descarga muy largas y cuando son relativamente cortas, con quiebres bruscos, tanto horizontales como verticales. Esto último, no obstante que siempre se trate de evitar, en ocasiones son necesarios debido a las condiciones topográficas del terreno por donde pasará la tubería.

Se requiere una pieza para cada bomba en el proyecto.

En cada una de las tuberías de descarga, antes de la válvula check, se instalará una válvula de aire la cual servirá para admitir y expulsar el aire en la columna de la bomba; esta válvula se compone de dos cuerpos, tendrá un diámetro de 0.20 m (8") y servirá para expulsar el aire en el interior de la columna de la bomba durante la puesta en marcha de la misma, servirá también para admitir el aire en el interior de la columna, en el momento de parar la bomba.

Será bridada y deberá estar diseñada para una presión de 8.8 Kg/cm<sup>2</sup> (125 lb/pulg<sup>2</sup>). Los cuerpos de las válvulas se construirán de fierro fundido especial (semi-acero); los demás elementos que integran las válvulas y que se localizan en el interior de las mismas, a excepción de los empaques, serán de bronce y acero inoxidable.

Para estas válvulas se recomienda que sean marca AFPO modelo 1608/154, boletín 613; las válvulas podrán ser de otra marca de características semejantes.

Todas las bridas que se suelden en los tramos de tubo, que corresponden a la tubería, válvulas y accesorios serán de acero de dimensiones estándar, para una presión de 17.6 Kg/cm<sup>2</sup> (250 lb/pulg<sup>2</sup>), serán del tipo slip-on con cubo; las bridas se soldarán al tubo interior y exteriormente. Las caras de las bridas tipo slip-on, serán totalmente planas (sin hembra ni macho). Para cada par de bridas deberán suministrarse un juego de tornillos con sus tuercas, ambos serán de acero del tipo galvanizado. Las cabezas de los tornillos y las tuercas serán de forma hexagonal y maquinadas; así mismo para cada par de bridas se proporcionará un empaque de asbesto grafitado de alta calidad, con espesor de 1.59 mm (1/16").



### III.8.3 VALVULAS DE RETENCION.

Se usan con el objeto de retener la masa de agua que se encuentra en la tubería, cuando la bomba suspende su operación y con el fin de evitar esfuerzos excesivos en las bombas debido al fenómeno de golpe de ariete.

Esto no quiere decir que estas válvulas eliminen el efecto de ese fenómeno, sino que únicamente lo atentan.

Existen varios tipos en el mercado, fig. 3.11. La figura representa la válvula Check tradicional y comúnmente empleada llamada de columpio. La cuarta válvula se denomina Duo-check y consta esencialmente de dos medias lunas conectadas a un eje vertical, que se abren y se cierran según el sentido del escurrimiento.

Esta válvula frente a la tradicional es más liviana, de menor tamaño y consecuentemente tiene menor costo, pero las pérdidas de carga son relativamente mayores que en la anterior. La tercera se trata de una válvula check cuya peculiar característica es efectuar un cierre más o menos lento con lo cual se consigue prolongar la vida de la válvula y casi eliminar el ruido que producen los otros dos tipos. Esto último es ventajoso para ciertos casos dada la ubicación de la obra; suele llamarsele check silenciosa.

La selección del tipo de check para una determinada instalación dependerá del diámetro de la válvula a emplear, de las presiones a que operará y de su costo.

En varios proyectos, el tiempo de entrega que ofrecen sus fabricantes puede ser determinante para el tipo elegido.

### III.8.4 VALVULAS CHECK DE DISCO INCLINADO.

Se requiere un piezo para cada bomba.

En cada una de las tuberías de descarga se instalará una válvula de retención de disco inclinado (check); esta válvula evitará que el agua en el múltiple y tubería de descarga (cuando la bomba correspondiente se encuentre parada) se regrese al cárcamo; la válvula será para un diámetro de tubería de 0.509 m (20").

La válvula deberá estar equipada con los dispositivos para controlar la veracidad de cierre de la misma; el cierre de la válvula deberá efectuarse en los etapas, la primera asale el eje de la culata para el cierre la cual deberá ser más o menos rápida, la segunda será automática el 10% la cual deberá efectuarse en forma lenta.

El cuerpo de la válvula será construido de hierro fundido, excepto en el caso, los demás partes que integran los componentes de la válvula que se localizan en su interior, serán de bronce y de acero inoxidable.

La válvula tendrá sus extremos bridados y debe resistir una presión continua de  $17.0 \text{ Kg/cm}^2$  (150 lb/pul<sup>2</sup>).

La válvula podrá ser marca APCO boletín 7011 clase 250, u otra marca comercial.

### 11.8.2 VALVULAS DE COMPUERTA

La válvula de compuerta se emplea con el objeto de aislar en un momento dado, algún elemento o sección de la instalación para poder efectuar una reparación, inspección o dar mantenimiento, sin que se interrumpa totalmente el servicio de bombeo. También se evita con esta válvula, el regreso del agua por alguna bomba que no este operando debido a la operación parcial del equipo de acuerdo con las necesidades de riego.

En una conexión como en el proyecto FIG. 3.10 esta válvula se instala en la descarga de cada bomba, después de la válvula check y antes de la válvula de alivio; sin embargo, pudieran ser necesarias otras en otro sitio o disminuir el número de ellas, según el proyecto de la conexión que se haga, de acuerdo con la flexibilidad de operación que se prevea en el sistema de bombeo.

VEA APENDICE PARA TIPOS DE VALVULAS.

La válvula de compuerta señalada en la figura 3.10 ubicada en el extremo inicial de la tubería de descarga, se ha adoptado últimamente en la conexión de bombas, con el fin de vaciar la tubería de tiempo en tiempo.

Esta práctica permite efectuarle a dicha tubería una especie de lavado, ya que así se extraen las arenas y lodos que se depositan a lo largo de ella, según se ha podido observar, la presencia de estos a veces es desventajosa para el funcionamiento de la planta de bombeo en general, y sobre todo cuando se ha dejado de operar el equipo por algún tiempo y se reanuda el bombeo. El diámetro de la válvula de compuerta para estos fines es la mitad del de la tubería de descarga.

También se instalan válvulas de compuerta con fines de desagüe, en las depresiones o columpios más o menos largos de la tubería de descarga. Esta instalación se hace mediante una "I" de acero o hierro fundido proveniendo a la válvula una caja de protección y fácil inspección, así como de un desagüe rápido, de acuerdo con la topografía del terreno en donde se localice.

En cada una de las tuberías de descarga se instalará una válvula de compuerta, la cual servirá para independizar la bomba o válvula de retención (check) cuando se presente alguna falla y se encuentre trabajando alguna de las bombas restantes.

La válvula será para un diámetro de tubería de 0.508 m (20") cuerpo y disco de hierro fundido especial (semi-acero), flecha de acero y bujes de bronce; debe resistir una presión continua de trabajo de 17.6 Kg/cm<sup>2</sup> (250 lb/pulg<sup>2</sup>) con operador manual (volante) de engranes. La válvula será brida.

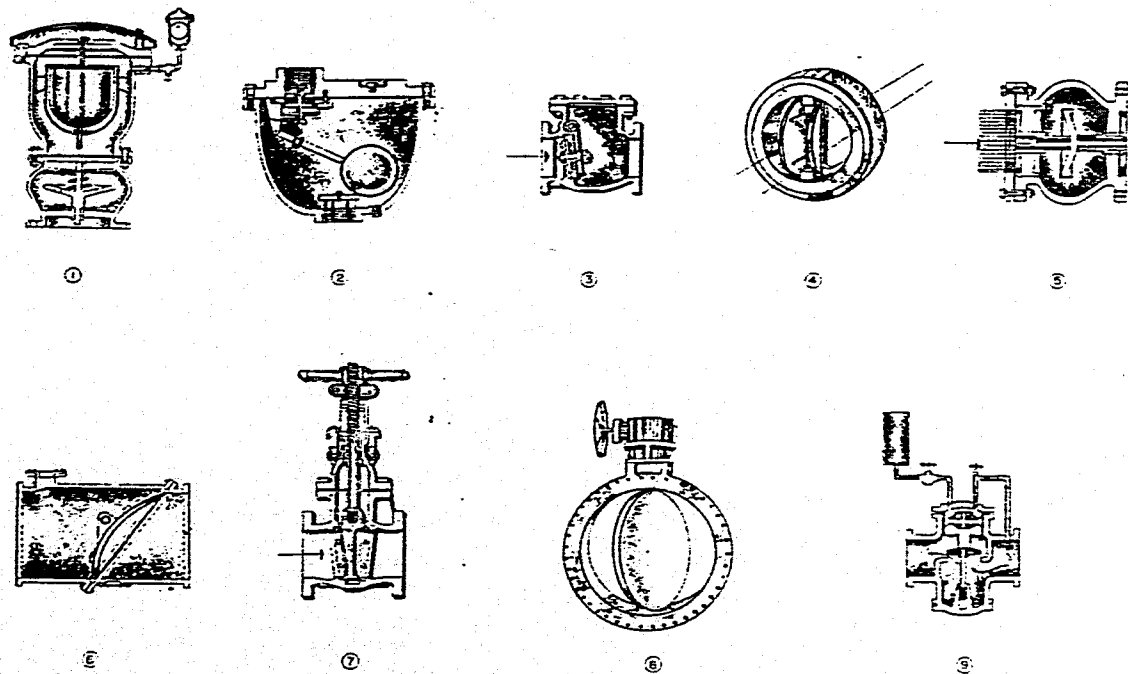


FIGURA 3.11 VALVULAS. 1-DE AIRE, 2- DE AIRE, 3- CHECK, 4- DUD CHECK, 5- CHECK SILENCIOSA, 6- ROTO CHECK, 7- COMPUERTA 8- MARIPOSA, 9- ALIVIO.

## III.9.6 VALVULA DE MARIPOSA

La válvula de mariposa, puede sustituir a la de compuerta cuando se requieren grandes diámetros y para presiones bajas en la línea; tienen la ventaja de ser más ligeras, son de menor tamaño y son más baratas. Estas válvulas se operan por medio de una flecha que acciona un disco haciéndolo girar centrado en el cuerpo de la válvula; la operación puede ser manual, semiautomática o automática, mediante dispositivos neumáticos, hidráulicos o eléctricos.

El diseño hidrodinámico de esta válvula permite emplearla como reguladora de gasto y en ciertos casos para estrangular la carga de una bomba.

Se requiere una pieza para cada bomba, fig. 3.10.

En cada una de las tuberías de descarga, antes de la válvula check se instalará una válvula de mariposa que servirá para desalojar y admitir en forma manual, el aire en la columna de la bomba; esta válvula se usará cuando falle la válvula automática de admisión y expulsión de aire. La válvula tendrá un diámetro de 0.20 m (8"), cuerpo y disco de fierro fundido, flecha de acero, bujes de bronce, la válvula deberá estar diseñada para soportar, en forma continua, una presión de trabajo de 10.5 Kg/cm<sup>2</sup> (150 lb/pulg<sup>2</sup>), con operador de palanca, para instalarse entre bridas.

Se recomienda que la válvula sea marca Walworth modelo W2-130 BL o Keystone.

La válvula podrá ser de otra marca comercial y características semejantes de igual o superior calidad.

## ACCESORIOS.

## COPLES DRESSER.

Se requieren 3 piezas para cada bomba.

Se suministrará un cople dresser, estilo 38, para una presión de 17.6 Kg/cm<sup>2</sup> (250 lb/pulg<sup>2</sup>), que servirá para interconectar el extremo de la descarga del codo cabezal con la tubería de descarga, el cople también absorberá los desalineamientos entre el codo cabezal y la tubería, con objeto de evitar que se presenten esfuerzos permanentes, en los tubos durante la operación, asimismo se revisará para absorber las dilataciones y desalineamientos probables de la tubería de descarga.

El diametro nominal del copie sera el adecuado para acoplar el cono y el tubo de descarga que tendran el mismo diametro, el cual es de 0.762 m (30") exterior.

#### TRAMOS DE TUBO DE ACERO

Se requiere una pieza para cada bomba. Esta pieza se construira con tubo de acero con costura de 0.95 cm (3/8") de espesor, con anillos de retencion con brida en un extremo y maquinado en una longitud de 40 cm en el otro; a 20 cm del extremo bridado, tendra insertado un tubo con brida de 30.3 cm (12") de  $\phi$  por 15 cm de longitud, cedula 40 para valvula de mariposa y de aire.

#### TRAMO DE TUBO DE ACERO

Se requieren 3 piezas para cada bomba.

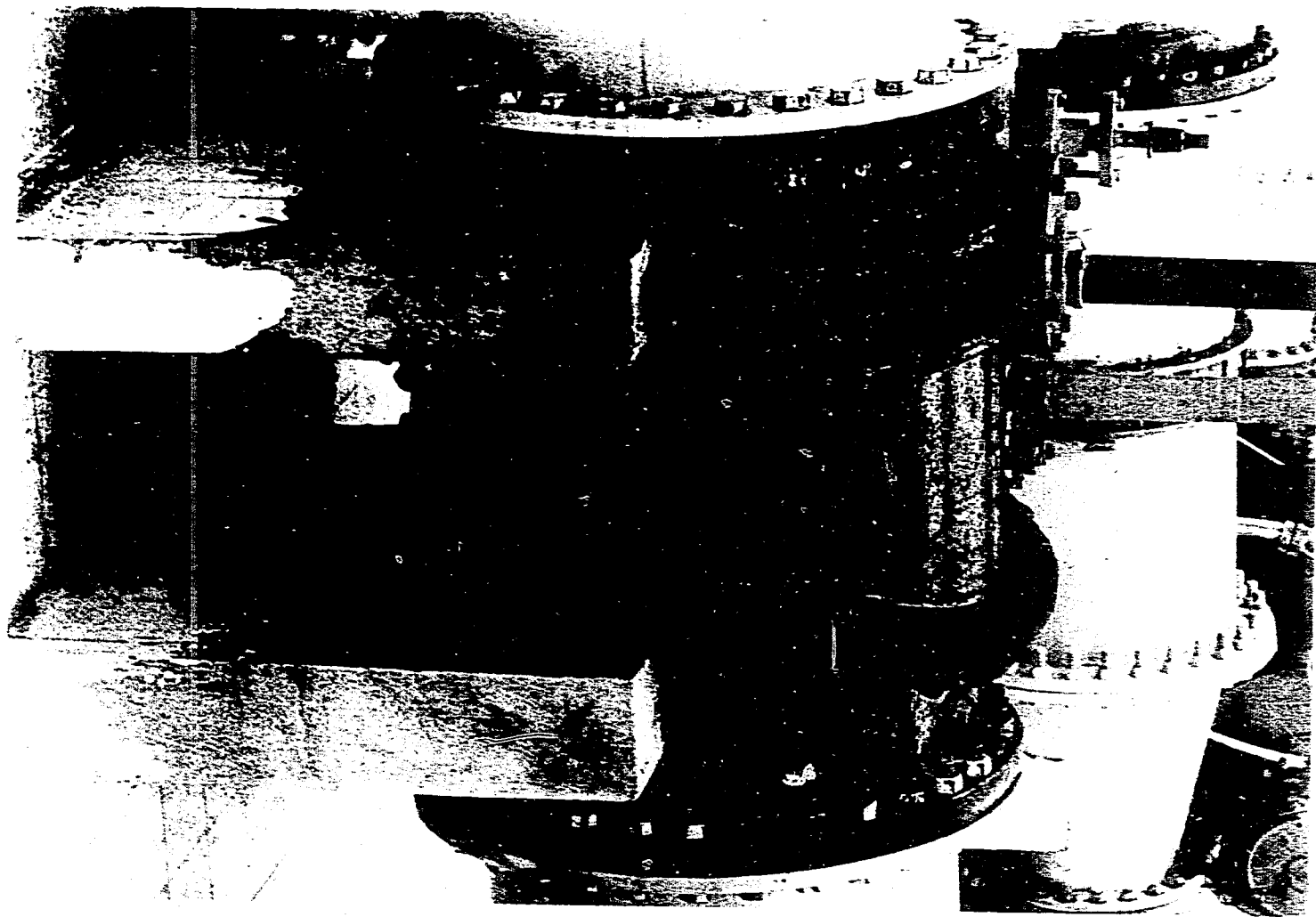
Esta pieza se construira con tubo de acero con costura, de 0.95 cm (3/8") de espesor, de 0.508 m (20") de  $\phi$  y 0.75 m de longitud con brida en un extremo y maquinado en una longitud de 40 cm en el otro.

#### MANOMETRO.

Se requiere una pieza para cada bomba.

En cada una de las tuberias de descarga, se instalara aguas abajo de la valvula check, un manometro con tubo de bourdon de acero inoxidable, el cual servira para indicar la presion normal de trabajo de la bomba y la sobrepresion en la tuberia cuando se presente el fenomeno de golpe de ariete en el momento de parar la bomba.

La escala del manometro sera de 0 - 21 Kg/cm<sup>2</sup> (0-300 lb/pulg<sup>2</sup>), el diametro de la caratula sera de 15.2 cm (6"), con conexion inferior de 1.27 cm (1/2") de diametro, de acero inoxidable, con los accesorios necesarios.





**CAPITULO IV**

**CENTRO DE**

**CONTROL DE**

**MOTORES**



## CAPITULO IV CENTRO DE CONTROL DE MOTORES

## IV.1 RED DE FUERZA Y CONTROL.

Consideraremos la red de fuerza a los conductores alimentadores del CCM a los motores y a servicios propios, y control los dispositivos de arranque y proteccion de los equipos de bombeo.

Para la alimentacion de fuerza de los cinco motores, a una tension de 4160 V, asi como para la instalacion de sus respectivos relevadores de proteccion, arrancadores, etc, se tiene un tablero por motor (inducion).

## RED DE FUERZA Y CONTROL.

## Objetivo.

El abastecer de energia electrica a los equipos de bombeo, desde la subestacion al tablero del CCM y de este a cada uno de los motores.

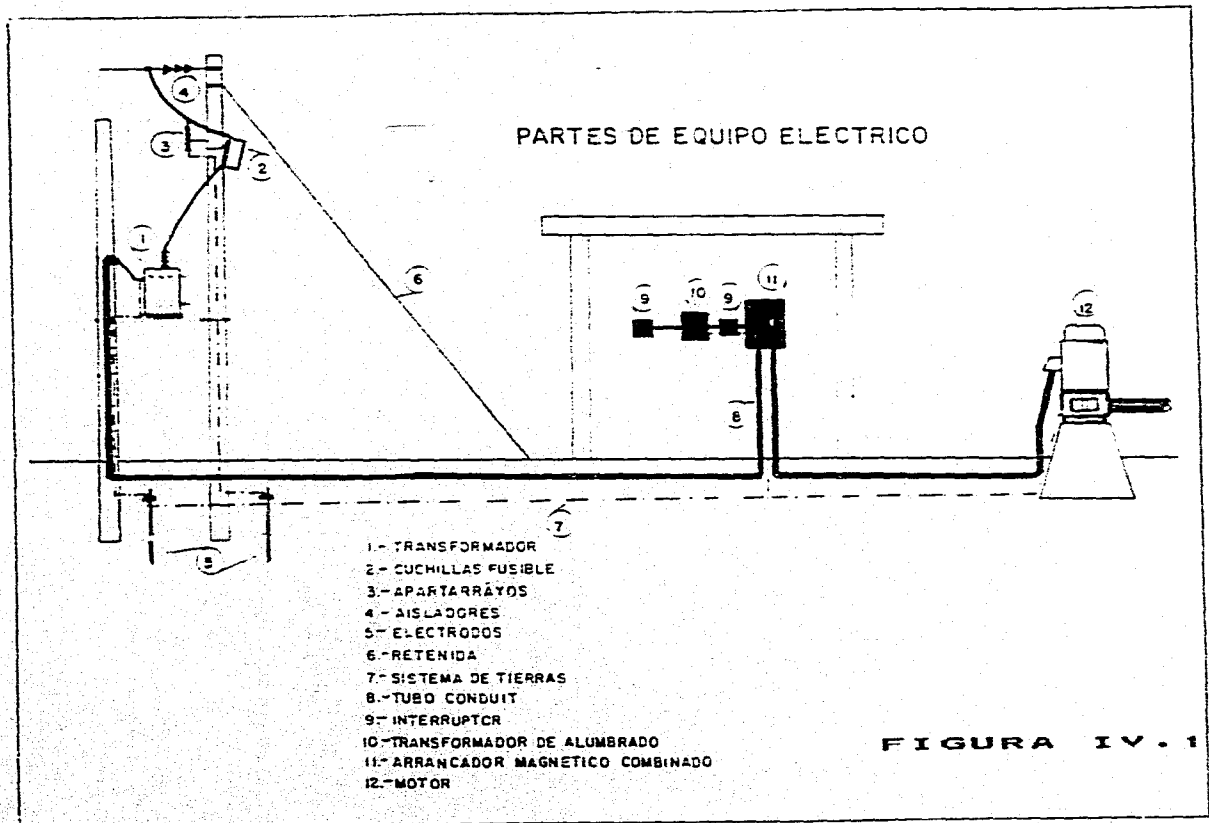
## CARACTERISTICAS GENERALES.

La tension nominal de operacion sera a 4160 volts, 3 fases, 60 Hz, la conduccion sera por medio de conductores de cobre con aislamiento XLP, clase 5KV, o su equivalente en THW, para 90°C.

## ALIMENTACION DE LA SUBESTACION AL CENTRO DE CONTROL DE MOTORES

La alimentacion entre el tablero clase 5 KV y el CCM clase 5 KV, se hara a traves de un banco de ducto electrico de concreto armado de 45x45 y 20 cm de longitud compuesto de cuatro tubos de PVC de 101mm de diametro, se emplearan 3 cables de cobre calibre 3/0 AWG, disenados para una tension de 5KV y operacion a tension nominal de 4160 volts, para cada circuito de fuerza, y un cable de cobre cal. 1/0 AWG como neutro.

Los cables operaran a una temperatura ambiente de 40°C. La curvatura maxima de instalacion del cable sera de 12 veces el diametro exterior.



## ALIMENTACION DEL CCM A CADA MOTOR.

La instalación de la línea eléctrica entre cada sección y el motor correspondiente, se hará a través de una trinchera, y a continuación a través de tubo conduit de fierro galvanizado pared gruesa de 76mm de diámetro, esta alimentación se hará con conductores de cobre cal. 4 AWG, con aislamiento para 5 KV, 90°C, tipo XLP.

De la misma forma se suministrará la línea entre el gabinete al sistema de electrodos para control de nivel con cable cal. 14 AWG para una tensión de diseño de 600 volts, tipo vinanel 900, para 90°C en tubo de fierro galvanizado de 19mm de diámetro.

Los tubos conduit irán en los muros, losas y cárcamo en la forma que indica en las Normas de Instalaciones Eléctricas, sección 301 véa apéndice. Se emplearán registros para la instalación de cables (condulets, cajas, etc.)

La conexión al motor se hará con un tubo conduit flexible de 76mm de diámetro, tipo liquatite y sus conectores necesarios, para servicio intemperie. Las resistencias calefactoras serán alimentadas del centro de carga del gabinete de servicios propios a una tensión de 127 V ca con cal 12 AWG, 600 volts, tipo vinanel 900, para 90°C.

La red de fuerza operará a una altura de 215 mm y a una temperatura aproximada de 42°C.

Se efectuarán las pruebas de continuidad, aislamiento, caída de tensión, etc. como indican normas NCM.

---

## TABLERO ELECTRICO, CENTRO DE CONTROL DE MOTORES CCM.

## I. Objetivo.

Concentrar en un solo tablero todos los dispositivos de operacion y proteccion necesarios para el buen funcionamiento de los motores, equipos e instalaciones generales.

## II. Caracteristicas generales.

El tablero se construira en laminas de acero rolando en frio, calibre 12 USG, con los dobleces y refuerzos necesarios para un buen diseño.

El voltaje de alimentacion al CCM sera de 4160 V, 3 fases, 60Hz.

El voltaje de los circuitos de control sera 1 fase, 127 volts, 60 Hz.

Alojará protecciones de fuerza, control y servicios propios, que a su vez serán alimentados por un transformador de 15 KVA tipo seco con relacion 4160/220-127 volts, 60 Hz.

## Condiciones ambientales.

El CCM operará a una altura de 915 msnm a una temperatura máxima aproximada, de 42°C y mínima promedio de -2°C.

## V. Gabinete.

El CCM será para servicio interior NEMA 1 y se someterá a un proceso de desengrasado, desoxidación y banderizado antes de aplicar la pintura anticorrosiva. Lámina cal. 12 USG, contendrá barras de cobre para las acometidas y una barra común para el neutro de una capacidad no menor de 500amps, con dos conectores en cada extremo para recibir cables de cobre de cal. 1/0 AWG.

## VI. Caracteristicas constructivas.

El CCM será rígido, autoportado, de lámina de acero rolando en frio, cal 12 USG, accesible por el frente de 7 secciones.

---

El gabinete debe ser NEMA 1, a prueba de polvo, con piso y acceso al mismo sellado para evitar la entrada a roedores, con empaque de hule, con recubrimiento epoxico, color verde tierno.

A todo lo largo del tablero debe llevar barras colectoras de 1200 amps, debiendo ser de cobre electrolitico suave, con aislamiento 5KV.

Debe llevar una pantalla aislante para impedir el acceso a las conexiones de la linea.

El tipo de cable para el alumbrado interno debe ser, aislamiento THW, 90°C de elevacion de temperatura, cal. 14 ANG, como minimo.

Toda la tornilleria empleada en las uniones debe ser de bronce de alta resistencia mecanica, las tuercas deben asegurarse con roldanas planas y de presion o con cualquier otro medio para asegurarse la presion en las barras interconectadas.

Las puertas del compartimiento de alta tension no deben abrirse hasta que el switch de aislamiento este abierto.

Estara formado por siete secciones, cinco de las cuales seran destinadas para los arrancadores y relevadores de proteccion de cada motor, una sera para la cuchilla de transferencia, otra seccion alojará el transformador de servicios y su equipo de proteccion, las levandas respectivas deben ser de baquelita negra con letras grabadas en blanco.

El CGM se constituye por un gabinete de acero rolado en frio cal 12 formado por 7 secciones de dimensiones:

1000 x 2300 mm cada seccion una junto a otra.

Los gabinetes 1,2,3,5 y 6 son para alojar los dispositivos de control y proteccion de los motores para cada uno.

Los gabinetes contienen los dispositivos de control y proteccion que se describen:

Cantidad	Descripcion
5	Switch de aislamiento tripolar tipo LFM.
5	Arrancador magnetico tipo 50L4. mca. Westinhouse. para motor de 400 HP clase 5KV. completo con fusibles de control y potencia. tension plena 4160 V. ca 3 fases 60 Hz.1
15	Transformadores de corriente 100/5 amp.
5	Transformador de corriente 50/5 amp.
5	Cuadro de alarmas que contendra las sealizaciones de: bajo nivel, arranque, paro, sobrecarga, falla tierra.
5	Ampermetro escala 0-100 A. Siemens.
5	Commutador de ampermetro 4 posiciones.
5	Relevador de falla a tierra 50 GS.
5	Relevador auxiliar para proteccion de bajo voltaje.
5	Relevador proteccion contra sobrecarga E2.
5	Contador de horas.
5	Estacion de botones; arranque, paro, y luces indicadoras.
5	Boton de restablecer.
5	Relevador de temperatura rodamiento NEMA 36 E3.
1	Barra de cobre de 30.8 x 6.3 mm para 1200 A. 4.16 KV Incluye elementos de fijacion y aisladores.

## Elementos para la sección 4 Gabinete de Control.

Cantidad	Descripción
1	Seccionador tripolar con carga. tipo LDTP 7.5 KV. 400 A. de un tiro. operación en grupo. manualmente operado. servicio interior.
2	Relevador de tensión 27/47.
2	Voltmetro escala 0-5000 Volts.
2	Conmutador para voltmetro 4 posiciones.
6	Relevadores de sobrecorriente de tiempo instantaneo (50/51).
2	Relevador por sobrecorriente a tierra 51N
2	Relevador auxiliar (27/47x)
2	Relevador auxiliar (50/51x).
1	Conmutador de control 3 posiciones.
1	Barra de cobre de 30.8 x 6.3 mm para 1200A 4.16 KV. incluye elementos de fijación y aisladores.

## IV.1.1. CALCULO DE LA CAPACIDAD DE LOS CONDUCTORES ELECTRICOS.

Calculo del Bus alimentador de 13.2 KV.

De acuerdo a las condiciones de operacion la carga maxima del sistema en condiciones nominales sera de 5 motores de induccion y los servicios propios. Esta carga se distribuye a los dos transformadores.

El bus alimentador se selecciona para la capacidad de los dos transformadores.

Consideramos 10 Kw para servicios propios.

$$\text{KVA} = \frac{\text{HP} \times 0.746}{\text{F.P.} \times \text{N}} = \frac{2000 \times 0.746 + 10}{0.8 \times 0.9} = 2082.58 \text{ KVA.}$$

Se redondea a 2500 KVA por ser el valor comercial siguiente.

Se instalaran dos transformadores en paralelo TR-1 alimentando dos bombas, este transformador sera de 1000 KVA.

Y otro transformador TR-2 alimentando 3 bombas y el transformador de servicios propios, la capacidad de este transformador sera de 1500 KVA.

Cuando el transformador TR-2 no este en operacion el TR-1 sera capaz de alimentar los servicios propios.

$$\begin{aligned} P_n &= 2500 \text{ KVA} \\ E_n &= 13.2 \text{ KV} \end{aligned}$$

$$I_n = \frac{P_n}{\sqrt{3} E_n} = 109.34 \text{ Amp.}$$

Considerando el 25% mas de esta corriente como factor de seguridad tenemos:

$$I \text{ corregida} = 109.34 \times 1.25 = 136.67 \text{ amp.}$$

De tabla 302.4 pag. 364 del apéndice, para un amperaje de 140 amp. aplicando factor de correccion por temperatura,

$$I \text{ corregida} = 140 \times 0.91 = 127.4 \text{ amp} < 136.67 \text{ amp.}$$

amperaje no apropiado.



Se utiliza el siguiente amperaje mayor de 155 amp. de la misma tabla.

I corregida =  $155 \times 0.91 = 141.05 \text{ amp} > 136.67 \text{ amp.}$  amperaje apropiado.

Para este amperaje corresponde el cal. 1/0 AWG THW, 90°C temperatura de aislamiento, 40°C temperatura ambiente, conductor BUS alimentador, conductores a los transformadores.

Se selecciona el interruptor para protección primaria de los transformadores de 2500 KVA.

Se selecciona un interruptor en Hexafloruro de Azufre para 123 KV, corriente nominal continua 200 amp, corriente nominal de corte circuito de 40 KVA.

Carga conectada a los Servicios Propios.

Alumbrado CCM 10 lámparas fluorescentes de 40W.....	400 Watts
Alumbrado de las bombas 3 lámparas de mercurio de 250W.....	750 Watts
Alumbrado del cárcamo 3 lámparas de mercurio de 250 W.....	750 Watts
Alumbrado de la subestación 4 reflectores de mercurio de 250 W.	1000 Watts
Carga estimada para 3 contactos de 200 W.....	600 Watts
Resistencias calefactoras de los motores 5 de 200 W.....	1000 Watts.
Resistencias calefactoras 4 de 150 W.....	600 Watts.
Resistencias calefactoras del CCM 7 de 150 W.....	1350 Watts.
	<hr/>
	7450 Watts

Se considera un 20% del total de esta carga para reserva.

Reserva =  $0.2 \times 7450 = 1490 \text{ Watts}$

Carga Total Servicios Propios = 8940 Watts.

Cálculo del transformador para servicios propios, considere 10 KW

$$\text{KVA} = \frac{10 \text{ KW}}{0.8 \times 0.9} = 13.88 \text{ KVA}$$
 se elije un transformador de 15 KVA por ser valor comercial.

Calculo de alimentadores para 4160 Volts. (De la subestación al CCM).

La carga máxima que operara simultaneamente por el transformador, es 3 bombas de 400 HP y servicios propios de 10 KVA, por lo que:

$$I_n = \frac{KW \text{ o } HP \times 0.746 + (3 \times 400 \times 0.746) + 10}{\sqrt{3} \times E \times FP \times N} = \frac{(3 \times 400 \times 0.746) + 10}{\sqrt{3} \times 4.16KV \times 0.8 \times 0.9}$$

$I_n = 174.48$  amp considerando 25% mas de corriente como factor de seguridad.

$$I \text{ corregida} = 174.48 \times 1.25 = 218.10 \text{ amp}$$

Para no ocupar un calibre muy grueso dividimos este amperaje entre 2 para utilizar 2 conductores en paralelo por fase.

$$218 / 2 = 109 \text{ amp/cond.}$$

El conductor cal 1/0 AWG THW tiene un amperaje de 155 amp.

$$I \text{ corregida} = 155 \times 0.91 \times 0.8 = 112.84 \text{ amp} > 109 \text{ amp}$$

Los factores de 0.91 y 0.8 son de temperatura y agrupamiento correspondiente.

Amperaje apropiado usando 2 conductores por fase.

Selección del interruptor para protección secundaria de los transformadores de 1500 KVA y 1000 KVA.

Se seleccionó un interruptor de aceite para 5KV con corriente nominal continua de 630 amp, corriente nominal de corto circuito de 20 KA tiempo de interrupción de 60-65 mseg.

Cálculo de los conductores alimentadores del CCM a cada motor.

Considere un conductor por fase y un neutro.

$$I_n = \frac{KW \text{ o } HP \times 0.746}{\sqrt{3} \times E \times FP \times N} = \frac{400 \times 0.746}{\sqrt{3} \times 4.16KV \times 0.8 \times 0.9}$$

$I_n = 57.51 \text{ amp.}$  considere 25% más de capacidad como factor de seguridad.

$$I \text{ corregida} = 57.51 \times 1.25 = 71.89 \text{ amp}$$

Para esta capacidad de la tabla 302.4 seleccionamos un amperaje de 90 amp. y aplicamos los factores de temperatura de 0.91 y por agrupamiento de 0.80

$$I \text{ corregida} = 90 \times 0.91 \times 0.80 = 65.52 < 71.89 \text{ amp}$$

amperaje no apropiado.

Elegimos el amperaje siguiente superior en la tabla de 105 amp.

$$I \text{ corregida} = 105 \times 0.91 \times 0.80 = 76.44 \text{ amp} > 71.89 \text{ amp}$$

amperaje apropiado.

Para este amperaje corresponde el cal. 3 AWG THW resistencia de aislamiento 90°C.

En base a las características eléctricas de los motores (400 H.P. y 4160 V), se selecciona para cada motor:

Un arrancador a tensión plena para 400 H.P., 4160 Volts, 3 fases, 400 amp. corriente de corte circuito simétrica de 20 KA. tipo TLSP mca. Siemens.

Cálculo del alimentador al transformador de servicios propios.

Considerando que la carga conectada es un transformador de 15 KVA y como la longitud es despreciable:

$$I_n = 15 / \sqrt{3} \times 4.16Kv = 2.09 \text{ amp}$$

Se selecciona cable cal. 8 AWG KLP para 5 KVA.

Para alimentar las resistencias calefactoras y servicios de iluminación para los cuales la corriente no es mayor se utilizará conductor cal. 14 AWG THW, 90°C.

Lista de dispositivos del CCM. según diagrama unifilar

Switch de aislamiento tripolar LFN.

Arrancador magnético tipo 50L4, para motor a 400 HP clase 5KV completo con fusibles de control y potencia, tensión plena 4160 V, ca, 3 fases, 60 Hz.

Cuchilla tripolar sin carga, clase 5 Kv de un tiro, operación en grupo manualmente operado servicio interior.

Seccionador tripolar con carga, tipo LDTP, 7.5 Kv, 400 A, de un tiro, operación en grupo manualmente operado, servicio interior.

Transformador de servicios propios, 15 KVA, tipo seco, 4160/220-127 V, 3 fases.

Transformador de corriente 100/5 amp.

Transformador de corriente 50/5 amp.

Relevador de tensión 27/47.

Cuadro de alarmas que contendrá las señalizaciones: bajo nivel, arranque, paro sobrecarga, falla a tierra.

Ampermetro escala 0-100 A.

Comutador de ampermetro 4 posiciones.

Voltmetro escala 0-5000 V.

Comutador de voltmetro 4 posiciones.

Relevadores de sobrecorriente de tiempo instantáneo (50/51)

Relevador de sobrecorriente a tierra 51N.

Relevador auxiliar 27/47x

Relevador auxiliar 50/51x

Relevador falla a tierra 50GS.

Relevador auxiliar para protección contra bajo nivel E1.

Relevador protección contra sobrecarga E2.

---

Contador de horas.

Conmutador de control 3 posiciones.

Estacion de botones, arranque, paro y luces indicadoras.

Boton restablecer.

Gabinete formado por 7 secciones. CCM.

Relé de protección por temperatura rodamiento Nema 38 E3.

Barras de cobre 30.8 x 6.3 mm para 1200 A. 4.16 KV.

---

## IV.2 DISPOSITIVOS DE PROTECCION.

Proteccion de los motores.

Cuando los motores no sean del tipo intemperie, se protegerán del agua de lluvia mediante una caseta, la cual se proyecta de acuerdo al servicio como es reparacion o mantenimiento de los motores.

Las aplicaciones actuales tienden a utilizar la capacidad máxima de los motores, el aislamiento del estator o el de las barras del rotor pueden ser severamente dañados por temperatura excesiva debido a los arranques repetidos del motor, rotor bloqueado, cargas ciclicas u otras condiciones.

Existen dispositivos basados en relevadores que rastrean la temperatura del estator o del rotor, la cual es critica, en estos aparatos se pueden seleccionar diversos niveles de disparo aislados.

La proteccion contra desbalanceo de fases, fase invertida, perdida de fase y fase a tierra, esta proporcionada por el mismo dispositivo de control.

El sobrecalentamiento del motor significa que habrá un sobre esfuerzo térmico y mecánico (este sobre esfuerzo ocasiona expansiones y contracciones muy severas dentro del motor) suficientes para alterar la vida normal del mismo.

El relevador bimetal es excelente en proteccion de motores eléctricos, sigue siendo un dispositivo efectivo y económico para reproducir un facsimil de la curva de calentamiento del motor cuando este está en un régimen permanente, donde el motor normalmente arranca en frio y trabaja a carga constante hasta que se presenta una situación de emergencia.

Las condiciones más frecuentes que causan daño térmico a los motores son:

- Sobrecargas prolongadas.
- Atorones mecánicos.
- Demasiados arranques.
- Corrientes desbalanceadas.

La corriente de linea, tensión entre fases, el tiempo y la lectura de los detectores de temperatura en el embobinado del estator (RTD's) son los parámetros más frecuentemente aprovechables para la protección total del motor.

---

Los dispositivos de protección incluyen medios para la detección de las corrientes desbalanceadas, las cuales pueden dañar térmicamente al motor, y también provocar fallas de aislamiento, el cual probablemente repercutirá en fallas a tierra.

Los relevadores tipo térmico o bimetal resultan ser muy confiables para la protección de sobrecarga siempre y cuando la carga del motor no varíe, la eficiencia de este relevador no es confiable cuando se presentan arranques muy largos o carga irregular con muchas variaciones.

Se debe mejorar la protección de desbalanceo de fases para proteger a los motores contra la corriente de secuencia negativa que es la que sobrecalienta a los motores y los relevadores de sobrecarga tipo convencional no pueden detectar.

El siguiente dispositivo de protección IQ-1000 II maximiza la utilización del motor, este es un relevador de protección multifuncional para el motor, se menciona en este proyecto porque es el utilizado para protección de los motores.

La gama de protecciones que ofrece este aparato son:

- Desbalanceo en corriente de secuencia positiva y negativa, automáticamente determina la curva de protección para un motor dado.
- Corriente de rotor bloqueado.
- Nivel de corriente máximo de disparo.
- Tiempo máximo permitible de paro.
- Nivel de alarma de  $I^2t$ .
- Nivel de disparo instantáneo de sobrecorriente y relevador de arranque.
- Nivel de disparo de falla a tierra, secuencia cero, con retardo de arranque y tiempo de operación. Nivel de disparo programable (1-12 amps).
- Puntos de conexión separadas de disparo y alarma de temperatura del motor, once entradas de conexión disponible para los RTD).

Seis para devanados de estator, por sobretemperatura.

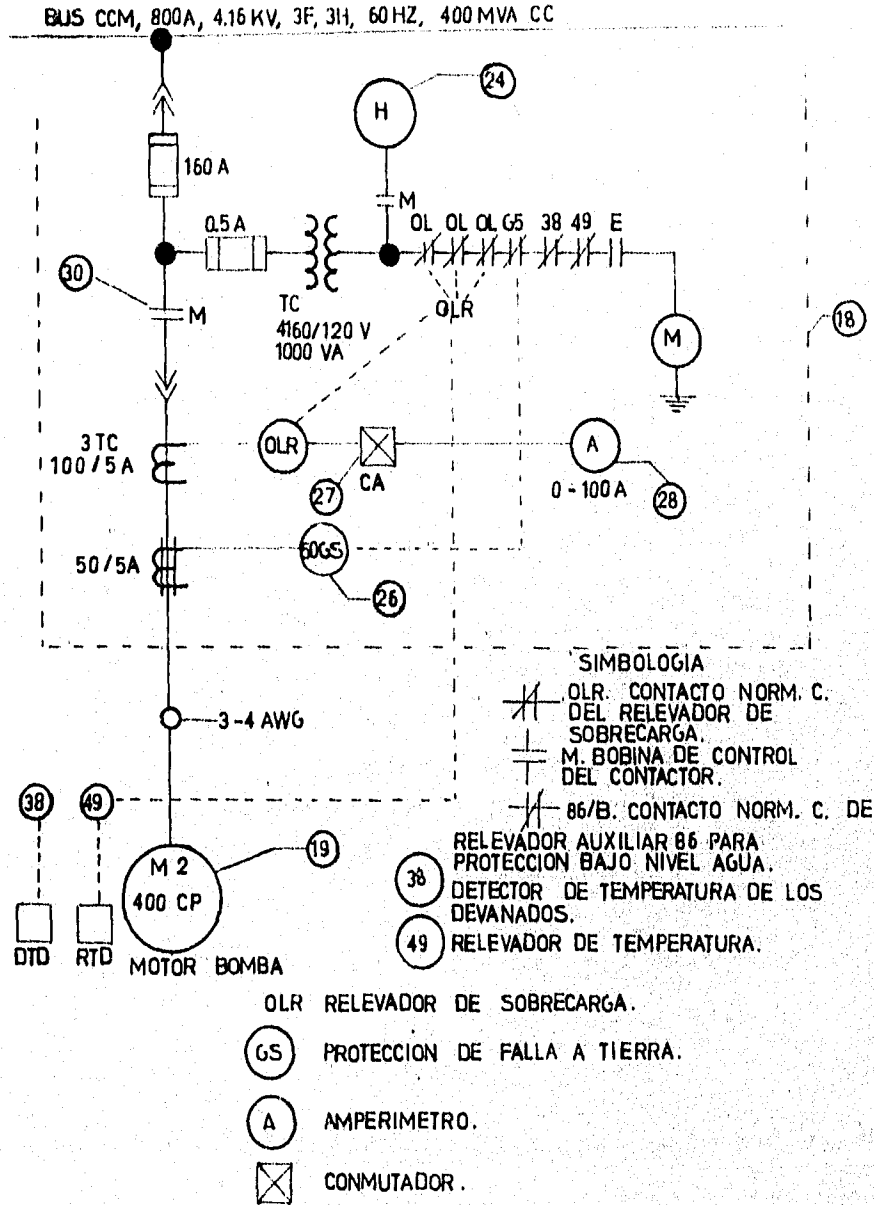
Dos para rodamientos del motor, por sobretemperatura.

Dos para carga en rodamientos, por sobretemperatura.

Uno auxiliar para sobretemperatura.

DIAGRAMA UNIFILAR SECCION MOTORES.

Pág. 733





- Nivel de disparo por bloqueo con retardo de arranque y tiempo de operación.
- Nivel de disparo por baja-carga con retardo de arranque y tiempo de operación.
- Disparo por pérdida de fase y desbalanceo de fase, y nivel de alarma, con retardo de operación.
- Numero de arranques permitidos al motor en un periodo de tiempo.
- Retardo de tiempo anti-backspin, programable (0-600 sec).
- Señal de transición por arrancadores a voltaje reducido.

Transición basada en el nivel de corriente con tiempo límite programable. Selección de transición o disparo cuando el tiempo termina.

- Retardo por secuencia incompleta, tiempo programable (1-60 seg).
- Modo de disparo.

Modo 1. Relevador de disparo se energiza en condiciones de disparo (modo normal para operación del relevador).

Modo 2. Relevador de disparo se energiza en power up y se desenergiza en condiciones de disparo o pérdida de potencia.

Modo de seguro contra falla para operación del relevador.

- Fase invertida para arrancadores sin sentido invertido.  
Selección de arrancadores con o sin sentido invertido.
  - Selección de disparo, reseteo, disparo diferencial o paro del motor para conexión remota.
  - Selección de frecuencia 50 hz o 60 hz.
  - Selección de reseteo automático o manual (para 1<sup>er</sup> disparo).
-

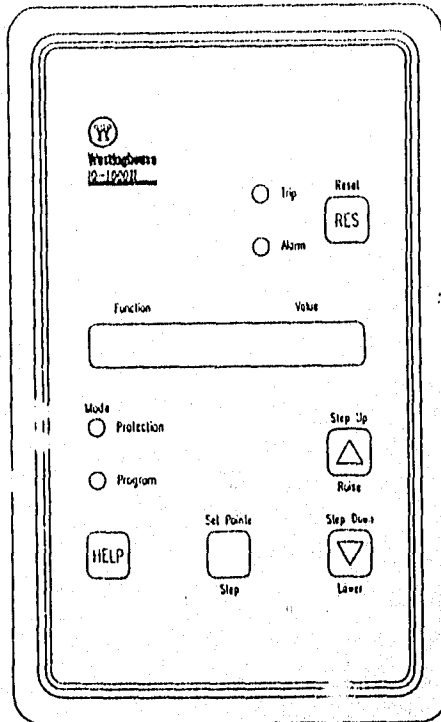
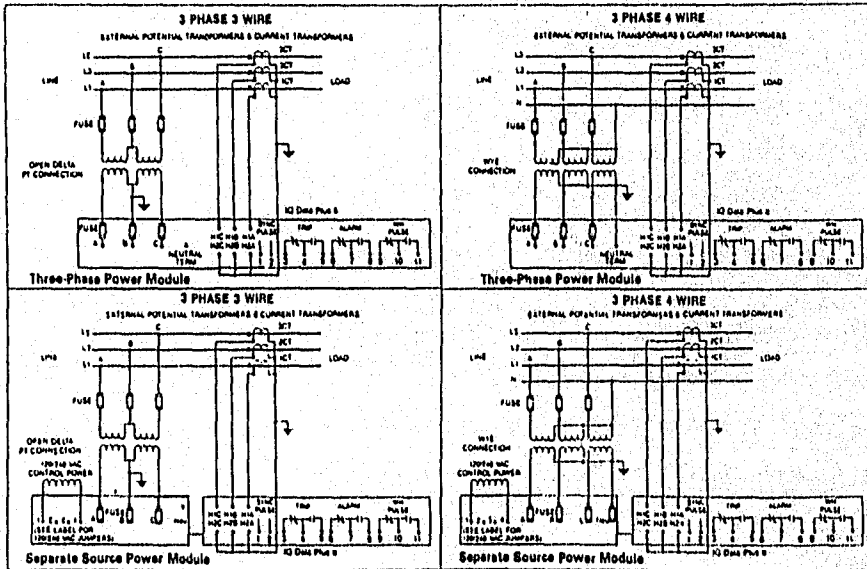


FIG. 10.3 DISPOSITIVO PARA DAR LAS LECTURAS DE OPERACION DE LOS MOTORES ELECTRICOS. DIAGRAMAS DE CONEXION.

Field Wiring Connections



Las lecturas proporcionadas por este dispositivo son:

- Corriente del motor para cada fase.
- Porcentaje de corriente del motor de la carga total en amps para cada fase.
- Corriente a tierra del motor.
- Lecturas de temperatura para más de once Resistencias detectoras de temperatura (RTDs).
- Numero de veces que ha sido arrancado el motor.
- Numero de horas que ha funcionado el motor.
- Arranques que restan.
- Arranque primero . tiempo que resta para arranques que restan.
- Máxima corriente de fase
- Máxima temperatura en el devanado.
- Numero de disparos para:

$I^2t$

Sobrecorriente instantánea  
Sobrecarga  
Bloqueo.  
Falla a tierra  
RTD.

- Porcentaje del nivel de disparo de  $I^2t$ .
- Puerto de comunicaciones para sistema en red.

El IQ-1000 II puede conectarse a un sistema de monitoreo o computadora personal o controlador personal.

Protección por sobretemperatura o sobrecarga.

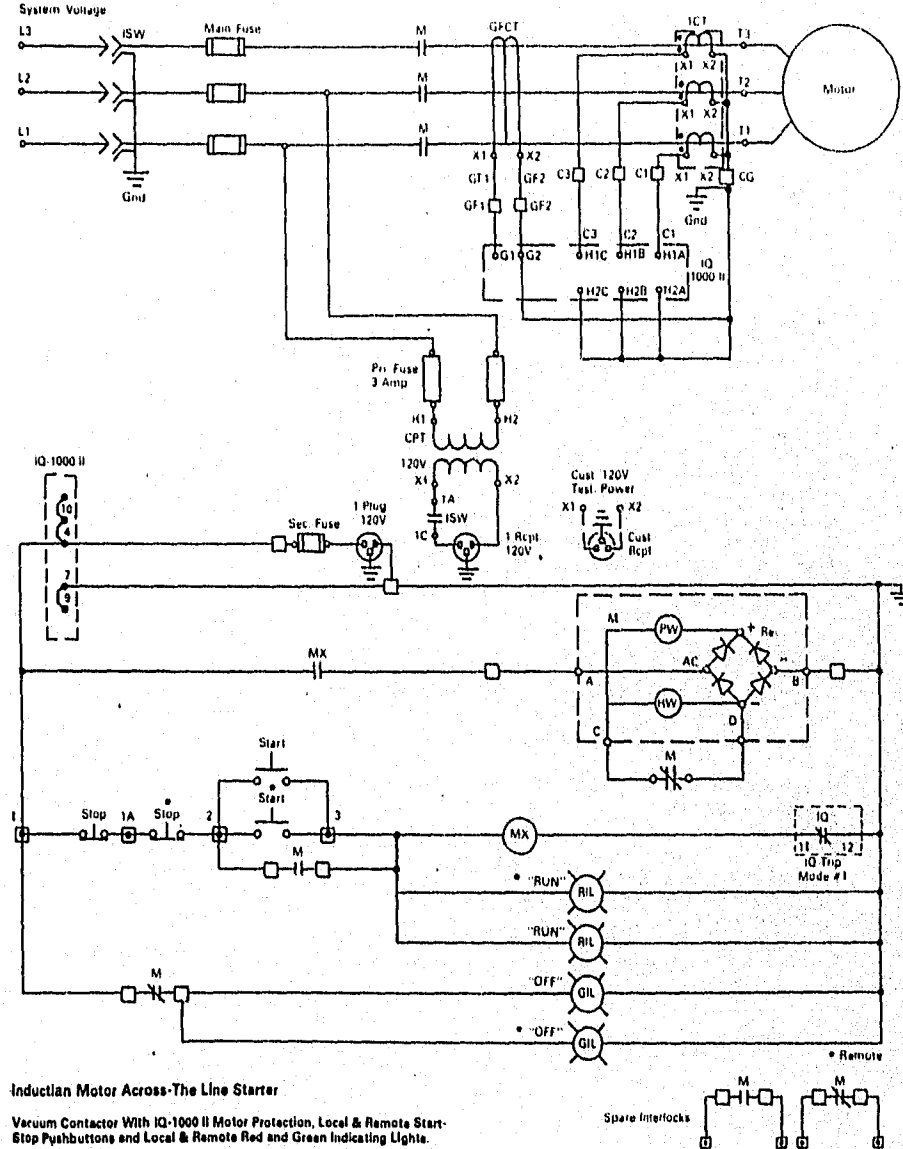
Es posible duplicar electrónicamente todas las transferencias internas de calor que existen en un motor, sin embargo los detectores de temperatura por resistencia (RTDs) se hacen convencionales en motores grandes. El utilizar un RTD dentro de los devanados del motor se simula electrónicamente todas las posibles transferencias de calor dentro del motor se reducen.

Por lo tanto la protección combinada de sobretemperatura y sobrecarga empieza en un RTD convencional que establece la señal de entrada al relevador, considerando un incremento de temperatura uniforme.

Una de las ventajas de los diseños con los relevadores de estado sólido es, que las curvas de enfriamiento y calentamiento de los conductores en los devanados del motor pueden ser simulados con gran precisión.

Applying of an IQ-1000 II in an AMPGARD Medium Voltage Starter (Typical Control Schematic)

Typical Diagram for Vacuum Type SJ Contactor



La curva de calentamiento obtenida en base al relevador consiste en dos partes:

El tiempo de aceleración y calentamiento y la máxima corriente permisible que el motor puede tener a plena carga.

El relevador de protección de sobret temperatura/sobrecarga a través de un detector RTD conoce la temperatura del motor. Si el motor está frío este permitirá un periodo de aceleración más largo y visceversa si el motor está en su temperatura de operación reduce automáticamente el periodo de aceleración para evitar sobrecalentamiento del motor.

Al cambiarse el ajuste del disparo del relevador por medio de la temperatura del motor a través del uso de detectores tipo RTD se elimina la condición de sobreprotección al motor, así como la de una protección deficiente, el relevador literalmente sigue de una manera fiel la curva de calentamiento del motor.

Los RTD para el relevador pueden ajustarse para operar a una máxima temperatura ya sea en los devanados del motor, en baleros o chumaceras, la temperatura puede ajustarse para que el relevador dispare desde 60 °C hasta 155°C estos pueden suministrarse con detectores de temperatura de cobre de 10 ohms, de platino de 100 ohms o níquel de 120 ohms.

#### IV.2.2 Sobrecarga.

Se puede suministrar el relevador de sobrecarga exclusivo, este se suministra para dar protección trifásica, pero puede ser conectado en donde únicamente existen dos transformadores de corriente, por lo tanto este relevador es intercambiable con todo tipo de relevador de sobrecarga térmico.

La relación de los transformadores de corriente debe ser tal que se obtenga una corriente secundaria de 2 a 5 amps. a plena carga.

El máximo burden que se requiere del T.C. es de 0.05 voltamperes por fase con una corriente de 5 amps. Se requiere también de una fuente auxiliar a 115 V a.c. con un burden de 12 Voltamperes. (lo cual es de norma para la tensión de control). Los ajustes de la fábrica se pueden hacer permitir tiempos de aceleración de hasta 30 seg.

#### Protección monofásica y desbalanceo de fases.

Como se observó en las especificaciones del dispositivo de protección, el relevador de protección monofásica y desbalanceo de fases es capaz de medir y sacar al motor de operación con corrientes desbalanceadas que oscilen entre 10 y 30% de la corriente nominal de operación. El burden para el transformador de este relevador es igual que en el caso anterior de 0.05 Voltamp. y 12 Voltamp. 115 Volt en c.a.

#### Protección monofásica e Inversión de fases.

Este relevador como los anteriores opera también en base a la corriente. El relevador capta cuando se va una fase (ya que el motor genera o sostiene la fase que se perdió) por el hecho de que no trabaja con señal de voltaje, sino de corriente y el máximo tiempo de disparo es de 0.1 seg. cuando esta se va. El burden sigue siendo 0.05 Voltamp en el T.C. y debe energizarse con una fuente de 115 Volt.

#### Detector de falla a tierra.

El objetivo principal de proteger a un motor contra falla a tierra es para eliminar la posibilidad de que se lleguen a quemar las laminaciones de este en el supuesto caso de iniciarse una falla. La energía debe removerse del motor tan pronto como sea posible para mantener los daños al mínimo. Es relativamente sencillo reembobinar un motor pero es difícil reparar una laminación quemada. La magnitud de una falla a tierra en un motor la determina el sitio preciso de la parte del devanado en que dicha falla haya ocurrido. Mientras más cerca este del punto de la Y más baja es la magnitud de la corriente de falla a tierra, por lo tanto mientras más sensitivo es el detector de falla a tierra, más grande es el porcentaje en que los devanados pueden ser protegidos. Los sistemas de falla a tierra del tipo secuencia cero actualmente en uso, son sensibles hasta corrientes de 12 a 15 amps. en el primario del transformador de corriente.

La ventaja de tener una unidad de función múltiple es que tiene un dispositivo de alarma que puede ser ajustado para que opere cuando el relevador se aproxima al punto de disparo, ya sea esta la función de sobretensión, desbalanceo o falla a tierra, también se suministra un acondicionador para indicar la causa de disparo de la unidad de función múltiple. El arreglo de todos los relevadores, es un contactor normalmente abierto o cerrado de 2 amps. de capacidad continua a 115 ó 230 Volt.

Este tipo de relevadores suministra proteccion para motores a traves del uso de circuitos de estado solido.

Interconexiones entre los sensores RTD y las entradas de corriente.

El relevador con la funcion sobrecarga-sobretemperatura, emplea un circuito analogico para combinar los efectos de calentamiento I<sup>2</sup>R dentro de los devanados del motor supuestos por el circuito electronico con la señal de retroalimentación que realmente está recibiendo por medio de los RTDs. Debido a que el aumento de temperatura es mucho más rapido en sobrecargas severas (tales como las de rotor bloqueado) en el cobre del estator que es lo que detecta el RTD, el relevador toma la decisión de si debe o no desconectar al motor, combinando la información que tiene de la temperatura de los devanados, más la del incremento subido de corrientes, en sobrecargas ligeras (125 a 150%) la respuesta del RTD si corresponde realmente a la del incremento en el cobre, por lo que el relevador toma esta información como real y toma una decisión basada en ello.

Aplicación de Comunicación de datos a un Sistema de Distribución de datos. (IMPAC).

El siguiente dispositivo empleado es un sistema de comunicación para monitoreo, protección y control de un sistema de distribución eléctrico.

El IO Data Plus II es un dispositivo de protección que combina las funciones de ampermetro, voltmetro, wattmetro, varmetro, medidor del factor de potencia, frecuencímetro y watthorímetro: en una sola unidad. También provee de protección a los sistemas de voltaje.

El IO Data Plus II monitorea e informa los siguientes datos:

- Amperes RMS en cada fase (3 fases).
- Voltaje en cada fase, línea a línea y línea a neutro.
- Potencia efectiva Watts
- Potencia aparente Vars
- Factor de potencia
- Demanda de potencia en watts.
- Frecuencia
- Watts-hora

Este dispositivo también informa de alarmas de voltaje y disparos.

---

## IV.3 RED DE ALUMBRADO Y CONTACTOS.

Objetivo. Proporcionar a las instalaciones seguridad vial en el exterior y facilidad de operación, en el interior de la caseta de control, y opción de alimentación a 220 volts, 60 Hz, dentro de la caseta de control.

Características generales.

Alimentación eléctrica, alumbrado interior y exterior.  
Alumbrado.

La alimentación eléctrica al alumbrado y a los contactos, se hará con cable de cobre con aislamiento THW 90°C, 600 v, de calibre especificado en memoria de cálculo.

Las conexiones que se realicen dentro de las cajas condulets, se efectuarán por medio de conectores de presión aislados, y cuando haya necesidad de hacer el aislamiento de una conexión, se usará cinta aislante.

Las conexiones de los aparatos se harán mediante zapatas terminales o conectores de presión.

Los hilos se suministrarán de acuerdo con un sistema que permite la fácil identificación de los diferentes circuitos por medio de cintillas adhesivas.

Tubería conduit.

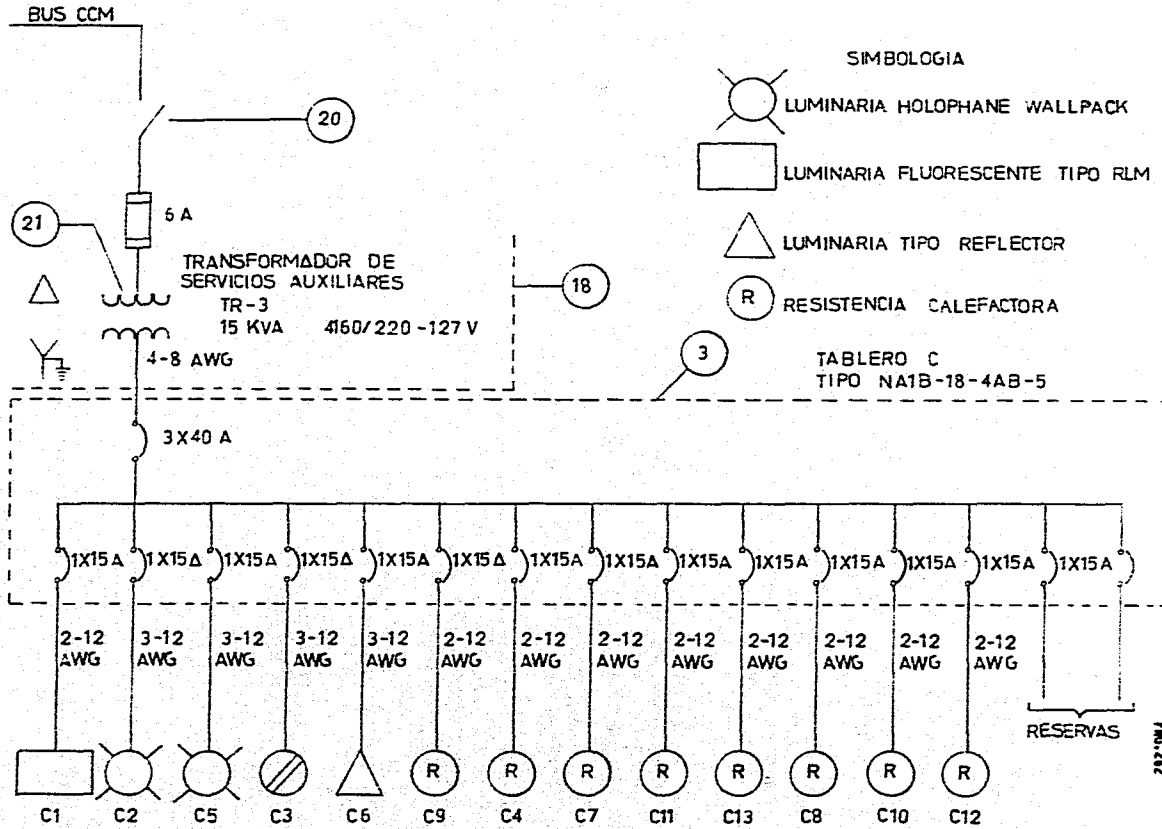
La instalación eléctrica se entubará en conduit de acero galvanizado pared gruesa, cédula 40 y se colocará en la estructura civil. Si son necesarios elementos de soporte, como abrazaderas, taquetes, para soportar la tubería conduit serán instalados.

No se admitirá que el área de los conductores sea mayor del 40% del área interior del tubo.

---



DIGRAMA UNIFILAR SECCION SERVICIOS PROPIOS



## CARGAS DEL DIAGRAMA DE SERVICIOS PROPIOS.

C1.	5 (2X38 W)	ALUMBRADO CCM
C2.	3X250 W	ALUMBRADO BOMBAS.
C5.	3X250 W	ALUMBRADO CARCAMO.
C3.	3X200 W	CONTACTO CCM.
C6.	4X250 W	ALUMBRADO SUBESTACION.
C9.	5X200 W	RESISTENCIA CALEFACTORA MOTORES.
C4.	1X150 W	RESISTENCIA CALEFACTORA 52-L1
C7.	1X150 W	RESISTENCIA CALEFACTORA 52-L2
C11.	1X150 W	RESISTENCIA CALEFACTORA 152 L1
C13.	1X150 W	RESISTENCIA CALEFACTORA 150 L2
C8.	2X150 W	RESISTENCIA CALEFACTORA CCM 5-12
C10.	2X150 W	RESISTENCIA CALEFACTORA CCM 5-3,4
C12.	3X150 W	RESISTENCIA CALEFACTORA CCM 5-5,6,7

---

Los radios de la curvatura que se den a los tubos conduits, no serán menores que los que se indican a continuación.

Díametro	Radio interior (mm)
13	102
19	127
25	152
32	203
51	305
76	457
101.6	609

Las conexiones y las derivaciones de la tubería se harán por medio de cajas tipo condulets, con tapa y empaque, debiendo colocarse sellos.

Los extremos de los tubos deberán escariarse antes de instalar los conductores para evitar bordes cortantes.

Los tramos de tubo entre cajas serán de una sola pieza para distancias de 3 metros o menores.

#### Contactos.

Se instalarán los contactos necesarios que servirán para la toma de corriente. Los contactos serán monofásicos, para servicio interior, para operar 127 volts, 200 watts, 60 Hz.

#### ALUMBRADO EXTERIOR E INTERIOR

El alumbrado exterior a la subestación se hará por medio de lámparas de vapor de mercurio de 250 watts, tipo reflector con balastra integrada para operar a 220 volts.

El alumbrado exterior de la caseta, se hará por medio de lámparas de vapor de mercurio de 250 watts, con balastra integrada para operar a 220 volts, 60Hz, tipo wallpack.

El alumbrado interior de la caseta de tableros, se hará por medio de lámparas fluorescentes de 2x35 watts tipo slim-line, con balastra integrada a 127 volts.

Se utilizan 3 lámparas de mercurio de 250 watts para iluminación en el carcamo.

Las lámparas para servicio exterior de la caseta se soportarán en la pared, mediante pernos ancla, a una altura apropiada según especificaciones de estas para alumbrar los motores y las tuberías de descarga.

Para soportar las lámparas de alumbrado exterior de la subestación se emplearán postes de lámina de acero, cal. No.11 USG.

Se instalarán contactos en la caseta.

La red de alumbrado exterior, interior y contactos, operará a una altura de 915,34 msnm y a una temperatura máxima aproximada de 42°C.

Se deberán practicar pruebas de continuidad, aislamiento, caída de tensión, etc.



**CAPITULO V**

**SUBESTACION**

**ELECTRICA**

## V. PUESTA EN SERVICIO DE LA SUBESTACION ELECTRICA

## Recomendaciones generales.

Antes de iniciar las operaciones para la puesta en servicio de la subestacion, es recomendable revisar cuidadosamente las diferentes fases previas a la construcción, diseño, proveyo, selección de equipo, ubicación de la subestacion, facilidades de acceso para mantenimiento, etc., con objeto de familiarizarse completamente con la instalación y corregir a tiempo lo que sea necesario.

Una subestación típica consta de los siguientes equipos principales.

1. Transformadores
2. Interruptores
3. Cuchillas desconectoras
4. Transformadores de instrumentos
5. Centro de control de motores o tablero de señalización.
6. Relevadores de protección.
7. Apartarrayos

La metodología para la puesta en servicio se dividirá en 3 partes:

- a) Verificación general del montaje de equipo, instalación, conexiones, etc.
- b) Pruebas primarias con métodos no destructivos.
- c) Reporte a interpretación de resultados.

## Verificación general del montaje de equipo.

En cada caso deberá inspeccionarse y anotar en las hojas correspondientes las observaciones hechas en el campo sobre las condiciones del montaje del equipo y accesorios. Deberá hacerse un reporte de cada equipo y discutirse con el personal de construcción las faltantes o defectos encontrados.

---

## V.1 SUBESTACION ELECTRICA.

## 1. Características de la subestacion.

La subestacion electrica tiene por objeto reducir la tension para alimentar los motores electricos que forman la planta de bombeo. esta planta operara las 24 hrs. del dia durante los 365 dias del año, por lo que el suministro de energia por medio de la subestacion debe ser continuo.

Se alimentara de la linea de C.F.E. con un voltaje de 13.200 volts y una capacidad interruptiva de 59 MVA, 60 Hz. en 3 fases, 3 hilos y se reducira a 4160 volts, 3 fases, 4 hilos.

## Condiciones ambientales.

La subestacion operara a una altura de 91' msnm a una temperatura maxima aproximada de 42° C y minima promedio de -2° C.

## Acometida

Estructura de remate.

Esta incluye dos postes de concreto octagonal C-11-700 de acuerdo a las normas de C.F.E., crucetas de acero C4T galvanizado, aisladores tipo suspension, retenida RA y herrajes galvanizados por inmersion en caliente.

## Apartarrayos.

El apartarrayos es un dispositivo que protege las instalaciones contra sobretensiones de origen atmosferico.

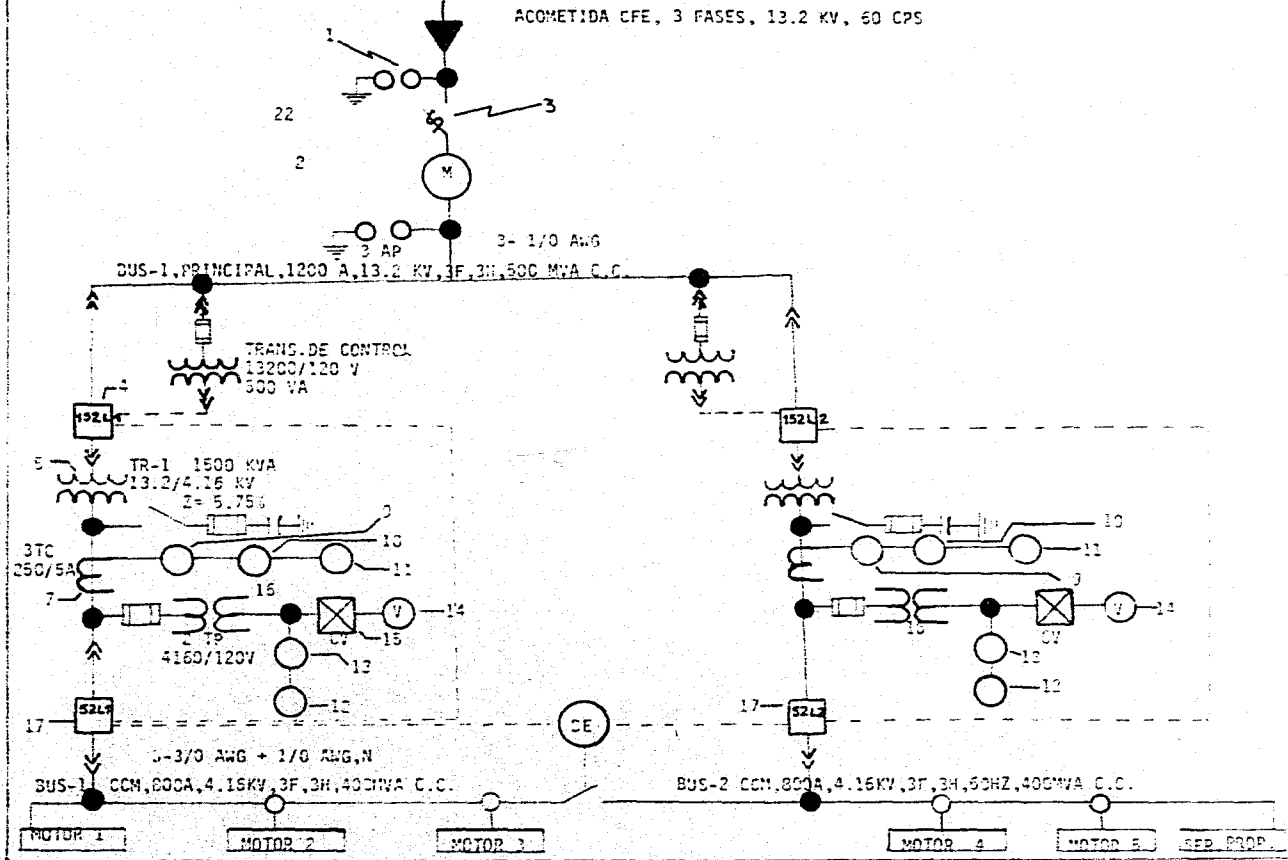
El apartarrayos se encuentra conectado permanentemente al sistema y opera cuando se presenta una sobretension de determinada magnitud descargando la corriente a tierra.

Se diseñaran, se fabricaran y se probaran de acuerdo con la ultima revision de las normas oficiales mexicanas y especificaciones de C.F.E. aplicables.

---

DIAGRAMA UNIFILAR SECCION SUBESTACION

ACOMETIDA CFE, 3 FASES, 13.2 KV, 60 CPS





a) El tipo sera autovalvular de distribucion para servicio intemperie para montaje en crucetas y poste. Cada uno de los polos tendran conectores, uno para cada terminal de linea y el otro para tierra que se conectara mediante tornillo a conductor del No. 1/0 y 2/0 AWG respectivamente. Todos los conectores, tornillos y demas partes metalicas, deben de ser de acero con tratamiento de doble galvanizado por inmersion en caliente.

b) Placa de datos, de cada apartarrayos debe contener la siguiente informacion:

- Nombre de fabricante
- Numero de identificacion y tipo.
- Tension de designacion.
- Fecha de fabricacion.

Se instalaran seis apartarrayos.

c) Caracteristicas de diseo.

Las caracteristicas basicas de diseo de los apartarrayos seran las siguientes:

- Tension nominal 12 KV
- Tension de prueba del aislamiento de impulso (1.5X50 microseg. cresta onda completa.) 110 KV
- Tension de prueba de aislamiento a 60 Hz, en seco. 50 KV
- Tension de descarga valor cresta para 10 KA de corriente de onda 8x20 microseg. 35 KV

Cortacircuitos fusible

Sirven para proteger al transformador contra corriente excesiva, ya sea por sobrecarga o corto circuito; ademas sirven para conectar o desconectar el transformador de la alta tension.

Se suministrará en una sola unidad, con fusibles de potencia, tipo de expulsión, clase distribución, abierto, para montaje vertical, tipo XS, servicio intemperie, 15 KV, 200 amps. nominales, un polo con unidad de listón fusible de 5 amps., 180° de apertura, con conectores para cable o alambre del No. 8 al 2 AWG y pernos para su fijación, operación por medio de pértiga sin carga, debe cumplir con las especificaciones de C.F.E. aplicable y normas NOM. Se instalarán 3 cortacircuitos fusible.

a) Características de construcción.

- No. de polos	uno
- Servicio	intemperie.
- Montaje	vertical.
- Cantidad	tres.
- Mecanismo de operación	pértiga
- Altura de operación	915 mm.
- Altura de montaje sobre el piso	3.40 m
- Numero de aisladores por polo	2

b) Características de operación.

- Voltaje nominal	13.2 KV
- Corriente nominal	600 amps.
- Capacidad de corte circuito	10 KA

c) Características de diseño.

- Temperatura ambiente de operación	40°C
- Voltaje nominal	14.4 KV
- Voltaje máximo de diseño	25 KV
- Nivel básico de impulso	110 KV.
- Resistencias a voltajes de baja frecuencia.	
Entre terminales y tierra en seco 1 min.	70 KV.
Entre terminales y tierra húmeda 10 seg.	60 KV.
Entre terminales en seco 1 min.	70 KV.
- Corriente nominal	200 E.A.
- Corriente máxima de corte circuito	10000 amps. asimétricos.

d) Pruebas.

Se deben realizar la prueba de resistencia dieléctrica, la prueba de capacidad interruptiva natural del "VTR" de 2.3 a 3.2 KHz.

#### Malla de proteccion.

Para la proteccion de la subestacion se instalara una malla alrededor de ella y estara lo suficientemente alejada del equipo para evitar cualquier interferencia al tener maniobras en la subestacion. La cimentacion debe ser lo suficientemente resistente para sostener la malla, cuando soporte las maximas cargas por empuje del viento, considerando 39 Km/h o vientos de 150 Km/hr.

La malla debe ser de alambre de acero galvanizado, calibre 10 con cuadro de 5x5 cm de 2.5 m de altura y se instalaran 3 hilos de alambre de puas en la parte superior, soportados mediante tubos de 38, 51 y 76 mm de diametro de fierro galvanizado.

En conjunto la malla y la cimentacion tendran una altura de 2.70 m sin ninguna obstruccion de acuerdo con las dimensiones marcadas en el plano de la subestacion. las puertas deben abrir hacia afuera.

La malla debe conectarse al sistema de tierras de la subestacion.

---

## V.1.1. TRANSFORMADORES ELECTRICOS.

Estos son los dispositivos que transfieren energia eléctrica de un circuito a otro conservando la frecuencia constante, bajo el principio de inducción electromagnética.

Principio de inducción electromagnética.

Quando una corriente está cambiando en un circuito, el flujo magnético que eslabona a dicho circuito cambia y se induce una fuerza electromotriz en el circuito.

Quando dos bobinas de alambre se acoplan por inducción el flujo pasa a través de una y también pasa totalmente o en partes a través de la otra, esto quiere decir que las bobinas tienen un circuito magnético común.

Si el flujo es creado por una corriente variante, el flujo mutuo cambiará, bajo esta condición será creado un voltaje inducido en la segunda bobina. El voltaje secundario inducido resulta porque el flujo cambia a través de la bobina, aunque este flujo cambie, es ocasionado por la corriente que cambia en la primera bobina o primario.

Normas.

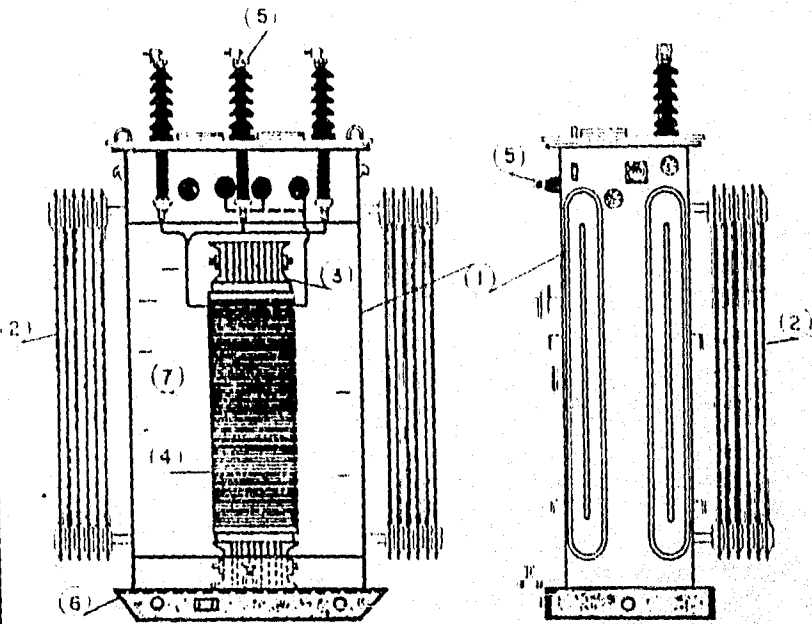
Los transformadores se diseñarán, fabricarán y probarán de acuerdo a normas ANSI aplicables, tanto para los núcleos, devanados y boquillas.

Características de diseño.

Los dos transformadores serán marca Continental Electric, uno de 1500 KVA y otro de 1000 KVA, en aceite y enfriamiento propio, con relación de transformación de 13.2/4.16 KV, 50 Hz, para 65°C de sobre elevación de temperatura sobre ambiente de 40°C, conexión delta-estrella, 1000 msnm con 2 derivaciones arriba y 2 abajo de 2.5% c/u de la tensión nominal primaria.

Elementos que constituyen el transformador.

- a) Núcleos o circuito magnético.
- b) Devanados.
- c) Aislamientos.
- d) Herrerajes.



PARTES ESENCIALES DEL TRANSFORMADOR

- 1.- TANQUE
- 2.- TUBOS RADIADORES
- 3.- NUCLEO (CIRCUITO MAGNETICO)
- 4.- DEVANADOS
- 5.- BOQUILLAS O AISLADORES DE PORCELANA
- 6.- BASE PARA DESLIZAR
- 7.- REFRIGERANTE

FIGURA V.1

- e) Tanque o recipiente.
- f) Boquillas.
- g) Ganchos de sujeción.
- h) Válvulas de carga de aceite.
- i) Válvulas de drenaje.
- j) Tubos radiadores.
- k) Placa de conexión a tierra.
- l) Base para deslizar.
- m) Placa de características.
- n) Taps o cambiador de derivaciones.
- o) Termómetro
- p) Manómetro.

Especificaciones de construcción.

Núcleos y devanados.

El núcleo se fabricará de laminaciones de acero eléctrico al silicio de alto grado de magnetización y permeabilidad. La laminación se recubrirá de aceite aislante, resistente al calor.

La estructura del núcleo será de alta resistencia mecánica y no deberá tener deformaciones. Será conectada sólidamente a tierra.

El aislamiento de los devanados será de un material de alta resistencia al calor y al envejecimiento. Para aumentar la consistencia de los devanados, estos deberán de impregnarse en un baño de barniz.

Las conexiones deberán sujetarse rigidamente para evitar daños por vibraciones.

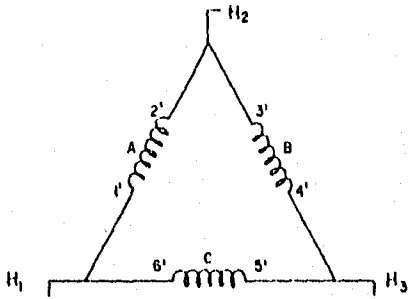
Boquillas.

Las boquillas se fabricarán de porcelana, homogénea y libre de cavidades y burbujas de aire, sin manchas, mal acabado u otros defectos perjudiciales. Serán para servicio exterior y estarán dotados de conectores adecuados.

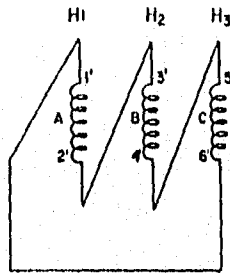
La porcelana de las boquillas será de alta resistencia mecánica a la perforación mayor que la que presenta la tensión de flameo en seco.

SIMBOLOS

DIAGRAMAS

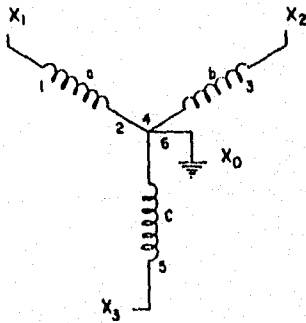


DELTA

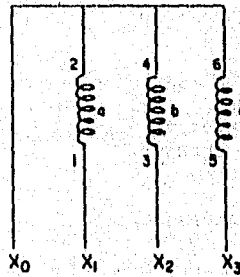


CONEXION DELTA

FIGURA U.2



ESTRELLA



CONEXION ESTRELLA

CONEXION DELTA ESTRELLA

### Tanque.

El tanque se fabricara de placa de acero de bajo contenido de carbono para facilitar el proceso de soldadura, tanto para la cubierta como el propio tanque se construira con los refuerzos adecuados permanentes, presiones mayores del 25% que la maxima que presenta el sistema de conservacion de aceite.

Las demas aberturas que sea necesario hacer al tanque tendran brida soldada y se suministraran con juntas provistas de topes.

El tanque de los transformadores se suministrara provisto de los siguientes accesorios.

- Cambiador de derivaciones de operacion externa y desenergizado.
- Filtro de prensa.
- Valvula de llenado.
- Valvula de drenaje y muestreo de aceite.
- Indicador de nivel de aceite tipo magnetico con contactos de alarma.
- Indicador de nivel de temperatura tipo caratula con contactos de alarma.
- Ganchos para maniobra.
- Aditamentos para conexion del tanque a tierra.
- Boquillas terminales de baja tension.
- Boquillas terminales de alta tension.
- Valvula de sobre presion, tipo mecanico con contactos de alarma.
- Relevador de sobre presion sabita.

El tanque debera tener gargantas de acoplamiento tanto en alta tension como en baja tension para interconectarse mecanica y electricamente a tableros blindados.

### Cambiador de derivaciones.

El transformador se suministrara con 4 cambiadores de derivaciones para operacion externa desenergizada con indicador de posicion y mecanismo de bloqueo de 2.5% cada una de la tension nominal primaria, dos arriba y dos abajo del voltaje nominal.

---



## CONDICIONES DE TRABAJO Y PRUEBAS DEL TRANSFORMADOR

## PRUEBAS AL TRANSFORMADOR

Objetivo. Comprobar el estado que guardan los aislamientos de los devanados de un transformador antes de ponerse en servicio.

En la fabricacion de un transformador son empleados materiales como: hierro, cobre o aluminio y aislamientos, para conocer sus características o tener una idea del estado que guardan, es necesario efectuar pruebas en estos elementos, que son:

1. Rigidez dielectrica del aceite.
2. Resistencia de aislamiento
3. Prueba de potencial aplicado
4. Prueba de sobrepotencial (potencial inducido)
5. Prueba de impulso.

## Rigidez dielectrica del aceite.

En los transformadores sumergidos en aceite este hace de refrigerante y de aislante; la rigidez dielectrica del aceite se determina en un dispositivo de material aislante construido para tal fin conocido como copa, la que en el interior contiene dos electrodos de 25.4 mm de diametro separados 2.54 mm. Se toma una muestra de aceite en la copa, teniendo cuidado que cubra los electrodos; se deja reposar 3 minutos hasta que esté sin burbujas; se aplica tension a razon de 3 KV por segundo hasta lograr la ruptura; se agita el aceite y se deja reposar durante un minuto y se aplica nuevamente potencial, repitiendo la operacion tres veces.

Todo el proceso anterior debe repetirse con dos o tres muestras más de aceite.

Para considerar el aceite en buen estado, el promedio obtenido en la forma descrita no debe ser menor a 25 KV.

---

DIAGRAMA ILUSTRATIVO PARA EL ENSAYO DE RIGIDEZ DIELECTRICA DEL ACEITE

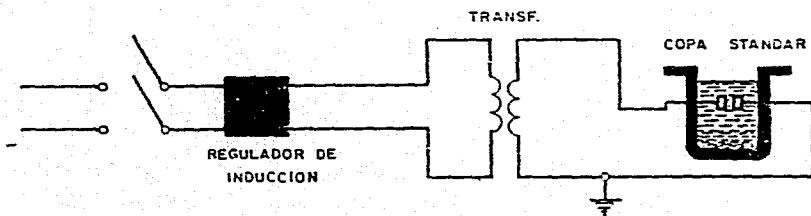


FIGURA V.3

Resistencia de aislamiento.

La medición de la resistencia de aislamiento sirve para tener una idea del estado en que se encuentran los aislamientos y en base a esto decidir si están en condiciones de soportar los esfuerzos dieléctricos que se originan al aplicar tensiones en prueba o trabajo.

El obtener valores bajos no indica en forma decisiva que el aislamiento sea deficiente, sino que puede indicar que hay humedad o suciedad en los aislamientos.

La medición de resistencia de aislamiento se efectúa comunmente con un megger que consta de una fuente de corriente directa y un indicador de megohms.

Las resistencias de aislamiento a determinar en un transformador son:

La resistencia que presenta un devanado con respecto a otro, la que presenta un devanado con respecto al núcleo y con respecto al tanque.

Las lecturas de resistencia de aislamiento se toman en:

Alta tensión contra baja tensión  
Alta tensión contra baja tensión + tanque a tierra  
Alta tensión + tanque a tierra contra baja tensión.

#### PRUEBA DE POTENCIAL APLICADO.

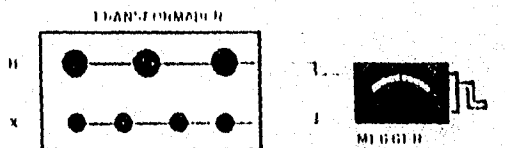
Una vez efectuadas las pruebas de rigidez dieléctrica y resistencia de aislamiento, se procede a realizar la de potencial aplicado; las conexiones para esta prueba son las mismas que para la resistencia de aislamiento, solo que la fuente es un transformador que está diseñado para este fin. La medición de voltaje aplicado se efectúa por medio de un voltmetro conectado a través de un transformador de potencial.

El valor eficaz del voltaje por aplicar dependerá de la clase de aislamiento del equipo bajo prueba, pero en general se puede seguir el siguiente criterio.

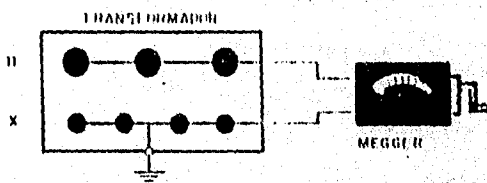
$$V \text{ prueba} = 2 V \text{ nominal} + 1000$$

---

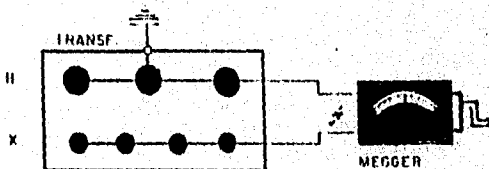
DIAGRAMAS ILUSTRATIVOS PARA EL ENSAYO DE RESISTENCIA DE AISLAMIENTO CON MEGGER



DE VANADO DE ALTO VOLTAJE VS DE VANADO DE BAJO VOLTAJE



ALTO VOLTAJE VS BAJO VOLTAJE Y TANQUE A TIERRA



ALTO VOLTAJE Y TANQUE A TIERRA VS BAJO VOLTAJE

FIGURA V.4

Para transformadores usados tomese el 75% del voltaje de prueba; la tension minima de aplicacion sera 4000 volts.

Tiempo de aplicacion: 60 segundos

La forma de realizar esta prueba se puede resumir como sigue:

Se parte de un voltaje minimo y se aumenta paulatinamente hasta el voltaje de prueba, lo que se logra en 15 segundos aproximadamente; al alcanzar el voltaje de prueba, este se mantiene durante 60 segundos; al final de este lapso se reduce gradualmente el voltaje hasta llegar al valor minimo; luego se desconecta la fuente.

Cuando el voltaje de prueba es muy alto 100 KV o mas es conveniente que al llegar al 70% de ese voltaje, se mantenga durante 60 segundos, de esta manera se liberaran las burbujas que pueda tener el aceite del transformador.

Debe evitarse la aplicacion e interrupcion subita de voltaje, ya que esto ocasiona ondas cuyas formas y valores de cresta originan esfuerzos dielectricos que danan el aislamiento.

#### PRUEBA DE SOBREPOTENCIAL (POTENCIAL INDUCIDO)

Esta prueba tiene por objeto comprobar el estado del aislamiento entre espiras, y entre las secciones que tiene un mismo devanado.

La forma de realizar esta prueba es la siguiente:

Excitese uno de los devanados del transformador (generalmente el de menor tension) con un voltaje del 200% del que corresponde a dicho devanado.

$$V \text{ prueba} = 2 V \text{ nominal}$$

Esta prueba se debe efectuar con una frecuencia de 120 c.p.s. y su tiempo de duracion sera el correspondiente a completar 7200 ciclos.

$$t = \frac{7200}{\text{frecuencia empleada}} \text{ seg.}$$

DIAGRAMA ILUSTRATIVO PARA EL ENSAYO DE POTENCIAL APLICADO

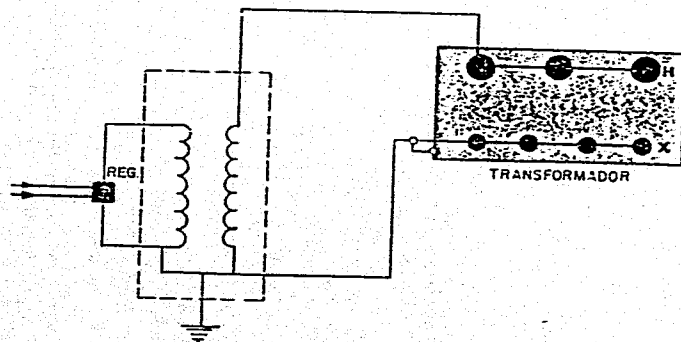


FIGURA V. 5

La frecuencia empleada sera mayor que la de alimentacion ya que de aplicar la frecuencia de alimentacion, la corriente de excitacion puede llegar a valores muy altos.

#### PRUEBA DE IMPULSO

La prueba de impulso y la de potencial aplicado son destructivas, por lo que deben efectuarse un minimo de veces en la vida de un aislamiento.

Para esta prueba es necesario contar con un equipo que simule las descargas atmosfericas.

La prueba se desarrollara de acuerdo con las pruebas normales de impulso.

1. Una onda completa del 50% del nivel de aislamiento.
2. Dos ondas abatidas en la parte descendente.
3. Una onda completa con cresta igual al nivel de aislamiento.

La onda estandar de impulso para la prueba es de 1.5 x 40 microsegundos (onda americana), si el transformador es capaz de disipar estas ondas sin dañarse, pasa la prueba.

Relacion de transformacion.

Tiene como objetivo principal el determinar la relacion entre el numero de vueltas del devanado primario y secundario.

Polaridad.

Su objetivo es el desplazamiento angular expresado en grados entre el vector que presenta la tension de la linea a neutro de una fase en alta tension y el vector que representa la tension de la linea a neutro en la fase correspondiente en baja tension.

Pérdidas en vacio.

Son la suma de las pérdidas por histéresis, más las pérdidas por corrientes inducidas en el hierro del nucleo.

---

Pérdidas con carga.

Es la energía consumida por los conductores al circular en ellos la corriente nominal del transformador.

Impedancia. Se mide colocando en corto circuito un devanado y haciendo circular por el otro corriente de plena carga, leyendo así directamente un voltaje, el cual nos sirve para calcular el porcentaje de impedancias del transformador.

Medición de resistencias.

La resistencia de un devanado se mide con suma precisión por medio de aparatos tales como el puente Whittstone y el puente Kelvin, el primero mide resistencias altas, mientras que el segundo mide resistencias pequeñas.

Elevación de temperatura. Las mediciones de temperatura tienen por objeto principal, demostrar que el transformador soportará su carga sin un excesivo calentamiento.

Prueba de presión. Un transformador debe garantizar hermeticidad absoluta durante su larga vida útil debido a que la existencia de fugas en el tanque propicia la entrada de humedad, o fugas de aceite, ocasionando esto una probable futura falla en el transformador.

#### OPERACION EN PARALELO DE TRANSFORMADORES

Definición. Se dice que dos transformadores están operando en paralelo cuando sus primarios están conectados a una misma fuente y los secundarios a la misma carga.

Razones para la operación en paralelo. dos o más transformadores operan en paralelo:

a) Cuando se aumenta la capacidad instalada en alguna industria o sistema, resulta más conveniente conectar en paralelo el transformador existente con otro para satisfacer la demanda, que instalar un nuevo transformador que tenga la capacidad total.

b) Cuando se desea continuidad de servicio en una instalación, la carga se divide en dos o más transformadores en paralelo, de tal manera que el servicio no quede interrumpido por falla o reparación de un transformador.



Condiciones para la operación en paralelo de transformadores.

Para que dos o mas transformadores operen correctamente en paralelo, deben satisfacer las siguientes condiciones:

- a) Que tengan igual relacion de transformación (iguales voltajes en sus devanados primarios e iguales voltajes en sus devandos secundarios).
- b) Impedancias inversamente proporcionales a sus capacidades.
- c) Igual relación de resistencia y reactancia (R/X).
- d) Igual polaridad.
- e) Conectarse con la misma secuencia de fase.

Clase de enfriamiento FOA.

DETERMINACION DE LA CAPACIDAD DE UN TRANSFORMADOR PARA EL EQUIPO DE BOMBEO.

Para fines prácticos se considera que un HP equivale a un KVA por lo tanto el transformador para un motor cuya potencia es equis HP será igual a equis KVA.

La formula para determinar la potencia del transformador es:

$$KVA = \frac{HP \times 0.746}{f.p. \times N}$$

La corriente:

$$I = \frac{KW \times HP}{\sqrt{3} \times E \times f.p. \times N}$$

$$KVA = \frac{KW \times HP}{f.p. \times N}$$

donde:

- KVA - potencia aparente en kilovolt- amperes
- KW - potencia activa o real en kilowatts
- I - corriente de fase en amperes
- E - voltaje de linea en volts
- f.p. - factor de potencia del motor
- N - eficiencia del motor
- HP - potencia en caballos de fuerza = 746 watts

Siendo 5 motores de 400 HP,  $fp = 0.9$ , eficiencia = 0.85

$$KVA = \frac{2000 \times 0.746}{0.9 \times 0.85} = 1950.32 \text{ KVA}$$

#### MANTENIMIENTO DE TRASFOMADORES

En los transformadores en particular se requiere poco mantenimiento en virtud de ser máquinas estáticas, sin embargo conviene que periódicamente se haga una revisión de algunas de sus partes como son:

- a) Inspección ocular del estado externo en general, observación de fugas de aceite.
- b) Revisión de las boquillas, observar si no están flameadas por sobretensiones de origen externo o atmosférico.
- c) Comprobación de la rigidez dieléctrica del aceite, que ésta sea correcta de acuerdo con las normas.
- d) Observar que los aparatos indicadores funcionen correctamente.

En la prueba de aislamiento del aceite se considera a esto como bueno si la tensión de ruptura es de 25 KV o mayor y se considera con cierta eficiencia si el valor de dicha tensión es menor hasta llegar al punto crítico o inoperable de 17.5 KV, por lo que procederá a su limpieza y secado para mejorar su resistencia dieléctrica o bien sustituirlo por aceite nuevo que reúna las condiciones anteriores.

Valor de ruptura del aceite con electrodos separados 0.1"

Condiciones	Tensión de ruptura.
Excelente	35 KV
Muy bueno	30 KV
Bueno	25 KV
Satisfactorio	22.5 KV
Dudoso	20 KV
Malo	Menor de 17.5 KV

## V.2 TABLEROS DE CONTROL

## TABLEROS BLINDADOS 15 KV Y 5 KV.

Normas. Los tableros se diseñaran, fabricaran y probaran de acuerdo a normas NOM aplicables.

## Caracteristicas generales.

Los tableros se construirán en lamina de acero rollada en frio, calibre 11 USG, con los dobleces y refuerzos necesarios de acuerdo a normas.

## TABLERO BLINDADO CLASE 15 KV.

Serán para servicio intemperie, NEMA 3R, color verde tierno, con secciones de acoplamiento a la garganta de un transformador de potencia del lado de alta tension y un ducto de acoplamiento entre tableros clase 15 KV para alojar interruptor en aceite. El voltaje de alimentación será: 13.2 KV, 3 fases, 60 Hz, y para el circuito de control de 127 volts, 60 Hz, a través de un transformador tipo seco con relacion de transformacion 13,200/127 volts, 60 Hz. El equipo de control y medicion se alojara en el tablero "CCM" cada tablero clase 15 KV se construira con lamina de acero calibre 11 USG.

## TABLEROS BLINDADOS CLASE 5 KV.

Serán para servicio intemperie, NEMA 3R, color verde tierno con seccion de acoplamiento a la garganta de un transformador de potencia del lado de baja tension. Cada tablero clase 5 KV estara formado por dos secciones una para alojar el interruptor principal y la otra para alojar el banco de capacitores.

## Especificaciones y construccion.

## Gabinetes.

Serán a prueba de polvo, con piso y acceso al mismo, sellado para evitar la entrada de roedores e insectos. con empaques de hule, se debe aplicar un proceso de desengrasado, desoxidación y banderizado, antes de aplicar la pintura anticorrosiva, conteniendo barras de cobre de capacidad no menor a 800 amps. con dos conectores en cada extremo para recibir cables de cobre calibre adecuado, la estructura del interruptor principal se debe conectar directamente a esta barra por medio de un contacto deslizante que conecte en la posición de cerrado y de prueba.

El proyecto consta de 2 gabinetes clase 15 KV y 2 gabinetes clase 5 KV.

Pruebas de fabrica.

Cada tablero, debe ser probado en fabrica, en presencia de la supervision de la Secretaria, probandose la resistencia de aislamiento, continuidad de circuitos, operacion de control en vacio y potencial aplicado.

-Ducto de acoplamiento.

Caracteristicas generales.

Sera de bus de fase no segregada, clase 15 KV, servicio intemperie, NEMA 3R, a prueba de polvo, con empaques de hule, 1200 amps., para acoplarse electrica y mecanicamente por ambos extremos a tableros blindados asi como interconectarse a la acometida. Se debe construir en lamina de acero en frio para formar la estructura del ducto, debe ser de un espesor no menor de 3mm (1/8"), cal. 11.

La longitud del ducto es aproximadamente de 2.40 m. La tornilleria para el ensamble, tuercas, roldanas, etc. debe ser galvanizada por inmersion en caliente.

Las conexiones o uniones de barras se debe proporcionar plateadas y filadas por tornillos.

Caracteristicas de diseño.

Debe ser capaz de soportar los esfuerzos debido a las corrientes simétricas por corto circuito de 71.9 MVA.

El grupo de barras trifasicas se deben proporcionar con aislamiento termoccontractil en toda su longitud, con mangas del mismo material o epoxi encapsulado. Las terminales y uniones deben estar cubiertas con cinta aislante o cubiertas aislantes y premoldeadas y aseguradas con tornillos de material aislante.

La corriente nominal debe ser de 1200 amps., la cual está dada por el valor eficaz de la corriente que es capaz de conducir las barras colectoras a la frecuencia nominal y sin exceder un incremento de temperatura ambiente de 40°C.

## V.3 SISTEMA DE TIERRAS.

## Objetivo.

Garantizar la seguridad del personal operativo de la planta y de los equipos e instalaciones en general, contra factores como descargas atmosféricas y fallas de fase a tierra.

## Características generales.

El sistema de tierras se instalará en forma de malla de material de cobre enterrado a una profundidad aproximada de 50 m sobre el nivel del piso terminando bajo la superficie con varillas verticales de 19mm  $\phi$  y una longitud de 3.05 metros.

Todos los elementos del sistema de tierra, incluyendo los conductores de las mallas de las conexiones y electrodos deben ser diseñados de tal manera que:

- a) Las unidades eléctricas no se fundan o deterioren en las condiciones más desfavorables de magnitud y duración de las corrientes de falla a que queden expuestas.
- b) Sean mecánicamente resistentes en alto grado, especialmente en aquellos lugares en que queden expuestos a un daño físico.
- c) Tengan suficiente conductividad para que no contribuyan apreciablemente a producir diferencia de potenciales locales.

Se comprobará que todos los armazones de los equipos que requieren aterrizaje, estén debidamente conectados a tierra. El sistema de tierras operará a una altura de 915.34 msnm y a una temperatura máxima de 42°C.

Se deberá practicar la medición de resistencia del sistema de tierras, lo cual no debe exceder de 10 ohms de acuerdo a normas NTIE. Igualmente se confirmará la continuidad del sistema. Las pruebas serán con megger de puesta a tierra.

El sistema de tierras incluye el aterrizado de todos los equipos de subestación y planta de bombeo.

---

Los electrodos seran de material de cobre e ira enterrado a una profundidad aproximada de 0.3 a 0.5 m debajo de la superficie, con varillas verticales de 5/8" de diametro y una longitud de 3 m, sobre todo cuando la resistividad del terreno sea alta. En ningun caso la resistencia del sistema de tierras sera mayor a 10 ohms.

Las conexiones de las varillas deben ser de capacidad de conduccion y de resistencia mecanica adecuada principalmente para conectar con conectores mecanicos los equipos:

- a. Todas las partes metalicas, normalmente no electrizadas que pueden quedar sujetas a una diferencia de potencial como: varilla, tanques de transformador, interruptores, etc.
- b. Electrodo con varillas para tierras, tuberias de agua etc.
- c. Pararrayos, apartarrayos, neutros de transformador, circuitos secundarios de potencia o alumbrado, tambien es deseable conectar los secundarios de los transformadores de corriente o de potencial solo que las conexiones a tierra de estos circuitos deben quedar restringidos a un solo punto en cada circuito para evitar corrientes de fuga que puedan afectar seriamente a relevadores y medidores.

Todos los elementos del sistema de tierra, deben ser disenados de tal manera que:

- a) Las uniones electricas no se fundan o deterioren en las condiciones mas desfavorables de magnitud y duracion de las corrientes de falla a que queden expuestas.
- b) Sean mecanicas resistentes en alto grado, especialmente en aquellos lugares en que queden expuestos a un dafio fisico.
- c) Tengan suficiente conductividad para que no contribuyan a producir diferencias de potencial locales.
- d) Se aterrizaran tambien las carcasas de los motores, barandales metalicos y todo equipo pertinente del equipo de bombeo.

Se considerara bajo esa denominacion todos los elementos para la fijacion de los aisladores de apoyo y el conductor, para la fijacion del cable de tierra al apoyo, los elementos de proteccion electrica de los aisladores, y los accesorios del conductor como separadores, antivibradores, etc.

**PRUEBAS AL SISTEMA DE TIERRAS.**

1. Medicion de la resistencia de malla de tierras.
2. Verificacion de la puesta a tierra de todos los equipos y continuidad.

La resistencia del sistema de tierras no debe ser mayor de 10 ohms, si se mide en tiempo de estiaje y no mayor de 5 ohms. en tiempo de lluvias.

Estas pruebas se consideran basicas y deberan hacerse bajo supervision.

Si las lecturas o mediciones que se hayan tomado arrojan resultados desfavorables o si existiera alguna falla en el equipo, se realizara el ajuste necesario para corregir la falla y repetir pruebas hasta dejar funcionando los equipos satisfactoriamente.

Las pruebas anteriores se efectuaran de acuerdo a normas aplicables de la SECOFI, CFE, NOM, NEMA Y ANSI.

---

## V.4 PRUEBAS DE CAMPO A LA OBRA ELECTRICA.

## Pruebas Primarias

Cada equipo debe ser probado en forma individual y posteriormente probado en vacio en el circuito donde vava a trabajar. Las pruebas minimas se describen a continuacion, ademas de las pruebas de campo, deberan recabarse con anticipacion los resultados de las pruebas de control de calidad efectuadas en fabrica, estos datos son muy utiles como medio de comparacion.

Las pruebas a que deberan ser sometidos los equipos antes de ponerlos en servicio, son las siguientes:

## 1. Transformadores.

1.1 Pruebas de aislamiento de devanados utilizando el megger motorizado y el probador de factor de potencia.

1.2 prueba del liquido aislante (aceite o askarel), utilizando la copa del factor de potencia.

1.3 Prueba de rigidez dielectrica del aceite o askarel.

1.4 Prueba de resistividad del aceite

1.5 Prueba de color del aceite

1.6 Prueba de aislamiento de boquillas

1.7 Prueba de relacion de transformacion

1.8 Prueba de polaridad en transformadores de corriente y de potencial.

1.9 Calibracion y prueba de sensores de temperatura, presion, nivel fluido, etc.

1.10 Prueba de operacion manual y automatica de ventiladores.

1.11 Prueba de alarmas.



2. Interruptores de potencia.

- 2.1 Prueba del aceite utilizando la copa de factor de potencia.
- 2.2 Prueba de rigidez dieléctrica del aceite
- 2.3 Prueba de aislamiento en Espillas
- 2.4 Pruebas de aislamiento de las partes internas del interruptor en circuito abierto y cerrado.
- 2.5 Pruebas de resistencia de contactos.
- 2.6 Prueba de apertura y cierre simultaneo del interruptor.

3. Cuchillas desconectadoras.

- 3.1 Prueba de contactos
- 3.2 Prueba de mecanismos

4. Transformadores para instrumentos.

- 4.1 Prueba de resistencia de aislamiento
- 4.2 Prueba de polaridad
- 4.3 Verificación de polaridades en su posición relativa en cada fase.

5. Tablero de señalización.

- 5.1 Prueba de cuarto de alarmas
- 5.2 Prueba de circuitos de señal provenientes de sensores.
- 5.3 Prueba de operación de voltímetros, amperímetros, kilowattímetros, etc.

6. Relevadores de protección.

- 6.1 Prueba de operación de los relevadores utilizando el equipo multi-amp.
- 6.2 Prueba de alambrado de los circuitos de señal.
- 6.3 Puesta en posición de la coordinación de protecciones.

## 7. Apartarrayos

### 7.1 Prueba de aislamiento.

Las pruebas serán por métodos no destructivos los cuales son empleados para propósitos de aceptación y mantenimiento de equipos en operación o durante su instalación.

Dentro de estos caen las llamadas pruebas de puesta en servicio o aceptación y las pruebas rutinarias de mantenimiento que es lo que se pretende dirigir este trabajo, que llamaremos pruebas de campo, y dividiremos en dos grupos:

#### Pruebas de aislamiento.

La característica principal y de mayor importancia en las máquinas y aparatos eléctricos, está constituida por el aislamiento, el cual es el punto más vulnerable y por lo tanto al que debe estrecharse su vigilancia, lo cual se logra con la aplicación de un buen programa de pruebas que puedan detectar cualquier tipo de falla.

Un aislamiento podemos definirlo como aquel material que por sus características se emplea como separador de ciertas cantidades de energía eléctrica y por el cual circula una corriente de muy pequeña magnitud cuando se le aplica una diferencia de potencial entre dos puntos cualesquiera y que sus propiedades son las de un dieléctrico. Se clasifican de acuerdo a su estado físico en: aislamientos sólidos, líquidos y gaseosos.

En términos generales, estas son las temperaturas a las que se puede operar cada clase de aislamiento sin deteriorarse.

Temperatura en °C

Material	Valor límite del punto más caliente	Elevación límite del punto más caliente *
Clase O	90	60
Clase A	105	65
Clase B	130	90
Clase II	180	140
Clase C	sin límite seleccionado	sin límite seleccionado

\*Basado en una temperatura ambiente de 40°C

### Absorción dieléctrica

La absorción dieléctrica es un fenómeno que se presenta en los dieléctricos imperfectos, en donde las cargas positivas y negativas se separan y se acumulan en ciertas regiones dentro del dieléctrico.

Este fenómeno se presenta así mismo, como una corriente que disminuye gradualmente con el tiempo, después de haber aplicado una tensión de corriente continua fija.

En la practica la manifestación clásica del fenómeno de absorción dieléctrica se tiene cuando se efectúan mediciones de la resistencia de aislamiento, en donde al aplicarse una tensión de corriente continua constante a un aislamiento determinado, se tiene una resistencia inicial de valor reducido, la cual se incrementa con la duración de la prueba; para esto, es necesario contar con cierta cantidad de energía para establecer el campo electrostático, sin embargo, una vez que este se ha establecido plenamente, la corriente de carga necesaria llega a un valor tal que es función de las fugas o dispersión continuas a través del aislamiento.

La energía requerida para cargar un aislamiento, usualmente es referida como las pérdidas por absorción dieléctrica,

Las pérdidas por absorción dieléctrica son muy sensibles a los cambios pequeños en el contenido de humedad en un aislamiento y a la presencia de otro tipo de impurezas, es decir, un pequeño aumento en el contenido de humedad, redundará en un gran incremento de la absorción dieléctrica.

La corriente que toma un aislamiento, debido al fenómeno de absorción dieléctrica, representa cierta energía almacenada reversible, que puede ser liberada después de cesar la aplicación de la tensión. Esta energía es la que causa la reaparición de una cierta tensión en los electrodos de un dieléctrico, después de haberse disipado la energía almacenada a través de un circuito corto.

---

Cuando un aislamiento está sometido al almacenamiento de energía en el proceso de polarización, se tendrán, por supuesto, ciertas pérdidas asociadas dentro de él cuando está sometido a un campo alterno de cierta frecuencia particular. A frecuencia cero, estas son tan insignificantes, que pueden despreciarse para fines prácticos. Esta es una de las causas que ha impulsado al desarrollo de los probadores de aislamiento de corriente continua como el probador de resistencia de aislamiento megger.

#### Rigidez dieléctrica

Se conoce también como resistencia a la ruptura y es característica distintiva de los materiales.

La rigidez dieléctrica de un material es el gradiente de potencial al cual ocurre su falla o ruptura.

Para obtener el valor real de la rigidez dieléctrica de un material, debe aplicarse el gradiente de potencial máximo y la pieza y electrodos de prueba deben diseñarse de tal forma que se esté en condiciones de obtener durante la prueba este gradiente lo más uniforme posible.

#### Pérdidas dieléctricas

Las pérdidas dieléctricas son la relación de tiempo en que la energía eléctrica se convierte en calor dentro de un dieléctrico cuando éste se ha sometido a la acción de un campo eléctrico.

Los aislamientos sólidos, contienen poros que alojan pequeñas partículas de aire. No obstante que uno de los propósitos de someterlos a impregnación de líquidos aislantes es el de eliminarlos, siempre persiste una pequeña cantidad de éstos, los cuales pueden sobreesforzarse e ionizarse durante la aplicación de la tensión de prueba, con lo que las pérdidas medidas aumentarán con la adición de éstas.

La presencia de poros ionizados puede causar carbonización y radiointerferencia, inclusive con la tensión normal de operación.

Las pérdidas dieléctricas de la mayoría de los aislamientos tienden a incrementarse con la temperatura, a tal grado que se ha llegado a conocer casos en los que ha ocurrido la falla del aislamiento por el efecto acumulativo de la temperatura.

El comportamiento de un aislamiento en servicio puede entenderse más fácilmente si se considera como un capacitor, considerándose el conductor como una de sus placas, mientras que el bastidor de tierra de los aparatos formará la otra, siendo el dieléctrico en este capacitor hipotético, el aislamiento.

La constante dieléctrica de un aislamiento, es una indicación de éste, para pasar una cantidad determinada de flujo a través de él, teniéndose al aire como una norma de referencia para comparación.

Un aislamiento de constante dieléctrica elevada, estará en condiciones de pasar a través de él mayor cantidad de flujo dieléctrico que otro de menor valor, bajo las mismas condiciones eléctricas.

Las siguientes son constantes dieléctricas de los aislamientos más comunes:

Aislamiento	Constante dieléctrica
Aire	1.0
Acelte	2.1
Papel	2.0
Porcelana	7.0
Hule	3.6
Agua	81.0
Hielo	86.4

Las constantes dieléctricas de la mayoría de los aislamientos comerciales oscila entre 0.2 y 0.7, sin embargo, y puesto que la constante dieléctrica del agua es de 81.0, cuando un aislamiento se encuentra seco, la capacitancia aparente se incrementa, pero también se observa un incremento en las pérdidas dieléctricas.

Los cambios de la capacitancia normal de un aislamiento nos indica tener condiciones anormales en el aislamiento, generalmente, presencia de humedad, secciones de capacitores en circuito corto en una boquilla, o ruptura de las pantallas de tierra de las boquillas.

#### Factor de potencia

El factor de potencia de un dieléctrico es una indicación de sus pérdidas por unidad de volumen, cuando la permitividad permanece constante. De aquí que el factor de potencia es una propiedad inherente del dieléctrico y es independiente de su volumen.

El factor de potencia se define por:

$$FP = P \cos \theta / E I$$

donde:

P = potencia en watts

E = tensión en volts

I = corriente en amperes

$\theta$  = ángulo de fase entre E e I.

Las pérdidas de potencia P son, de acuerdo al efecto Joule, las correspondientes a  $RI^2$ .

Las pérdidas de potencia en el dieléctrico están dadas por  $E^2 G$ .

G = conductancia paralelo equivalente G.

Cuando el factor de potencia es de valor bajo, G es muy pequeña comparada con C y por lo tanto despreciable con lo que se tendrá:

$$FP = G/C = \tan \delta$$

Que se conoce como factor de disipación.

El factor de potencia puede usarse como un criterio de pérdidas al comparar especímenes hechos de un material dieléctrico dado.

### Resistencia de aislamiento

La resistencia de aislamiento se puede definir como la oposición presentada por un aislamiento dado al libre flujo de la corriente producida al aplicar una diferencia de potencial por medio de una fuente exterior de corriente continua.

Esta resistencia es del orden de millones de ohms (megohms) por tratarse, de una medición aplicada a materiales en los que teóricamente no circula corriente.

No obstante, hay un cierto flujo de corriente bajo la aplicación de una diferencia de potencial; esta se conoce como la corriente de aislamiento y consta de dos componentes principales:

1) La corriente que fluye dentro del volumen del aislamiento y que a su vez se descompone en tres corrientes:

Corriente capacitiva  
Corriente de absorción dieléctrica  
Corriente de conducción irreversible.

2) La corriente que fluye por las sendas de dispersión encontradas sobre la superficie del aislamiento, conocida como la corriente de dispersión o de fuga.

Cuando se aplica una tensión de corriente continua a un aislamiento por medio de una fuente exterior, la corriente de aislamiento tendrá un valor inicial muy elevado que gradualmente irá disminuyendo con el paso del tiempo y finalmente alcanza un valor constante. La baja resistencia inicial se debe, principalmente, a la alta corriente capacitiva de carga inicial. Esta corriente decae rápidamente un valor insignificante (dentro de los primeros 15 segundos) mientras se carga el aislamiento.

Esta baja resistencia inicial también se debe en parte a la corriente de absorción inicial que también es de gran magnitud, y también disminuye con el transcurso de la prueba aunque de forma mas gradual, siendo necesario, usualmente un tiempo que puede variar desde 10 minutos a varias horas para que manifieste valores insignificantes.

---

En el campo no se toman en consideración las corrientes obtenidas después de los diez minutos. Esto se ha normalizado con el fin de hacer más funcional esta prueba.

La corriente de fuga o dispersión no experimenta cambios durante la prueba, por ello esta corriente se toma como un factor primario para juzgar la calidad de un aislamiento. La resistencia de aislamiento varia directamente con el espesor e inversamente con el área del aislamiento bajo prueba.

La resistencia de aislamiento y la absorción dieléctrica pueden verse afectadas, cuando se miden, por la presencia de una carga previa al aislamiento. Por ello cuando se hacen las mediciones es necesario descargar el espécimen de prueba.

---



## CAPITULO V SUBESTACION ELECTRICA

### V.5 MANTENIMIENTO DEL EQUIPO ELECTRICO.

Para un periodo de operacion de 12 años aproximado de la planta de bombas se recomienda la implantacion de 3 normas de mantenimiento preventivo las cuales consistiran en lo siguiente:

Mantenimiento A. Consiste en ejecutar trabajos de inspeccion, comprobacion y revision en todas y cada una de las diferentes areas de la planta de bombas para lo cual, practicamente no se requiere equipo o herramienta especial. Se recomienda que tenga una periodicidad de 3 meses tomando en cuenta que la operacion de los equipos debera hacerse en forma rotativa.

Mantenimiento B. Comprende los trabajos de mantenimiento ejecutando labores de ajustes y calibraciones tanto mecanicas como electricas dentro de los cuales pueden surgir algun mantenimiento de caracter preventivo. En su realizacion se requiere cierto equipo auxiliar y herramienta. Se recomienda que tenga una periodicidad de 6 meses.

Mantenimiento C. Comprende todos los trabajos realizados en el mantenimiento A y B asi como trabajos propiamente de mantenimiento correctivo. Para su realizacion se requiere equipo auxiliar, herramienta y en algunos casos reposicion de elementos y dispositivos que resulten con anomalia.

Se recomienda que tenga una periodicidad de un año.

El mantenimiento descrito se aplica a los equipos mecanicos y electricos pero en este capitulo describiremos el mantenimiento para el equipo electrico.

#### Tablero de interruptor y excitatriz.

1. Revision de paneles de alarmas y cambio de lamparas fundidas.
2. Limpieza de cables.
3. Revisar cables sueltos.
4. Revisar amarres de cables.

Mantenimiento tipo A.

5. Reapretar conexiones de control y fuerza.
6. Revisión y funcionamiento correcto de pulsadores y señalización equipo de medición.
7. Comprobar el funcionamiento correcto de alarmas.
8. Limpieza interior de barras y aislador quitando tapas laterales.

Mantenimiento tipo B.

9. Revisar identificación de cables.
10. Pintura.

Mantenimiento tipo C.

Seccionador.

1. Limpieza.
2. Observar oxidación en armadura metálica.
3. Limpiar balanzas aislantes y aisladores.

Mantenimiento tipo A.

4. Apretar contactos.

Mantenimiento B.

5. Accionar el seccionador comprobando juegos presión de contactos.

Mantenimiento C.

Interruptores bajo volumen de aceite.

1. Revisión visual y limpieza exterior desluciendo.
2. Revisión de niveles de aceite.

Mantenimiento tipo A.

3. Comprobar disparo y observar bobina de disparo.
4. Comprobar enclavamiento mecánico y eléctrico.

Mantenimiento tipo B.

5. Comprobar el funcionamiento de funcionamiento de accionamiento mecánico y engrasar si amerita.
6. Comprobar el estado de aceite cambiando si es necesario.
7. Comprobar relés y estado de los contactos.
8. Limpieza de la cámara de extinción.

Mantenimiento tipo C.

## Aparatos y relevadores de proteccion.

1. Limpiar exteriormente.
2. Comprobar el estado de los aisladores.
3. Observar mecanismos y observar que se muevan libremente.
4. Limpieza de los relevadores auxiliares de cada uno de los reles.

## Mantenimiento tipo A.

5. Simular el funcionamiento de los elementos de proteccion por sobretemperatura del motor.
6. Simular el funcionamiento de los relevadores de sobrecorriente.
7. Simular el funcionamiento de los relevadores de diferencial.
8. Simular el funcionamiento del relevador de deslizamiento.
9. Simular el funcionamiento del relevador por bajo voltaje C.A.

## Mantenimiento tipo B.

10. Comprobar accionamiento, ajuste y tiempo de disparo.
11. Revisar y apretar conexiones.
12. Comprobar la escala de tiempos.
13. Comprobar el funcionamiento correcto con equipo adecuado los relevadores, sobrecorriente, cortocircuito, diferencial y deslizamiento.
14. Comprobar el funcionamiento correcto de los elementos de proteccion por sobretemperatura del motor.

## Mantenimiento tipo C.

## Transformador tipo seco en tablero.

1. Revision y limpieza de aisladores y barras.
2. Revisar devanados limpiar y sopletear.

## Mantenimiento tipo A.

3. Limpieza interior desmontando tapas laterales.
4. Rebizar barnizado y estado de humedad.

## Mantenimiento tipo B.

5. Medicion de aislamiento.
6. Apretar juntas conexiones y bornes.

## Mantenimiento tipo C.

## Contactores de excitación.

1. Limpieza exterior sopleteando
2. Observar vibraciones zumbidos limpiar exteriormente.
3. Comprobar la desconexión de tensión o caída.
4. Comprobar el accionamiento mecánico.
5. Limpieza y comprobar control.

Mantenimiento tipo A.

6. Limpiar contactos y cambiar si es necesario.
7. Comprobar la sujeción de contactos fijos y posición de móviles.
8. Apretar tornillos y conexiones de sujeción.

Mantenimiento tipo B.

9. Revisar estado de bobinas cambiar si es necesario.
10. Comprobar enclavamiento mecánico y eléctrico.
11. Limpieza de las superficies de contactos y la estructura metálica.

Mantenimiento tipo C.

## Tableros.

1. Limpieza interior y exterior.
2. Limpieza exterior a medidores de temperatura de chumaceras.
3. Limpieza exterior de conmutadores de levás.
4. Limpieza exterior de electroniveles.
5. Limpieza de cables.
6. Revisión y funcionamiento de selectores y pulsadores.
7. Verificar el funcionamiento correcto de señalización del cuadro de alarmas.
8. Verificar el funcionamiento correcto de los aparatos de medida eléctrica.

Mantenimiento tipo A.

9. Cambiar focos defectuosos en paneles de alarmas.
10. Revisar amarres de cables.
11. Revisión de identificación de cables.

Mantenimiento tipo B.

12. Ajustar medidor de temperatura de chumaceras.
13. Verificar funcionamiento correcto de conmutadores de levás.
14. Revisar cables sueltos.
15. Reapretar conexiones de control.
16. Verificar funcionamiento correcto de electroniveles.

Mantenimiento tipo C.

## Contactores en vacio:

1. Observar vibraciones y ruidos limpiar exteriormente.
  2. Limpieza y comprobar control.
  3. Limpieza de las superficies de los contactos.
  4. Limpieza de la estructura metalica.
- Mantenimiento tipo A.
5. Observar que se tenga buena conexion a barras o bus del tablero
  6. Revisar estado de bobinas.
- Mantenimiento tipo B.

7. Comprobar la desconexión de tensión o caída.
8. Comprobar accionamiento mecanico.
9. Limpiar contactos cambiando si es necesario.
10. Comprobar sujeción de contactos fijas y posición de móviles.
11. Apretar tornillos conexiones y tornillos de sujeción.

## Transformadores de medida:

1. Limpieza exterior.
  2. Comprobar y corregir valores señalados en aparatos de medida.
  3. Limpiar y comprobar estado de aisladores.
- Mantenimiento tipo A.

4. Comprobar temperatura.
  5. Comprobar conexiones y puesta a tierra.
- Mantenimiento tipo B.

6. Comprobar relación de transformación.
- Mantenimiento tipo C.

## Lineas electricas.

1. Observar flecha catenaria.
  2. Observar retenciones.
  3. Observar estado de partes conductoras y aislantes.
- Mantenimiento tipo A.

4. Observar estado de soportes y pintarlos si es necesario.
  5. Revisar amarres, empalmes, grapas y conexiones.
  6. Observar posibles anomalías eléctricas.
- Mantenimiento tipo B.

7. Comprobar aislamiento.
  8. Revisar y limpiar aisladores.
  9. Comprobar protecciones contra agentes atmosfericos.
- Mantenimiento tipo C.
-

## Transformadores de medida.

1. Comprobar y corregir valores señalados en aparatos de medida.
2. Comprobar temperatura.
3. Limpiar y comprobar estado de aisladores.

Mantenimiento tipo A.

4. Comprobar conexiones y puesta a tierra.
5. Comprobar aislamiento.

Mantenimiento tipo B.

6. Comprobar relación de transformación.

Mantenimiento tipo C.

## Apartarrayos.

1. Inspección visual de accionamiento, válvulas de seguridad.
2. Limpieza.

Mantenimiento tipo A.

3. Comprobar descarga a tierra.

Mantenimiento tipo B.

4. Pintar para protección.

Mantenimiento tipo C.

## Transformadores de subestación.

1. Comprobar el funcionamiento de los ventiladores.
2. Revisar temperatura.
3. Revisar conexiones.
4. Observar carga con los aparatos de medida.
5. Apretar conexiones bornes y juntas.
6. Revisar nivel y pérdidas de aceite.
7. Limpieza cuba de transformadores.

Mantenimiento tipo A.

8. Revisión y limpieza de barras aisladores.

9. medir resistencia de aislamiento y puesta a tierra.

Mantenimiento tipo B.

10. Medir rigidez dieléctrica y filtrado si es necesario.

11. Comprobar el funcionamiento correcto del relevador térmico, temperatura diferencial, bajo voltaje, falla a tierra y alimentación c.c.

12. Comprobar color silica-gel y cambiar si es necesario.
13. Desmontaje y ajuste total.
14. Verificación del consumo de energía de los equipos de medición de la C.F.E.
15. Revisión de los taps de derivaciones.
16. Pintura general.

#### Mantenimiento tipo C.

##### Tablero

1. Revisar calefacciones.
2. Limpieza interior y exterior.
3. Revisar estanqueidad de agua.

#### Mantenimiento tipo A.

4. Revisar cables sueltos.

#### Mantenimiento tipo B.

5. Reapretar conexiones de control y fuerza.
6. Pintura si lo amerita.
7. Limpieza de cables.
8. Revisar amarres de cables.
9. Revisar identificación de cables.
10. Revisión y funcionamiento de selectores, pulsadores, señalización y equipo de medición.

#### Mantenimiento tipo C.

##### Conductores de baja tensión.

1. Prueba de continuidad con megger de: transformador a interruptor, interruptor a arrancador, arrancador a motor. Inspección visual de cables y limpieza de conectores.

#### Mantenimiento tipo A.B. y C.

---

## Seccionadores de Alta tension.

1. Observar grietas de baquelita
2. Observar oxidacion de armadura metalica.

## Mantenimiento tipo A.

3. Comprobar el funcionamiento de accionamiento mecanico y engrasar.
4. Comprobar el estado del aceite cambiado si es necesario.
5. Limpiar y comprobar aisladores bridas y espárragos y conexiones.
6. Comprobar el disparo y observar el estado de bobina de disparo.
7. Comprobar reles y estado de contactos.

## Mantenimiento tipo B.

8. Limpieza de la cuba y camara de extincion.
9. Comprobar enclavamiento electrico y mecanico.

## Mantenimiento tipo C.

## Relevadores de proteccion.

1. Comprobar el funcionamiento correcto.

## Mantenimiento tipo A.

2. Comprobar el ajuste y tiempo de disparo.
3. Observar si necesitan limpieza los contactores auxiliares.
4. Revisar y reapretar conexiones.

## Mantenimiento tipo B.

5. Comprobar el funcionamiento de los relevadores de sobrecorriente, cortocircuito y de diferencial con caja de pruebas.
-



e. Falla a tierra.

Mantenimiento tipo C.

Sistema de alumbrado.

1. Limpieza exterior de lamparas.
2. Cambiar lamparas fundidas o defectuosas.

Mantenimiento tipo A.

3. Revisar los contactos y limpiarlos.
4. Comprobar maniobra correcta.
5. Revisar y reapretar conexiones.
6. Limpieza interior de lamparas.

Mantenimiento tipo B.

7. Revisión de conexiones de registros.
8. Revisión de acoplamiento de tubo conduit y sellos en condulets.
9. Revisión de fotoceldas.
10. Checar control de los sistemas de alumbrado.
11. Checar control de alumbrado de emergencia y lamparas.

Mantenimiento tipo C.

Aparatos de medicion.

1. Limpieza.
2. Comprobar funcionamiento correcto y apretar conexiones de voltmetros, ampermetros, kilowathorimetro, wattmetro y vermetro.

Mantenimiento tipo A, B, y C.

---

## V.6 CAUSAS DE FALLAS EN LAS INSTALACIONES ELECTRICAS

Algunas de las causas más comunes que producen fallas en las instalaciones eléctricas son las que se mencionan:

1. Fallas en los aislamientos de las máquinas, aparatos y cables producidas por envejecimiento, calentamiento o corrosión.
  2. Fallas de aislamiento en aire o en los materiales de máquinas y aparatos debido principalmente a sobretensiones de origen atmosférico, por maniobra de interruptores o contaminación a tensiones a la frecuencia de operación del sistema.
  3. Efecto de la humedad en el terreno y el medio ambiente.
  4. Fallas mecánicas en las máquinas, fallas en las líneas de transmisión, roedores en cables y tableros, etc.
  5. Errores humanos en las maniobras como apertura de cuchillas bajo condiciones de carga, falsas maniobras, etc.
  6. Sobrecarga en transformadores, generadores y líneas de transmisión.
  7. Accidentes provocados por animales como son patadas en las líneas de transmisión, roedores en cables y tableros, etc.
- Este tipo de fallas y algunas otras de la misma naturaleza se pueden agrupar como sigue:

- Sobrecargas
- Cortocircuito
- Caída de tensión
- Elevación de tensión

## SOBRECARGAS.

En las instalaciones eléctricas y sobre todo las de tipo radial se debe hacer un dimensionamiento para la carga y sobrecarga previsible en cada parte, ya que, en un sistema se tiene en diferentes puntos valores diferentes de corriente, y por consiguiente los valores de las sobrecargas serán diferentes en dichos puntos.

Se puede expresar la sobrecarga como un porcentaje de la corriente nominal diciendo por ejemplo que una sobrecarga del 25% corresponderá a 1.25 veces la corriente nominal.

Desde el punto de vista del proyecto se debe calcular las secciones de los conductores y los niveles de aislamiento en función de las máximas solicitaciones previsibles, ya que, un pequeño aumento de la corriente nominal en algunos casos puede representar una sollicitación severa si se prolonga en el tiempo.

En caso de redes eléctricas ya instaladas donde el ciclo de operación de la carga puede cambiar a lo largo del tiempo se presenta con frecuencia la necesidad de cambiar las características de los conductores para adecuarlas al desarrollo de la red, por lo que es importante en la planeación pronosticar con cierta aproximación el posible desarrollo del sistema considerando los límites de máxima tolerancia en corriente y tiempo particularmente para todos aquellos elementos eléctricos que son insustituibles.

Por ejemplo una corriente del orden del 150% de la corriente nominal será tolerable por un tiempo proporcionalmente menor.

La curva de tolerancia corriente-tiempo ya sea para las máquinas o para las líneas eléctricas dependen de varios factores, el primero entre otros es el medio refrigerante existente, de hecho el efecto térmico en caso de sobrecarga que es el más importante crece con el cuadrado de la corriente y tiene una forma asintótica.

## CONSTANTE TERMICA EN LAS MAQUINAS ELECTRICAS.

La capacidad de sobrecarga de una instalación depende de hecho del medio refrigerante, la cantidad de corriente que se puede soportar es tanto mayor cuanto menor es la temperatura del medio. En las máquinas eléctricas y en particular en los transformadores la potencia de placa esta referida a la máxima temperatura admisible lo que no limita que a temperaturas menores se pueden entregar potencias mayores.

Dicho de otra manera:

Si  $T_i$  es la temperatura inicial de la máquina para una carga dada  $P$ .

$T_f$  es la temperatura de equilibrio final alcanzada por la máquina después de un brusco salto de la carga.

Se define la constante térmica  $\theta$  como el tiempo que transcurre del paso de  $T_i$  a  $T_f$  de acuerdo a la ley de variaciones de la temperatura, que puede ser exponencial a partir de la tangente del punto inicial de la temperatura  $T_i$ .

La constante de tiempo es tanto mayor cuanto mas elevada es la capacidad térmica de la máquina (o de la instalación) y cuanto menor sea la conductancia térmica de dispersión.

Se puede afirmar que en el caso de transformadores de media y gran potencia, la temperatura de régimen se alcanza en un tiempo que está alrededor de 4.5 veces la constante de tiempo (considerando como inicio del fenómeno el instante en que se conecta la carga).

Sobre la temperatura de régimen los cables y las máquinas toleran variaciones limitadas en el tiempo y bajo este punto de vista la sobrecarga se puede ajustar a aquella variación de corriente que produce una variación de temperatura sobre cualquier parte de la instalación.

En base a lo dicho se puede plantear como medio indirecto de prevención de sobrecargas:

- a) Protecciones sensibles a las variaciones de corriente dentro de los límites en los cuales tales variaciones se encuentran dentro del concepto de sobrecarga.
- b) Protecciones sensibles a las variaciones de temperatura.

#### CORTO CIRCUITO.

Se produce un corto circuito cuando existe contacto entre dos o más conductores de distinta fase o entre un conductor de fase y tierra, los cortocircuitos normalmente aumentan en forma considerable la magnitud de la corriente que circula por los circuitos eléctricos. Este fenómeno del corto circuito representa la sollicitación más severa a la que se puede ver sometida una instalación eléctrica ya que en su manifestación más acentuada produce efectos térmicos y efectos dinámicos que en ocasiones se presentan con tal violencia que pueden provocar la destrucción mecánica de las máquinas e inclusive de los materiales.

Estadísticamente se observa que la mayoría de las fallas de este tipo tienen su origen en una falla de línea a tierra. Con relación a los efectos térmicos y dinámicos de las corrientes de corto circuito. En general la intensidad de la corriente que define una falla como un corto circuito es de por lo menos dos veces el valor de la corriente nominal.

#### EFFECTOS TERMICOS DEL CORTO CIRCUITO

Una protección bien realizada y selectiva elimina un corto circuito de la red en algunas décimas de segundo, en cambio si esto no ocurre, las consecuencias térmicas de las corrientes de corto circuito sobre las instalaciones aun cuando en la primera etapa del fenómeno no tienen mucha importancia, después, cuando la energía térmica acumulada se difunde a todas las partes no metálicas de la instalación, puede provocar problemas severos.

Se puede presentar el caso de que con corrientes de corto circuito muy elevadas, se pueden alcanzar también temperaturas elevadas en unos cuantos segundos cuando los medios refrigerantes y los aislamientos no tienen el tiempo suficiente para absorber la sobret temperatura que se presenta de improviso. Los puntos más delicados y fáciles de ceder son en este caso las partes metálicas mecánicamente más frágiles, donde el considerable efecto térmico se suma a las sollicitaciones dinámicas producidas por las corrientes de corto circuito.

La notable diferencia entre la velocidad de disipación de la temperatura sobre los soportes metálicos y sobre los aislantes hace que la temperatura acumulada se transfiera al exterior aún más lentamente, como ocurre en un cable conductor aislado con termoplástico, el mismo material aislante del cable contribuye por un cierto periodo de tiempo a mantener la temperatura del conductor a niveles elevados.

La temperatura del conductor se representa a su valor máximo (cuando el corto circuito se ha eliminado) el aumento de temperatura en el medio aislante provoca desde luego un proceso de envejecimiento del mismo en un tiempo mas o menos largo.

CLASE	MATERIAL	TEMP. MAX. °C
Y	PAPEL, ALGODON, MADERA, SEDA, GOMA	95
A	MATERIALES ORGANICOS DE LA CLASE "Y" PERO IMPREGNADOS O SUMERGIDOS EN ACEITE.	105
E	ESMALTADOS POR HILOS	120
B	FIBRA Y TEJIDOS DE VIDRIO Y AMIANTO, AGLOMERADOS DE MICA.	130
F	MATERIALES DE LA CLASE "B" IMPREGNADOS CON ELEMENTOS DE ELEVADA ESTABILIDAD TERMICA (RESINAS SILICONADAS Y EPOXICAS).	155
H	IGUAL QUE LA CLASE "F"	165

### Falla a tierra.

Estadísticamente se observa que el tipo de falla más común en las instalaciones eléctricas es el de fase a tierra cuyo origen puede ser causa de los fenómenos siguientes:

1. Las sobretensiones de origen atmosférico que producen fallas de aislamiento ya sea en el aislamiento en aire en las líneas de transmisión o bien en el aislamiento de los materiales usados en la construcción de las máquinas eléctricas.
2. Las sobretensiones debidas a maniobra de interruptores y cuyo efecto es semejante al producido por las sobretensiones de origen atmosférico.
3. Las sobretensiones producidas por inducción por paralelismo en líneas de transmisión, que aun cuando normalmente no son severas en un momento dado ciertas condiciones ambientales y de operación de la red pueden producir esfuerzos dieléctricos considerables.
4. Fallas de aislamiento por envejecimiento, salinidad, depositos químicos de distinta naturaleza, etc.
5. Ruptura y contacto a tierra de los conductores debido a corrosión atmosférica, viento, etc.
6. Causas accidentales como conductores en la proximidad de zonas arboladas, ruptura o contacto con elementos mecánicos operados por el hombre, etc.

Caida de tensión.

Se puede producir por diferentes causas.

Los voltajes bajos en la red eléctrica son perjudiciales para la buena operación, ya que los efectos de estos son de diferente naturaleza en los usuarios y que van desde una reducción en el nivel de iluminación en las lámparas incandescentes hasta problemas de arranque por bajo voltaje en los motores de inducción. Incluyendo otros inconvenientes en otros tipos de equipos particularmente aquellos que operan a base de relevadores de bajo voltaje.

Elevación de tensión.

Algunas de estas sobretensiones exceden los niveles de aislamiento de los aislamientos y producen fallas por corto circuito.

Las sobretensiones pueden ser transitorias como las producidas por descargas atmosféricas o maniobra de interruptores en cuyo caso los dispositivos de protección están basados en la descarga a tierra de estas sobretensiones siendo el principal elemento de protección el apartarrayos.

Otras sobretensiones a la frecuencia del sistema pueden ser motivo de fallas de aislamiento o inconvenientes en la operación del sistema eléctrico de que se trate y pueden ser originadas por pérdida de carga, sobreexcitación, etc. para este tipo de sobretensiones por lo general se trata de adoptar protecciones a base de relevadores.

---



## CONCLUSIONES.

Se dieron a conocer los requerimientos basicos necesarios para el diseño de la planta de bombeo, desde la ubicación geográfica recomendable para el proyecto, descripción de las obras civiles como son carcamo y conductos, selección y condiciones de operación de los equipos de bombeo así como recomendaciones para correcto empleo de los mismos, se incluyeron los estudios para evitar daños mayores a causa de Golpe de Ariete y Cavitación.

Se mencionan las especificaciones requeridas de los motores eléctricos, su selección está incluida al requerir al fabricante las bombas con la potencia específica.

Se dieron a conocer los equipos de control y protección que constituye el equipo eléctrico, así como los equipos que conforman la subestación eléctrica, pruebas de campo para el correcto funcionamiento de la misma, y mantenimiento recomendado.

Un aspecto importante que debe considerarse es las pruebas exhaustivas y revisiones minuciosas en todas las uniones sean por tornillería, coples, en conexiones eléctricas, etc., ya que, debido a la gran capacidad de los motores eléctricos (en este caso), una incorrecta unión en los elementos causará daños a los equipos tal vez, irreparables, dejando sin operación las bombas.

Es importante considerar el desgaste por uso en los puntos de unión así como en los mismos equipos de bombeo, considerando desgastes por fricción, corrosión, mala operación, etc. y mediante una bitacora de operación para cada equipo considerar en el mantenimiento cambio de refacciones.

---

**APENDICE**

**TABLAS**

**Y**

**GRAFICAS**

**APENDICE.****DEFINICIONES UTILIZADAS EN BOMBEO.****CNSP.**

La carga neta de succión positiva requerida por una bomba centrífuga (CNSPR) es la presión absoluta necesaria en la entrada de la bomba para evitar la cavitación, la carga neta positiva de succión disponible del sistema hidráulico (CNSPD) es la presión absoluta disponible en el ojo del impulsor. En cualquier sistema hidráulico la CNSPD debe ser mayor que la CNSPR, si queremos evitar la cavitación.

**PRESION ABSOLUTA.**

La presión absoluta es simplemente la presión manométrica más la presión atmosférica. Una presión absoluta de cero equivale, por lo tanto, al vacío perfecto.

Si un manómetro al nivel del mar indica cero cuando está comunicado con la atmósfera y 20 lb/in<sup>2</sup> cuando se conecta a un tanque de presión, la presión absoluta ejercida sobre el fluido dentro del tanque será 20 lb/in<sup>2</sup> más la presión atmosférica al nivel del mar (14.7 lb/in<sup>2</sup>) o sea 34.7 lb/in<sup>2</sup>.

**PUNTO DE VAPORIZACION.**

El punto de vaporización es la presión absoluta a la cual un fluido que se encuentra a una cierta temperatura se vaporizará o hervirá. El punto de ebullición de un líquido depende tanto de la presión absoluta ejercida sobre el fluido, como de la temperatura a que se encuentra. Si la presión absoluta ejercida sobre un líquido disminuye, su punto de ebullición también baja. Esta propiedad de los fluidos está ilustrada por el hecho de que si la presión absoluta ejercida sobre un cierto volumen de agua a una temperatura de 60°F es reducida hasta 0.5218" de Hg (0.256 lb/in<sup>2</sup>) empezará a hervir, pero en cambio el agua no hervirá aunque, sea sometida a temperaturas de 500°F, si se le mantiene a una presión de 681 lb/in<sup>2</sup>.

- A. Nivel estático del agua: la distancia vertical de la bomba al nivel del agua cuando no se bombea.
- B. Abatimiento: la distancia vertical de el descenso del nivel del agua cuando se bombea. El abatimiento varía con la capacidad del pozo y de la bomba.
- C. Nivel de bombeo: la distancia vertical de la bomba al nivel del agua cuando está bombeando (A más B).
- D. Pérdida por fricción en la succión: Es la carga producida por la fricción del agua en la tubería de succión y válvula de pie o coladera.
- E. Carga total de succión: distancia vertical del nivel de bombeo a la bomba sumando las pérdidas por fricción (A más B más D).
- F. Carga manométrica en la descarga: Elevación y/o presión proporcionada en la descarga de la bomba, no incluye pérdidas por fricción.
- G. Pérdida por fricción en la descarga: Es la carga producida por el flujo del agua (fricción) en la tubería de descarga, herrajes, válvulas, etc.

## DEFINICIONES DE BOMBEO

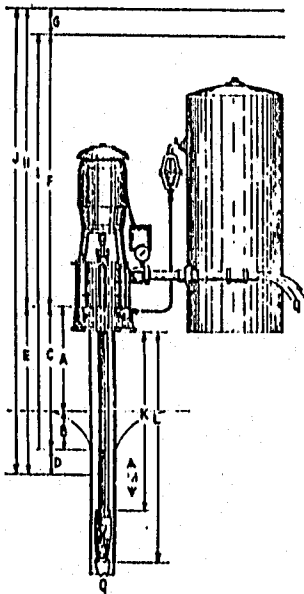


Fig. 1

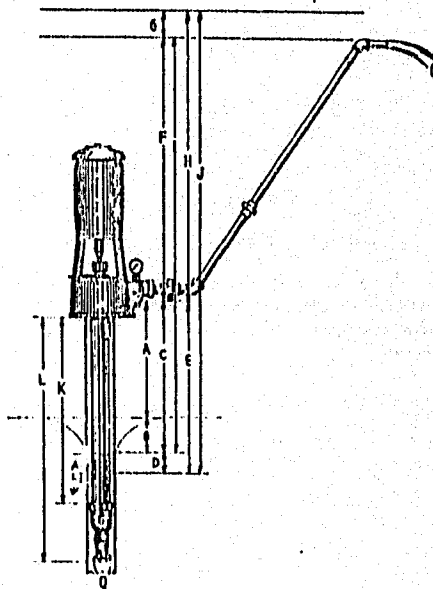


Fig. 2

- H. Carga dinámica total en la descarga: La elevación y/o la presión de la bomba a la descarga incluyendo pérdidas por fricción (F más G).
- I. Agua a agua: Distancia vertical del nivel de bombeo a la altura máxima de descarga. No incluye pérdidas por fricción (F más G).
- J. Carga dinámica total: La distancia total del nivel de bombeo a la altura máxima de descarga incluyendo todas las pérdidas hidráulicas y por fricción (E más H).
- K. Colocación. Distancia desde la base de la bomba al inyector, válvula pie o tazones en la turbina.
- L. Longitud total: Distancia total de la base de la bomba al fondo de la válvula de pie o coladera.
- M. Sumersión: Distancia vertical desde el nivel de bombeo a la parte superior de los tazones, inyector o válvula inferior, (K menos C).
- Q. Capacidad: Cantidad bombeada en galones por minuto o litros por segundo etc.

*Presión atmosférica.* También se la llama presión barométrica, por los aparatos (barómetros) que se usan para medirla y es aquella que se tiene en un lugar debida al peso de la atmósfera, por lo cual, varia con la altura con relación al nivel del mar, teniendo a cero metros un valor de 1.033 Kg/cm<sup>2</sup> (en condiciones normales) que corresponden a una columna de mercurio de 0.76 m ó a 10.33 m de columna de agua.

*Presión manométrica.* Es la presión que se tiene en una superficie, sin considerar la presión atmosférica y por ello suele llamársele presión relativa.

*Presión absoluta.* Se llama así, a la presión resultante de considerar la atmosférica, más aquella que la producen otras causas o sea la manométrica. Se mide arriba del cero absoluto y puede estar arriba o abajo de la presión atmosférica.

*Presión negativa.* Cuando la presión absoluta es menor que la atmosférica se dice que se tiene una presión negativa.

*Límite de la carga negativa.* Si  $h_a$  es la altura que corresponde a la presión barométrica y  $h_{vp}$  es la equivalente a la tensión del vapor, la altura límite de la columna  $h_s$  será:

$$h_s = h_a - h_{vp}$$

Aun cuando la bomba extractora de aire, continuara trabajando después de que el agua alcanzó la altura  $h_s$ , el nivel dentro del tubo ya no subiría más y lo que se consigue es extraer el vapor de la superficie dentro del tubo. Cuando el líquido se llegara a calentar la altura  $h_s$  descendería porque  $h_{vp}$  aumenta y el punto de ebullición  $h_s$  valdría cero.

Por lo anterior la carga negativa que puede tenerse depende de la presión barométrica del lugar y de la tensión del vapor y ésta de la temperatura. Al nivel del mar la altura de succión máxima teórica es de 10.33 m.

*Presión de vapor.* Es la presión que ejerce el vapor de la superficie libre de un líquido cuando éste se encuentra a una temperatura arriba de su congelación. También se define como la presión a la cual se vaporiza un líquido si se le agrega calor o a la que el vapor de una cierta temperatura se condensa y se le quita calor.

En el caso del agua, la presión de vapor tiene valores definidos a cualquier temperatura y se pueden ver en tablas de vapor.

Al convertir las presiones de vapor a carga en metros, se debe considerar la temperatura del agua bombeada.

*Unidades de presión.* Las presiones se expresan en unidades de fuerza entre unidades de superficie o bien en metros de columna correspondiente, de acuerdo con el peso específico del líquido considerado.

En problemas de bombeo de agua, se acostumbra expresarlas en metros y es usual trabajar con presiones manométricas:

1 Kg/cm<sup>2</sup> = 10m col. de agua = 1 atm. métrica  
0.10 Kg/cm<sup>2</sup> = 1 m col. de agua = 3.28 pies  
1 Kg/cm<sup>2</sup> = 14.223 lbs/pulg<sup>2</sup> = 32.808 pies.

*Columna o carga total de bombeo.* En un sistema de bombeo, se le da el nombre de columna o carga total, a la suma de las energías contra las que debe operar una bomba para mover determinada cantidad de agua de un punto a otro.

*Cavitación.* Cuando en el seno de un líquido en movimiento, la presión local a la correspondiente al vapor de ese líquido a la temperatura dominante, se presenta una formación de bolsas de vapor que desaparecen súbitamente al entrar en otra zona donde la presión tiene un valor tal, que se condensan, es decir, se tornan a líquido suavemente. A este fenómeno de formación y desaparición rápida de cavidades llenas de vapor del líquido que fluye porque pasa de una baja a alta presión, se le llama cavitación.

DATOS Y FACTORES DE CONVERSION.

Volúmen	Longitud	Capacidad
1 galón = 3.785 litros = 0.00379 m <sup>3</sup>	1 pulg = 2.54 cm	1 ft <sup>3</sup> /s = 448.83gpm
1 ft <sup>3</sup> = 0.0283 m <sup>3</sup>	1 m = 3.28 ft	1 l/s = 15.85 gpm
1 litro = 0.2642 gal	1 m = 39.37 in	1 m <sup>3</sup> /min = 264.2gpm
1 m <sup>3</sup> = 35.314 ft <sup>3</sup>		

Caballos de fuerza

Caballos de fuerza necesarios para levantar el agua a un rango definido a una distancia dada con 100% eficiencia.

$$\text{HP agua} = (\text{gpm} \cdot \text{carga total (ft)}) / 3960$$

$$\text{HP al freno BHP} = \text{c.f. agua} / \text{efic. de bomba}$$

Eficiencia de la bomba

$$\eta_b = (\text{gpm} \cdot \text{Ht (ft)}) / (3960 \cdot \text{BHP})$$

Factores de conversión.

Multiplica	Factor	Obtener
Libras/pie <sup>2</sup>	4.88241	Kg/m <sup>2</sup>
Libras/in <sup>2</sup>	7.031x10 <sup>2</sup>	Kg/cm <sup>2</sup>
Libras/ft <sup>3</sup>	16.0184	Kg/m <sup>3</sup>
m <sup>2</sup> m <sup>3</sup>	10.7639 35.3145	ft <sup>2</sup> ft <sup>3</sup>
HP	0.746	Kilowatts
HP hora	2544.6	BTU
HP hora	273.745	Kg metros
Kg	2.20462	Libras
Kg / cm <sup>2</sup>	10.00	m columna de agua
Kg / cm <sup>2</sup>	32.8	pies columna de agua
Kg / cm <sup>2</sup>	735.0	mm de mercurio
Atmosferas	14.696	lb/in <sup>2</sup>
Atmosferas	1.0332	Kg/cm <sup>2</sup>



Factores de conversión.

Multiplique.	Factor	Obtiene.
Pie cuadrado	144 in <sup>2</sup> 1 in	Pulgadas cúbicas
Pie cuadrado	0.0833	Pies cúbicos
Pie cuadrado	9.29034 E-4	Area
Pie cuadrado	9.29034 E-6	Hectarea
Pie cuadrado	0.0929034	Metros cuadrados
Pie cubico	2.8317 E-4	Centimetros cúbicos
Pie cubico	2.8317 E-2	Metros cúbicos
Pies cúbicos	6.22905	Galon ingles imperial.
Pies cúbicos	28.317	Litros
Pies cúbicos	2.38095 E-2	Tonelada ingles de embarque.
Pies cúbicos	0.025	Toneladas USA de embarque.
Pies/libras	0.13826	Kilogramos/metros
Pulgadas	2.54001	Centimetros
Pulgadas	2.54001 E-2	Metros
Pulgadas cuadradas	6.45163	Centimetros cuadrados.
Pulgadas cúbicas	16.38716	Centimetros cúbicos
Radianes	57.29578	Grados
Yardas	0.914402	Metros
Kilowatts	1.341	H.P.
Kilowatts/hora	856.9	Calorias
Kilowatts/hora	3413.0	BTU
Libras	453.592	Gramos
Libras	0.45392	Kilogramos
Libras	1.48816	Kilogramo/metro
Libra/pie cuadrado	4.88241	Kilogramo/metro <sup>2</sup>
Libra/pulgada cuadrada	7.031 E-2	Kilogramo/cm <sup>2</sup> .
Libra/pie cubico	16.0184	Kilogramo/metro <sup>3</sup>
Litros	3.53145 E-2	Pies cúbicos
Litros	0.219975	Galon ingles imperial.
Litros	0.26417	Galon USA.
Metros	3.28083	Pies.
Metros	39.37	Pulgadas
Metros cuadrados	10.7639	Pies cuadrados
Metro cubico	35.3145	Pies cúbicos
Millimetros	3.28083 E-3	Pies
Millimetros	3.937 E-2	Pulgadas
Millimetros cuadrados	1.550 E-3	Pulgadas cuadradas
Onzas	28.35	Gramos
Onzas	0.0625	Libras

Multiplique.	Factor	Obtiene.
Pie	30.4801	Centimetros
Pie	0.304801	Metros
Gramos / cm cubico	62.43	Lb / ft cubico
Gramos / cm cubico	0.036	Lb / in cubica
Hectareas	2.47104	Acres
Hectareas	1.076387 E-5	Pies cuadrados
Horse Power H.P.	33.00	Pies Lb/min
H.P.	550.00	Pie lb/seg
H.P.	76.00	Kg m/seg
H.P.	0.746	Kilowatts
H.P. hora	2844.6	BTU
H.P. hora	641.24	Calorias
H.P. hora	273.745	Kg metros
Kilogramos	2.20462	Libras
Kilogramo metro	7.233	Pie libra
Kilogramo metro	0.0023	Calorias
Kilogramo metro	0.0093	BTU
Kilogramo por cm cuadrado	10.0	m columna de agua
Kilogramo por cm cuadrado	32.8	ft columna de agua
Kg por cm cuadrado	735.00	mm de mercurio
kg por metro	0.671972	lb por pie <sup>2</sup>
Kg por cm cuadrado	14.2234	lb por in <sup>2</sup>
Kg por metro cuadrado	0.204817	lb por ft cuadrado
bar	14.5053	ft por in <sup>2</sup>
Kg por metro cubico	6.24283 E-2	lb por ft cubico
Km cuadrados	247.104	Acre
Km cuadrados	0.3861	Millas cuadradas
Kilowatte	56.92	BTU por minuto.
Acre	0.404687	Hectareas
Acre	0.404687 E - 3	Km cuadrados
Caballos caldera	0.904	Kilowatts
Galones por minuto	0.093	Litros por seg.
Galones	0.832702	Galen ingles imp.
Galones	0.13368	Pies cubicos
Galones	0.231	Pulg. cubicas
Galones	3.78543	Litros
Atmosferas	14.696	Lb/ pulg. cuadrada
Atmosferas	1.03332	Kg/ cm cuadrado
Atmosferas	33.921	Pies de agua
mm mercurio	0.0133328	Lb/ pulg. cuadrada
mm mercurio	0.001159	Atmosferas
mm mercurio	0.0013595	Kg/cm cuadrado

**TABLAS DE PERDIDAS**

**HIDRAULICAS EN:**

**COLUANA, TAZONES,**

**FLECHA Y TUBERIA.**



**PERDIDA DE AGUA POR FRICCION EN PIES POR TRAMO DE TUBERIA DE 100 PIES. BASADA EN LA FORMULA DE WILLIAMS & HAZEN USANDO UNA CONSTANTE DE 100. TAMAÑOS DE TUBA STANDARD EN PULGADAS**

Tamaño del Tubo	1/2"		3/4"		1"		1 1/4"		1 1/2"		2"		2 1/2"		3"		4"		5"		6"		Franja del Tubo
Galones de EE.UU. por Min.	Vel. Pies Sec.	Pérd. Carga Pies	Vel. Pies Sec.	Pérd. Carga Pies	Vel. Pies Sec.	Pérd. Carga Pies	Vel. Pies Sec.	Pérd. Carga Pies	Vel. Pies Sec.	Pérd. Carga Pies	Vel. Pies Sec.	Pérd. Carga Pies	Vel. Pies Sec.	Pérd. Carga Pies	Vel. Pies Sec.	Pérd. Carga Pies	Vel. Pies Sec.	Pérd. Carga Pies	Vel. Pies Sec.	Pérd. Carga Pies	Vel. Pies Sec.	Pérd. Carga Pies	Galones del Tubo por Min.
2	7.10	7.4	7.20	7.5	7.00	7.3	6.80	7.1	6.60	6.9	6.40	6.7	6.20	6.5	6.00	6.3	5.80	6.1	5.60	5.9	5.40	5.7	3
4	6.11	6.3	6.10	6.3	6.00	6.2	5.90	6.1	5.80	6.0	5.70	5.50	5.60	5.40	5.50	5.30	5.20	5.10	5.00	4.90	4.80	4.70	4
6	5.12	5.3	5.10	5.3	5.00	5.2	4.90	5.1	4.80	4.90	4.60	4.70	4.50	4.60	4.40	4.50	4.30	4.40	4.20	4.30	4.10	4.00	6
8	4.13	4.3	4.10	4.3	4.00	4.2	3.90	4.1	3.80	3.90	3.60	3.70	3.50	3.60	3.40	3.50	3.30	3.40	3.20	3.30	3.10	3.00	8
10	3.14	3.3	3.10	3.3	3.00	3.2	2.90	3.1	2.80	2.90	2.60	2.70	2.50	2.60	2.40	2.50	2.30	2.40	2.20	2.30	2.10	2.00	10
12	2.15	2.3	2.10	2.3	2.00	2.2	1.90	2.1	1.80	1.90	1.60	1.70	1.50	1.60	1.40	1.50	1.30	1.40	1.20	1.30	1.10	1.00	12
15	1.16	1.3	1.10	1.3	1.00	1.2	0.90	1.1	0.80	0.90	0.60	0.70	0.50	0.60	0.40	0.50	0.30	0.40	0.20	0.30	0.10	0.00	15
18	0.17	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	18
20	0.18	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	20
25	0.23	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	25
30	0.28	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	30
35	0.33	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	35
40	0.38	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	40
45	0.43	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	45
50	0.48	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	50
55	0.53	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	55
60	0.58	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	60
65	0.63	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	65
70	0.68	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	70
75	0.73	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	75
80	0.78	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	80
85	0.83	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	85
90	0.88	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	90
95	0.93	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	95
100	0.98	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	100
110	1.03	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	110
120	1.08	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	120
130	1.13	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	130
140	1.18	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	140
150	1.23	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	150
160	1.28	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	160
170	1.33	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	170
180	1.38	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	180
190	1.43	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	190
200	1.48	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	200
210	1.53	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	210
220	1.58	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	220
230	1.63	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	230
240	1.68	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	240
250	1.73	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	250
260	1.78	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	260
270	1.83	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	270
280	1.88	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	280
290	1.93	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	290
300	1.98	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	300
310	2.03	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	310
320	2.08	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	320
330	2.13	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	330
340	2.18	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	340
350	2.23	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	350
360	2.28	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	360
370	2.33	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	370
380	2.38	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	380
390	2.43	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	390
400	2.48	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10	0.1	0.00	0.1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	400
410	2.53	0.3	0.10	0.3	0.00	0.2	0.10																

PERDIDA DE HP EN FLECHA POR CADA 100 PIES (30.4 MTS) DE LONGITUD  
 BASADA EN FLECHA DE ACERO AL CARBON, TORNEADA, ESMERILADA Y PULIDA  
 (AISI-C1045).

R. P. M.	DIAMETRO DE FLECHA														
	CMS		1 1/2	2 1/4	3 1/2	3 3/4	4 1/2	4 3/4	5 1/2	6 1/2	6 3/4	7 1/2	8 1/2	9 1/2	10 1/2
	PULG		3/8	1	1 1/8	1 1/4	1 3/8	1 1/2	1 5/8	2	2 1/8	2 1/4	2 3/8	2 1/2	2 5/8
3500	.62	1.1	1.45	2.2	2.8										
2900	.52	.88	1.3	1.8	2.3										
1760	.32	.53	.72	1.25	1.4	1.9	2.3	2.9	3.4	4.2	4.8				
1460	.26	.44	.61	.96	1.2	1.6	2.0	2.4	2.9	3.5	4.0				
1160	.21	.35	.48	.75	.94	1.2	1.5	1.9	2.3	2.7	3.1	3.6	4.0	4.7	
970		.29	.40	.61	.77	1.0	1.3	1.6	1.9	2.3	2.6	3.1	3.5	4.0	
870		.26	.36	.56	.69	.92	1.2	1.4	1.7	2.1	2.35	2.7	3.1	3.5	
730		.22	.31	.48	.58	.77	1.0	1.2	1.4	1.7	2.0	2.4	2.6	3.0	
690		.21	.29	.45	.55	.74	.92	1.13	1.32	1.61	1.89	2.18	2.46	2.84	
575		.17	.24	.38	.46	.61	.77	.95	1.10	1.34	1.58	1.81	2.04	2.35	
490		.15	.21	.32	.39	.52	.65	.81	.94	1.14	1.34	1.54	1.74	2.01	
430		.13	.18	.28	.34	.46	.57	.71	.82	1.00	1.18	1.36	1.53	1.71	
390		.12	.17	.26	.31	.42	.52	.64	.75	.91	1.07	1.23	1.39	1.6	

POTENCIA MAXIMA (HP) A TRANSMITIR MEDIANTE FLECHAS ROSCADAS. LAS POTENCIAS (HP) MOSTRADAS EN LA TABLA SON LOS LIMITES ACEPTABLES PARA HACER POSIBLE SU DESENSAMBLE. CUANDO SE SOBREPASE ESTOS VALORES USE COPLES CON CUÑERO.

MATERIAL		R. P. M.													
FLECHA	COPE	1760	1460	1160	970	870	730	690	575	490	430	390			
1045	1045	1000	1000	800	700	600	500	500	400	350	300	250			
1045	303 SS	1500	1500	1500	1500	1500	1250	1000	1000	800	700	650			
416 SS HT	416 SS	1000	1000	800	700	600	500	500	400	350	300	250			
416 SS HT	303 SS	1500	1500	1500	1500	1500	1250	1000	1000	800	700	650			
303-304 SS	103 SS	1000	1000	800	700	600	500	500	400	350	300	250			
316 SS	116 SS	1000	1000	800	700	600	500	500	400	350	300	250			
316 SS	303 SS	1000	1000	800	700	600	500	500	400	350	300	250			
K Monel	K Monel	1000	1000	800	700	600	500	500	400	350	300	250			
K Monel	303 SS	1000	1000	800	700	600	500	500	400	350	300	250			
17-4 PH	17-4 PH	1000	1000	800	700	600	500	500	400	350	300	250			
17-4 PH	303 SS	1500	1500	1500	1500	1500	1250	1000	1000	800	700	650			

6900/7000  
APPLICATION & REFERENCE DATA

Elbow Size	Discharge Elbow Loss Chart "F" & "UF" Heads									
	Flow (GPM)									
	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800
4	.20	.31	.45	.61	.79	1.0	1.24	1.78	2.42	3.16
6	—	—	—	—	.15	.19	.24	.35	.47	.61
8	—	—	—	—	—	—	—	—	.16	.21
Elbow Size	Flow (GPM)									
	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	3000
6	.96	1.38	1.88	2.46	3.15	3.84	—	—	—	—
8	.32	.46	.63	.87	1.04	1.28	1.54	1.83	2.16	2.87
10	—	—	.25	.33	.44	.51	.62	.74	.86	1.15
12	—	—	—	—	—	.26	.31	.37	.44	.57
14	—	—	—	—	—	—	—	.25	.30	.40
16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	.23
Elbow Size	Flow (GPM)									
	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000
10	1.57	2.06	3.21	4.64	6.30	8.20	—	—	—	—
12	.78	1.02	1.60	2.30	3.13	4.08	5.15	—	—	—
14	.54	.70	1.09	1.57	2.14	2.80	3.54	3.80	4.60	5.45
16	.32	.41	.64	.92	1.25	1.64	2.07	2.20	2.70	3.20
18	—	.26	.40	.58	.79	1.03	1.30	1.60	1.90	2.30
20	—	—	.26	.38	.51	.66	.84	1.04	1.26	1.59
24	—	—	—	—	.25	.32	.40	.50	.60	.71
Elbow Size	Flow (GPM)									
	13000	14000	15000	16000	17000	18000	19000	20000	25000	30000
18	2.69	3.14	3.59	4.20	—	—	—	—	—	—
20	1.75	2.04	2.33	2.65	3.00	3.36	3.73	4.14	—	—
24	.84	.97	1.12	1.27	1.44	1.61	1.80	1.98	3.10	4.46
30	.31	.36	.42	.47	.53	.60	.66	.74	1.15	1.65
36	—	—	—	—	—	.25	.28	.31	.48	.69
Elbow Size	Flow (GPM)									
	35000	40000	45000	50000	60000					
24	6.10	—	—	—	—					
30	2.25	2.94	3.71	4.59	6.60					
36	.95	1.24	1.57	1.93	2.78					

**8000 PROPELLER PUMPS  
BHP LOSS CHART**

Shaft Diameter	LINESHAFT LOSS CHART HORSEPOWER LOSS PER 100 FEET OF SETTING SPEED (RPM)										
	3600	2900	1800	1500	1200	1000	900	750	720	600	514
	1"	1.10	.88	.55	.45	.35	.30	.27	---	---	---
1 1/4"	1.50	1.35	.81	.68	.52	.44	.40	---	---	---	---
1 1/2"	2.30	1.90	1.20	.96	.75	.60	.55	---	---	---	---
1 3/4"	2.80	2.40	1.40	1.20	.94	.70	.70	.60	.55	.49	---
1 7/8"	3.70	3.10	1.90	1.60	1.20	1.00	.90	.79	.72	.63	---
2"	---	---	2.30	2.00	1.50	1.40	1.30	1.20	1.10	.80	---
2 1/8"	---	---	2.90	2.40	1.90	1.60	1.40	1.30	1.20	.96	.88
2 1/4"	---	---	3.40	2.90	2.30	1.90	1.70	1.60	1.50	1.30	1.10
2 3/8"	---	---	4.10	3.50	2.70	2.30	2.00	1.80	1.70	1.40	1.10
2 1/2"	---	---	5.20	4.30	3.40	2.80	2.50	2.10	2.00	1.70	1.50
3"	---	---	6.00	4.80	3.90	3.30	3.00	2.40	2.30	1.90	1.70
3 1/8"	---	---	7.00	5.90	4.50	3.80	3.50	2.80	2.70	2.20	1.90
3 1/4"	---	---	---	---	5.40	4.40	4.00	3.30	3.10	2.50	2.30
4"	---	---	---	---	---	5.40	5.00	4.10	3.90	3.30	2.80
5"	---	---	---	---	---	---	---	5.00	4.70	4.00	3.50

**PESOS Y DIMENSIONES DE TUBERIAS DE FUNDICION**

Diám. Nom. de tubería		Tubería tipo A (carga 30 m)			Tubería tipo B (carga 60 m)			Tubería tipo C (carga 90 m)		
(in)	(cm aprox.)	Espesor de pared (cm)	Diám. interior (cm)	Peso (kg/m)	Espesor de pared (cm)	Diám. interior (cm)	Peso (kg/m)	Espesor de pared (cm)	Diám. interior (cm)	Peso (kg/m)
4	10	1.07	10.06	29.8	1.14	10.41	32.1	1.22	10.26	34.7
6	15	1.12	15.29	45.8	1.22	15.60	49.6	1.30	15.44	53.1
8	20	1.17	20.65	63.9	1.30	20.40	70.7	1.42	20.78	77.6
10	25	1.27	25.65	85.0	1.45	25.30	95.0	1.57	25.81	105.4
12	30	1.37	30.78	107.9	1.57	30.38	122.2	1.73	30.84	136.5
14	35	1.45	35.97	133.4	1.68	35.51	152.6	1.88	35.99	173.7
16	40	1.52	41.15	161.2	1.78	40.64	186.1	2.03	41.15	214.0
18	45	1.63	46.28	192.3	1.91	45.72	223.1	2.21	46.18	260.5
20	50	1.70	51.46	223.3	2.03	50.80	260.5	2.34	51.36	310.1
24	60	1.93	61.67	304.0	2.26	61.01	347.3	2.64	61.57	415.6
30	75	2.24	76.15	434.2	2.62	76.05	496.1	3.05	76.20	595.4
36	90	2.51	91.39	583.1	2.92	91.44	676.1	3.45	91.39	812.4
42	105	2.79	106.68	762.9	3.25	106.53	880.8	3.91	106.73	1,066.8
48	120	3.20	121.87	992.4	3.61	121.82	1,116.4	4.34	121.87	1,352.0
54	135	3.43	137.06	1,190.8	3.94	137.16	1,389.2	4.83	137.16	1,699.9
60	150	3.53	152.45	1,364.5	4.24	152.55	1,643.3	5.08	152.91	1,997.6
72	180	4.11	183.13	1,908.3	4.95	183.13	2,102.7	6.07	183.13	2,814.2
84	210	4.37	213.61	2,435.2	5.64	213.61	3,131.9	---	---	---



APPLICATION & REFERENCE DATA

PAG. 339

Elbow Size	Discharge Elbow Loss Chart "L", "LS", "T" & "DG" Heads									
	Flow (GPM)									
4	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800
6	35	46	78	1.06	1.39	1.76	2.17	3.12	4.26	5.56
8	---	---	---	---	---	34	42	61	83	1.08
8	---	---	---	---	---	---	---	---	27	36
Elbow Size	Flow (GPM)									
6	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	3000
8	1.69	2.43	3.31	4.32	5.46	6.74	---	---	---	---
10	---	---	1.11	1.44	1.82	2.25	2.71	3.23	3.80	5.06
12	---	---	44	58	73	91	109	130	1.75	2.03
14	---	---	---	---	36	45	54	65	.76	1.01
16	---	---	---	---	---	---	---	45	53	.70
16	---	---	---	---	---	---	---	---	---	40
Elbow Size	Flow (GPM)									
10	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000
12	2.76	3.03	5.65	8.18	---	---	---	---	---	---
14	1.37	1.80	2.81	4.05	5.51	7.19	---	---	---	---
16	.93	1.23	2.46	2.76	3.77	4.92	6.23	---	---	---
18	.55	.72	1.13	1.62	2.21	2.89	3.65	3.87	4.80	5.63
20	---	.45	.70	.82	1.12	1.47	1.85	2.29	2.82	3.34
24	---	---	.46	.66	.75	.99	1.25	1.54	1.85	2.24
24	---	---	---	---	43	55	.70	.73	.88	1.06
Elbow Size	Flow (GPM)									
18	13000	14000	15000	16000	17000	18000	19000	20000	25000	30000
20	4.73	5.52	6.32	7.21	---	---	---	---	---	---
24	3.02	3.59	4.09	4.66	5.28	5.90	6.56	7.29	---	---
30	1.48	1.71	1.97	2.23	2.53	2.82	3.16	3.48	5.46	7.84
36	.55	.63	.73	.83	.93	1.05	1.16	1.29	2.02	2.90
36	---	---	---	---	---	44	.50	.55	.85	1.22
Elbow Size	Flow (GPM)									
24	35000	40000	45000	50000	60000					
30	10.74	---	---	---	---					
36	3.95	5.17	6.53	8.07	---					
36	1.66	2.17	2.75	3.40	4.89					

FORM 7000  
APPLICATION & REFERENCE DATA

BOWL SHAFT RATING CHART

Shaft Size and Bowl Size	Speed (RPM)	Allowable Brake Horsepower at Thrust (lbs.) of						
		3000	5000	7500	10000	20000	30000	50000
3 1/2"	1170	---	1933	1933	1992	1992	1979	1979
	860	---	1493	1493	1499	1499	1489	1489
	740C	705	---	1201	1201	1200	1197	1193
	74XHC	585	---	996	996	995	993	989
	74MC	505	---	800	800	800	800	804
3 3/4"	1170	---	1703	1703	1703	1699	1692	1672
	890	---	1263	1263	1260	1257	1248	1243
	765	---	1011	1011	1010	1007	1000	996
	645	---	760	760	759	757	750	746
	505	---	602	602	602	600	596	596

4	880	1928	1927	1927	1909	1892	---	---
	740C	705	1545	1544	1530	1515	---	---
	640C	585	1262	1261	1278	1268	1267	---
	540C	440	961	963	961	954	946	---
	32MC	100	219.19	219.01	218.49	216.83	215.02	---
4 1/2	880	2695	2693	2693	2676	2662	---	---
	740C	705	2159	2158	2154	2144	2132	---
	640C	585	1791	1790	1788	1779	1769	---
	540C	440	1347	1346	1344	1336	1331	---
	32MC	100	306.27	306.11	305.65	304.16	302.55	---
5	880	3693	3692	3688	3676	3654	---	---
	740C	705	2959	2958	2955	2945	2935	---
	640C	585	2455	2454	2452	2444	2435	---
	540C	440	1846	1846	1844	1838	1832	---
	36XHC	100	419.73	419.58	419.16	417.83	416.38	---
5 1/2	880	4975	4974	4971	4960	4949	---	---
	740C	705	3986	3985	3982	3974	3965	3949
	640C	585	3307	3307	3304	3297	3290	3276
	540C	440	2855	2854	2852	2846	2840	2828
	32MC	100	565.45	565.37	564.94	563.71	562.43	560.15

- Above chart is based on ASTM A527-416 shaft material.
- For ratings other than those shown above use the following formula:

$$BHP \text{ (Allowed)} = \frac{RPM}{100} \times BHP @ 100 \text{ RPM}$$

Example: 1 1/2" shaft @ 2300 RPM, 56.0 lbs. Thrust

$$BHP \text{ (Allowed)} = \frac{2300}{100} \times 20.02 = 46.05 \text{ HP}$$

- Multipiers for various shaft materials.

Type	Multipliers	
	1"-2 1/2"	2 1/2"-5 1/2"
304-316	55	5
17-4PH	1.45	1.4
Monel	7	65
K-Monel	1.45	1.4

TUBO DE ACERO (CEDULA 40) — PERDIDAS POR FRICCION PARA AGUA (EXPRESADAS EN PIES DE CARGA POR CADA 100 PIES DE LONGITUD DE TUBERIA)

Gal. por min.	10 plg		12 plg		14 plg		Gal. por min.	16 plg		18 plg		20 plg		24 plg	
	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.		V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.
650	2.64	0.224	.....	.....	.....	.....	1 400	2.54	0.127	.....	.....	.....	.....	.....	.....
700	2.85	0.256	.....	.....	.....	.....	1 600	2.90	0.163	.....	.....	.....	.....	.....	.....
750	3.05	0.291	.....	.....	.....	.....	1 700	3.09	0.183	.....	.....	.....	.....	.....	.....
800	3.25	0.328	.....	.....	.....	.....	1 800	3.27	0.203	2.58	0.114	.....	.....	.....	.....
850	3.46	0.368	.....	.....	.....	.....	1 900	3.45	0.225	2.73	0.126	.....	.....	.....	.....
900	3.66	0.410	2.58	0.173	.....	.....	2 000	3.63	0.248	2.87	0.139	2.31	0.0812	.....	.....
950	3.87	0.455	2.72	0.191	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
1 000	4.07	0.500	2.87	0.210	2.37	0.131	2 500	4.54	0.377	3.59	0.211	2.89	0.123	.....	.....
1 100	4.48	0.600	3.15	0.251	2.61	0.157	3 000	5.45	0.535	4.30	0.297	3.46	0.174	2.39	0.070
1 200	4.88	0.703	3.44	0.296	2.85	0.185	3 500	6.35	0.718	5.02	0.397	4.04	0.232	2.79	0.093
1 300	5.29	0.818	3.73	0.344	3.08	0.215	4 000	7.26	0.921	5.74	0.511	4.62	0.298	3.19	0.126
1 400	5.70	0.940	4.01	0.395	3.32	0.247	4 500	8.17	1.15	6.45	0.639	5.19	0.372	3.59	0.149
1 500	6.10	1.07	4.30	0.450	3.56	0.281	5 000	9.08	1.41	7.17	0.781	5.77	0.455	3.99	0.181
1 600	6.51	1.21	4.59	0.509	3.79	0.317	6 000	10.9	2.01	8.61	1.11	6.92	0.645	4.79	0.257
1 700	6.92	1.36	4.87	0.572	4.03	0.355	7 000	12.7	2.69	10.0	1.49	8.08	0.862	5.59	0.343
1 800	7.32	1.52	5.16	0.636	4.27	0.395	8 000	14.5	3.49	11.5	1.93	9.23	1.11	6.38	0.441
1 900	7.73	1.68	5.45	0.704	4.50	0.438	9 000	16.3	4.38	12.9	2.42	10.39	1.39	7.18	0.551
2 000	8.14	1.86	5.73	0.776	4.74	0.483	10 000	.....	.....	14.3	2.97	11.5	1.70	7.98	0.671
2 500	10.2	2.86	7.17	1.187	5.93	0.738	11 000	.....	.....	15.8	3.57	12.7	2.05	8.78	0.810
3 000	12.2	4.06	8.60	1.68	7.11	1.04	12 000	.....	.....	.....	.....	13.8	2.44	9.58	0.959
3 500	14.2	5.46	10.0	2.25	8.30	1.40	13 000	.....	.....	.....	.....	15.0	2.86	10.4	1.12
4 000	16.3	7.07	11.5	2.92	9.48	1.81	14 000	.....	.....	.....	.....	16.2	3.29	11.2	1.29
4 500	.....	.....	12.9	3.65	10.7	2.27	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
5 000	.....	.....	14.3	4.47	11.9	2.78	15 000	.....	.....	.....	.....	.....	.....	12.0	1.48
6 000	.....	.....	17.2	6.39	14.2	3.95	16 000	.....	.....	.....	.....	.....	.....	12.8	1.67
7 000	.....	.....	.....	.....	16.6	5.32	17 000	.....	.....	.....	.....	.....	.....	13.6	1.88
8 000	.....	.....	.....	.....	.....	.....	18 000	.....	.....	.....	.....	.....	.....	14.4	2.10
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	19 000	.....	.....	.....	.....	.....	.....	15.2	2.33

TABLA 1 (continuación)

Gal. por min.	2 plg		2½ plg		3 plg		4 plg		Gal. por min.	5 plg		6 plg		8 plg	
	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.		V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.
25	2.39	1.29	.....	.....	.....	.....	.....	.....	160	2.57	0.487	.....	.....	.....	.....
30	2.87	1.82	.....	.....	.....	.....	.....	.....	180	2.89	0.606	.....	.....	.....	.....
35	3.35	2.42	2.35	1.00	.....	.....	.....	.....	200	3.21	0.736	.....	.....	.....	.....
40	3.82	3.10	2.68	1.28	.....	.....	.....	.....	220	3.53	0.879	2.44	0.357	.....	.....
45	4.30	3.85	3.02	1.60	.....	.....	.....	.....	240	3.85	1.035	2.66	0.419	.....	.....
50	4.78	4.67	3.35	1.94	2.17	0.662	.....	.....	260	4.17	1.20	2.89	0.487	.....	.....
60	5.74	6.59	4.02	2.72	2.60	0.924	.....	.....	300	4.81	1.58	3.33	0.637	.....	.....
70	6.69	8.86	4.69	3.63	3.04	1.22	.....	.....	350	5.61	2.11	3.89	0.851	.....	.....
80	7.65	11.4	5.36	4.66	3.47	1.57	.....	.....	400	6.41	2.72	4.44	1.09	2.57	0.279
90	8.60	14.2	6.03	5.82	3.91	1.96	.....	.....	450	7.22	3.41	5.00	1.36	2.89	0.348
100	9.56	17.4	6.70	7.11	4.34	2.39	2.52	0.624	500	8.02	4.16	5.55	1.66	3.21	0.424
120	11.5	24.7	8.04	10.0	5.21	3.37	3.02	0.877	600	9.62	5.88	6.66	2.34	3.85	0.597
140	13.4	33.2	9.38	13.5	6.08	4.51	3.53	0.17	700	11.2	7.93	7.77	3.13	4.49	0.757
160	15.3	43.0	10.7	17.4	6.94	5.81	4.03	1.49	800	12.8	10.22	8.88	4.03	5.13	1.02
180	.....	.....	12.1	21.9	7.81	7.28	4.54	1.86	900	14.4	12.9	9.99	5.05	5.77	1.27
200	.....	.....	13.4	26.7	8.68	8.90	5.04	2.27	1 000	16.0	15.8	11.1	6.17	6.41	1.56
220	.....	.....	14.7	32.2	9.55	10.7	5.54	2.72	1 100	.....	.....	12.2	7.41	7.05	1.87
240	.....	.....	16.1	38.1	10.4	12.6	6.05	3.21	1 200	.....	.....	13.5	8.76	7.70	2.20
260	.....	.....	.....	.....	11.3	14.7	6.55	3.74	1 300	.....	.....	14.4	10.2	8.34	2.56
280	.....	.....	.....	.....	12.2	16.9	7.06	4.30	1 400	.....	.....	15.5	11.8	8.98	2.95
300	.....	.....	.....	.....	13.0	19.2	7.56	4.89	1 500	.....	.....	.....	.....	9.62	3.37
350	.....	.....	.....	.....	15.2	26.1	8.82	6.55	1 600	.....	.....	.....	.....	10.3	3.82
400	.....	.....	.....	.....	.....	.....	10.10	8.47	1 700	.....	.....	.....	.....	10.9	4.29
450	.....	.....	.....	.....	.....	.....	11.4	10.65	1 800	.....	.....	.....	.....	11.5	4.79
500	.....	.....	.....	.....	.....	.....	12.6	13.0	1 900	.....	.....	.....	.....	12.2	5.31
550	.....	.....	.....	.....	.....	.....	13.9	15.7	2 000	.....	.....	.....	.....	12.8	5.86
600	.....	.....	.....	.....	.....	.....	15.1	18.6	2 100	.....	.....	.....	.....	13.5	6.43
									2 200	.....	.....	.....	.....	14.1	7.02

NOTA: Las tablas muestran los valores promedio de pérdida de fricción para tubería nueva; para instalaciones comerciales se recomienda aumentar un 15% a los valores mostrados. En estas tablas no se está incluyendo ninguna tolerancia para tomar en cuenta la antigüedad de la tubería.

TABLA 2 (continuación)

Gal. por min.	30 pig Sch. 20		36 pig I D		42 pig I D		48 pig I D		Gal. por min.	54 pig I D		60 pig I D		72 pig I D	
	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.		V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.	V pies/seg	$h_f$ Fric.
5 000	2.43	0.0535	.....	.....	.....	.....	.....	.....	15 000	2.10	0.0194	.....	.....	.....	.....
6 000	2.91	0.075	.....	.....	.....	.....	.....	.....	20 000	2.80	0.0333	2.27	0.0198	.....	.....
7 000	3.40	0.100	.....	.....	.....	.....	.....	.....	25 000	3.50	0.0504	2.84	0.0301	.....	.....
8 000	3.89	0.129	2.52	0.0442	.....	.....	.....	.....	30 000	4.20	0.0713	3.40	0.0424	2.37	0.0173
9 000	4.37	0.161	2.84	0.0551	.....	.....	.....	.....	35 000	4.90	0.0958	3.97	0.0567	2.76	0.0231
10 000	4.86	0.196	3.15	0.0670	2.32	0.0314	.....	.....	40 000	5.60	0.124	4.54	0.0730	3.15	0.0297
12 000	5.83	0.277	3.78	0.094	2.78	0.0441	.....	.....	50 000	7.00	0.189	5.67	0.112	3.94	0.0450
14 000	6.80	0.371	4.44	0.126	3.24	0.0591	.....	.....	60 000	8.40	0.267	6.81	0.158	4.73	0.0637
16 000	7.77	0.478	5.04	0.162	3.71	0.0758	2.84	0.0391	70 000	9.81	0.358	7.94	0.213	5.52	0.0850
18 000	8.74	0.598	5.67	0.203	4.17	0.0944	3.19	0.0498	80 000	11.2	0.465	9.08	0.275	6.31	0.110
20 000	9.71	0.732	6.30	0.248	4.63	0.115	3.55	0.0591	90 000	12.6	0.586	10.2	0.344	7.10	0.138
25 000	12.1	1.13	7.88	0.378	5.79	0.176	4.43	0.091	100 000	14.0	0.715	11.3	0.420	7.89	0.168
30 000	14.6	1.61	9.46	0.540	6.95	0.250	5.32	0.128	120 000	16.8	1.02	13.6	0.600	9.47	0.237
35 000	17.0	2.17	11.0	0.724	8.11	0.334	6.21	0.172	140 000	.....	.....	15.9	0.806	11.0	0.321
40 000	.....	.....	12.6	0.941	9.26	0.433	7.09	0.222	160 000	.....	.....	.....	.....	12.6	0.414
45 000	.....	.....	14.1	1.18	10.4	0.545	7.98	0.278	180 000	.....	.....	.....	.....	14.2	0.522
50 000	.....	.....	15.8	1.45	11.6	0.668	8.87	0.341	200 000	.....	.....	.....	.....	15.8	0.642
60 000	.....	.....	.....	.....	13.9	0.946	10.64	0.484	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
70 000	.....	.....	.....	.....	16.2	1.27	12.4	0.652	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
80 000	.....	.....	.....	.....	.....	.....	14.2	0.849	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
90 000	.....	.....	.....	.....	.....	.....	16.0	1.06	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....

NOTA: Las tablas muestran los valores promedio de pérdida por fricción para tubería nueva; para instalaciones comerciales, se recomienda aumentar un 15% a los valores mostrados. En estas tablas no se está incluyendo ninguna tolerancia para tomar en cuenta la antigüedad de la tubería.

TUBO DE ACERO (CEDULA 40) — PERDIDAS POR FRICCIÓN PARA AGUA (EXPRESADAS EN PIES DE CARGA POR CADA 100 PIES DE LONGITUD DE TUBERÍA)

Gal. por min.	¼ pig		⅜ pig		½ pig		¾ pig		Gal. por min.	1 pig		1¼ pig		1½ pig	
	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.		V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.	V pies/seg	h <sub>f</sub> Fric.
0.8	2.47	12.7	.....	.....	.....	.....	.....	.....	6	2.23	2.68	.....	.....	.....	.....
1.0	3.08	19.1	.....	.....	.....	.....	.....	.....	8	2.97	4.54	.....	.....	.....	.....
1.2	3.70	26.7	.....	.....	.....	.....	.....	.....	10	3.71	6.86	.....	.....	.....	.....
1.4	4.32	36.3	2.35	7.85	.....	.....	.....	.....	12	4.45	9.62	2.57	2.48	.....	.....
1.6	4.93	45.2	2.68	10.1	.....	.....	.....	.....	14	5.20	12.8	3.00	3.28	.....	.....
1.8	5.55	56.4	3.02	12.4	.....	.....	.....	.....	16	5.94	16.5	3.43	4.20	2.52	1.96
2.0	6.17	69.0	3.36	15.0	2.11	4.78	.....	.....	18	6.68	20.6	3.86	5.22	2.84	2.42
2.5	7.71	105.0	4.20	22.6	2.64	7.16	.....	.....	20	7.42	25.1	4.29	6.34	3.15	2.94
3.0	9.25	148.0	5.04	31.8	3.17	10.0	.....	.....	22	8.17	30.2	4.72	7.58	3.47	3.52
3.5	10.79	200.0	5.88	42.6	3.70	13.3	.....	.....	24	8.91	35.6	5.15	8.92	3.78	4.14
4.0	12.33	259.0	6.72	54.9	4.22	17.1	2.41	4.21	26	9.65	41.6	5.58	10.37	4.10	4.81
5	15.42	398	8.40	83.5	5.28	25.8	3.01	6.32	28	10.39	47.9	6.01	11.9	4.41	5.51
6	.....	.....	10.08	118	6.34	36.5	3.61	8.87	30	11.1	54.6	6.44	13.6	4.73	6.26
7	.....	.....	11.8	158	7.39	48.7	4.21	11.8	35	13.0	73.3	7.51	18.2	5.51	8.37
8	.....	.....	13.4	205	8.45	62.7	4.81	15.0	40	14.8	95.0	8.58	23.5	6.30	10.79
9	.....	.....	15.1	258	9.50	78.3	5.42	18.6	45	16.7	119.0	9.65	29.4	7.04	13.45
10	.....	.....	16.8	316	10.56	95.9	6.02	23.0	50	18.6	146	10.7	36.0	7.88	16.4
12	.....	.....	.....	.....	12.7	136	7.22	32.6	55	.....	.....	11.8	43.2	8.67	19.7
14	.....	.....	.....	.....	14.8	183	8.42	43.5	60	.....	.....	12.9	51.0	9.46	23.2
16	.....	.....	.....	.....	16.9	235	9.63	56.3	65	.....	.....	13.9	59.6	10.24	27.1
18	.....	.....	.....	.....	.....	.....	10.8	70.3	70	.....	.....	15.0	68.8	11.03	31.3
20	.....	.....	.....	.....	.....	.....	12.0	86.1	75	.....	.....	16.1	78.7	11.8	35.8
22	.....	.....	.....	.....	.....	.....	13.2	104	80	.....	.....	.....	.....	12.6	40.5
24	.....	.....	.....	.....	.....	.....	14.4	122	85	.....	.....	.....	.....	13.4	45.6
26	.....	.....	.....	.....	.....	.....	15.6	143	90	.....	.....	.....	.....	14.2	51.0
28	.....	.....	.....	.....	.....	.....	16.8	164	95	.....	.....	.....	.....	15.0	56.5
100	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	100	.....	.....	.....	.....	15.8	62.2

**TABLA 3**

**COEFICIENTES DE FRICCIÓN  $f$  PARA AGUA SOLAMENTE**

(Intervalo de temperatura aproximado de 10° C a 21° C)

Para tuberías viejas - intervalo aproximado de  $\epsilon$ : 0,12 cm a 0,60 cm

Para tuberías usadas - intervalo aproximado de  $\epsilon$ : 0,06 cm a 0,09 cm

Para tuberías nuevas - intervalo aproximado de  $\epsilon$ : 0,015 cm a 0,03 cm

( $f$  = valor tabulado  $\times 10^{-4}$ )

Diámetro y tipo de tubería		VELOCIDAD (m/seg)										
		0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,4	3,0	4,5	6,0	9,0
10 cm	Comercial vieja	335	415	410	405	400	395	395	390	385	375	370
	Comercial usada	355	320	310	300	290	285	280	270	260	250	250
	Tubería nueva	300	265	250	240	230	225	220	210	200	190	185
	Muy lisa	240	205	190	180	170	165	165	150	140	130	120
15 cm	Comercial vieja	425	410	405	400	395	395	390	385	380	375	365
	Comercial usada	335	310	300	285	280	275	265	260	250	240	235
	Tubería nueva	275	250	240	225	220	210	205	200	190	180	175
	Muy lisa	220	190	175	165	160	150	145	140	130	120	115
20 cm	Comercial vieja	420	405	400	395	390	385	380	375	370	365	360
	Comercial usada	320	300	285	280	270	265	260	250	240	235	225
	Tubería nueva	265	240	225	220	210	205	200	190	185	175	170
	Muy lisa	205	180	165	155	150	140	135	130	120	115	110
25 cm	Comercial vieja	415	405	400	395	390	385	380	375	370	365	360
	Comercial usada	315	295	280	270	265	260	255	245	240	230	225
	Tubería nueva	260	230	220	210	205	200	190	185	180	170	165
	Muy lisa	200	170	160	150	145	135	130	125	115	110	105
30 cm	Comercial vieja	415	400	395	395	390	385	380	375	365	360	355
	Comercial usada	310	285	275	265	260	255	250	240	235	225	220
	Tubería nueva	250	225	210	205	200	195	190	180	175	165	160
	Muy lisa	190	165	150	140	140	135	125	120	115	110	105
40 cm	Comercial vieja	405	395	390	385	380	375	370	365	360	350	350
	Comercial usada	300	280	265	260	255	250	240	235	225	215	210
	Tubería nueva	240	220	205	200	195	190	180	175	170	160	155
	Muy lisa	180	155	140	135	130	125	120	115	110	105	100
50 cm	Comercial vieja	400	395	390	385	380	375	370	365	360	350	350
	Comercial usada	290	275	265	255	250	245	235	230	220	215	205
	Tubería nueva	230	210	200	195	190	180	175	170	165	155	150
	Muy lisa	170	150	135	130	125	120	115	110	105	100	95
60 cm	Comercial vieja	400	395	385	380	375	370	365	360	355	350	345
	Comercial usada	285	265	255	250	245	240	230	225	220	210	200
	Tubería nueva	225	200	195	190	185	180	175	170	165	155	150
	Muy lisa	165	140	135	125	120	120	115	110	105	100	95
75 cm	Comercial vieja	400	385	380	375	370	365	360	355	350	340	345
	Comercial usada	280	255	250	245	240	230	225	220	210	205	200
	Tubería nueva	220	195	190	185	180	175	170	165	160	155	150
	Muy lisa	160	135	130	120	115	115	110	110	105	100	95
90 cm	Comercial vieja	395	385	375	370	365	360	355	350	345	340	340
	Comercial usada	275	255	245	240	235	230	225	220	210	200	195
	Tubería nueva	215	195	185	180	175	170	165	160	155	150	145
	Muy lisa	150	135	125	120	115	110	110	105	100	95	90
120 cm	Comercial vieja	395	385	370	365	360	355	350	345	340	340	335
	Comercial usada	265	250	240	230	225	220	215	210	200	195	190
	Tubería nueva	205	190	180	175	170	165	160	155	150	145	140
	Muy lisa	140	125	120	115	110	110	105	100	95	90	90

TABLAS DE CARRILES DE

DESARROLLO, TEXAS, OREGÓN

TUO CUBIERTA DE LEGUA,

CORROS DE TAJONES,

TERRAS Y VALLES.

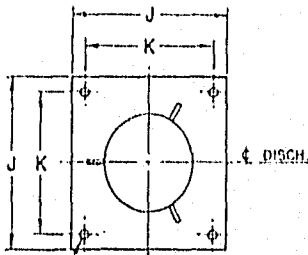




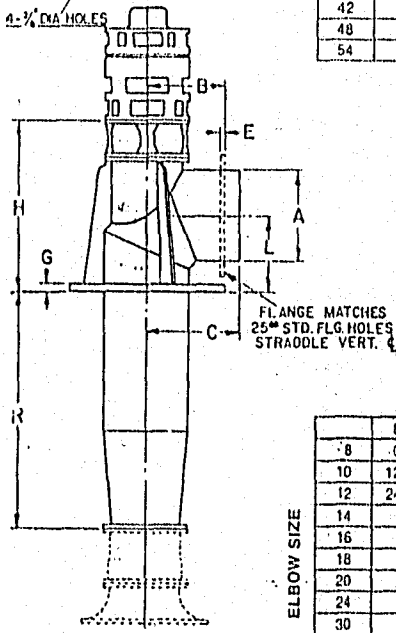
# Nacional de Bombas y Válvulas, S.A. de C.V.

PAG. 337

## MODEL JP AND JM PROPELLER AND MIXED FLOW PUMPS SURFACE DISCHARGE ELBOW DIMENSIONS



A	B	C	E	G	H	J	K	L
8 1/2	10	12	3/4	1	30	18	15	8
10 1/4	10	14	3/4	1	33	18	15	10
12 1/4	12	16	3/4	1	36	24	21	12
14	14	18	3/4	1	39	24	21	14
16	16	22	3/4	1	42	30	27	16
18	16	24	3/4	1	45	30	27	18
20	18	26	3/4	1 1/4	51	32	29	18
24	22	28	3/4	1 1/4	57	36	33	22
30	26	34	3/4	1 1/4	64	42	39	26
36	30	38	1	1 1/4	73	48	45	32
42	36	46	1	1 1/4	80	54	51	36
48	40	52	1	1 1/4	89	66	63	42
54	46	58	1	1 1/4	90	72	69	46



### MIXED FLOW OR PROPELLER BOWL SIZE MINIMUM \*R\* DIMENSIONS

ELBOW SIZE	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36	42	48
8	0											
10	12	0										
12	24	12	0									
14		24	12	0								
16		36	24	12	0							
18			36	24	12	0						
20				36	24	12	0					
24				60	48	36	24	0				
30						72	60	36	0			
36							96	72	36	0		
42								72	36	0		
48									72	36	0	
54										72	36	0

VERTICAL TURBINE PUMPS  
MATERIAL SPECIFICATIONS  
7000

REFERENCE NUMBER	PART NAME	MATERIAL	SPECIFICATION
31	SHAFT COUPLING	STEEL	ASTM A108 12L14
32	PUMP SHAFT	STAINLESS STEEL	AISI A302 416
34	TOP BOWL BEARING	BRONZE	ASTM B505 ALLOY 932
35	INTERMEDIATE BOWL BEARING	BRONZE OR RUBBER	ASTM B505 ALLOY 932 OR RUBBER (1)
36	INTERMEDIATE BOWL	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
36A	INTERMEDIATE BOWL CAPSCREW	STEEL	SAE J429 GRADE 5
36B	DISCHARGE CASE NUT	STEEL	SAE BOLT STEEL
36C	DISCHARGE CASE CAPSCREW	STEEL	SAE J420 GRADE 5
36V	BOWL WEAR RING	BRONZE	ASTM B505 ALLOY 932
37	IMPELLER	BRONZE	ASTM B505 ALLOY 932
38	IMPELLER LOCK COLLAR	STEEL	ASTM A108 GRADE 12L14
40	SUCTION CASE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
41	SUCTION CASE BEARING	BRONZE	ASTM B505 ALLOY 932
42	CONNECTOR BEARING	BRONZE	ASTM B505 ALLOY 932
44	DISCHARGE CASE	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
44A	DISCHARGE CASE PLUG	CAST IRON	COMMERCIAL
45	TOP BOWL	CAST IRON	ASTM A48 CLASS 30
48	SUCTION CASE SAND COLLAR	STEEL	ASTM A108 GRADE 12L14
49	SUCTION CASE PLUG	CAST IRON	COMMERCIAL
49	SAND COLLAR SET SCREW	STEEL	SAE BOLT STEEL

TECHNICAL DATA IS SHOWN ON BOWL PERFORMANCE CURVE (1)

(1) MAXIMUM OPERATING TEMPERATURE IS 180°F WITH BRONZE BEARINGS AND 150°F WITH RUBBER BEARINGS.  
7000

SIZE	Bowl Weights	
	FIRST STAGE	EA ADDITIONAL STAGE
6M	50 LBS.	15 LBS.
7M	71 LBS.	22 LBS.
8M	101 LBS.	33 LBS.
10M	149 LBS.	62 LBS.
10XH	234 LBS.	76 LBS.
11M	202 LBS.	66 LBS.
11H	272 LBS.	103 LBS.
12M	289 LBS.	110 LBS.
12MC	303 LBS.	112 LBS.
12H	266 LBS.	89 LBS.
12XH	292 LBS.	112 LBS.
13H	319 LBS.	152 LBS.
14M	483 LBS.	172 LBS.
14MC	435 LBS.	169 LBS.
14XH	420 LBS.	165 LBS.
15H	469 LBS.	200 LBS.

**DATOS DE SELECCION DE FLECHA Y TUBO DE CUBIERTA**  
**TABLA DE SELECCION TAMAÑO DE FLECHA**  
 (PARA COLUMNAS DE 500 PIES (152.4 MIS.) Y ALTURAS DE 500 PIES (152.4 MIS.)

SECCION 1100  
 HOJA No. 50

Esta tabla no siempre indica la selección de flecha más económica,  
 los HP mostrados pueden exceder un 15% de los motores.  
 Columna máxima para flecha de 1 1/2 (1.9 Cms.) es 400 pies (121.9 Mis.) en velo-  
 cidades no mayores de 2,200 RPM.

TAMAÑO FLECHA.		CMS.	1.9	2.54	3.01	3.8	4.2	4.9	5.5
		FUIG.	3/4	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2"
3450	H.P. MAX.	30	100	150	300	450	---	---	---
	PERDIDA/100 (30.4 MIS.)	.62	1.1	1.45	2.2	2.8	---	---	---
1760	H.P. MAX.	15	50	75	150	250	350	450	---
	PERDIDA/100 (30.4 MIS.)	.32	.53	.72	1.25	1.4	1.9	2.3	---
1160	H.P. MAX.	10	30	50	100	150	200	300	---
	PERDIDA/100 (30.4 MIS.)	.21	.35	.48	.75	.94	1.2	1.5	---

**FLECHA Y TUBO CUBIERTA PESO POR PIE (30.4 CMS.)**

Dimensiones en Pulg. (Peso en lbs. x pie).

FLECHA DIAM.	3/4"	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2"	2 1/4"	2 1/2"	2 3/4"	3"	3 1/4"	3 1/2"	3 3/4"
PESO DE FLECHA POR PIE	1.50	2.67	3.77	6.01	7.60	10.02	12.78	15.86	19.29	23.04	27.13	31.56	36.31	41.40
TAMAÑO DE CUBIERTA	1 1/8"	1 1/2"	2"	2 1/8"	3"	3"	3 1/8"	4"	5"	5"	5"	5"	6"	6"
PESO DE CUBIERTA POR PIE	2.99	3.63	5.02	7.66	10.25	10.25	12.50	14.98	20.70	20.78	20.78	20.78	20.78	28.57

Dimensiones en Cms. (peso en Kgs. x Metro).

FLECHA DIAM.	1.9	2.54	3.01	3.8	4.2	4.9	5.5	6.1	6.6	7.4	8.0	8.7	9.3	10.0
PESO DE FLECHA	2.2	3.9	5.6	8.9	11.3	14.8	19.	23.6	28.6	34.5	40.5	47.0	54	61.5
TAMAÑO DE CUBIERTA	3.17	3.8	5.0	6.3	7.6	7.6	8.8	10.1	12.7	12.7	12.7	12.7	15.2	15.2
PESO DE CUBIERTA	4.4	5.4	7.4	11.4	15.2	15.2	18.6	2.2	30.8	30.8	30.8	30.8	42.5	42.5

6900 7000  
APPLICATION & REFERENCE DATA

PAG. 340

LINESHAFT RATING CHART

Shaft Size and Weight per ft.	Speed (RPM)	Allowable Brake Horsepower at Thrust (lbs. ft.):								
		3000	5000	7500	10000	20000	30000	50000	65000	
2 1/16 K <sub>S</sub> = 17.0	1770	---	859	857	855	842	820	745	---	
	1170	---	560	566	565	557	542	493	---	
	880	---	422	421	420	414	403	366	---	
	705	---	342	341	340	335	326	297	---	
	585	---	284	283	282	278	271	246	---	
	505	---	245	244	244	240	234	212	---	
	100	---	48.57	48.44	48.33	47.60	46.36	42.14	---	
2 11/16 K <sub>S</sub> = 21.0	1770	---	1151	1150	1148	1137	1117	1051	---	
	1170	---	761	760	759	751	738	695	---	
	880	---	566	565	564	558	549	517	---	
	705	---	458	458	457	452	445	418	---	
	585	---	380	380	379	375	369	347	---	
	505	---	328	328	327	324	318	300	---	
	100	---	65.07	65.00	64.90	64.21	63.13	59.43	---	
2 13/16 K <sub>S</sub> = 25.0	1770	---	---	1508	1506	1495	1477	1419	---	
	1170	---	---	996	995	988	976	938	---	
	880	---	---	741	740	735	726	697	---	
	705	---	---	600	599	595	588	565	---	
	585	---	---	498	497	494	488	469	---	
	505	---	---	430	429	426	421	405	---	
	100	---	---	374	374	372	367	352	---	
3 1/16 K <sub>S</sub> = 27.1	1170	---	---	---	1273	1265	1255	1220	---	
	880	---	---	---	946	941	933	907	---	
	705	---	---	---	767	762	756	735	---	
	585	---	---	---	636	632	627	610	---	
	505	---	---	---	549	546	541	526	---	
	440	---	---	---	478	476	472	458	---	
	100	---	---	---	108.8	108.2	107.3	104.3	---	
3 1/8 K <sub>S</sub> = 31.6	1170	---	---	---	1597	1591	1580	1547	---	
	880	---	---	---	1187	1183	1175	1151	---	
	705	---	---	---	980	958	952	932	---	
	585	---	---	---	798	795	790	773	---	
	505	---	---	---	689	686	682	668	---	
	440	---	---	---	600	598	594	582	---	
	100	---	---	---	135.5	136.0	135.1	132.3	---	

- Above chart is based on AISI-1045 material.
- For ratings other than those shown above use the following formula:

$$\text{BHP (Allowed)} = \frac{\text{RPM}}{100} \times \text{BHP @ 100 RPM}$$

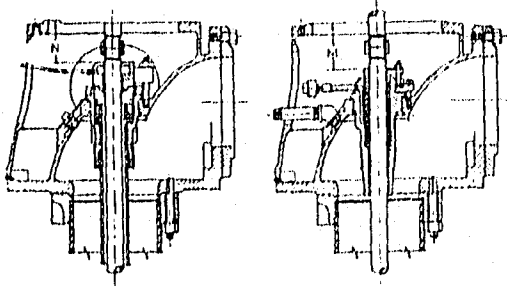
Example: 1 1/16" shaft @ 2300 RPM, 5000 lbs. Thrust

$$\text{BHP (Allowed)} = \frac{2300}{100} \times 17.0 = 391 \text{ BHP}$$

- Multipliers for various line shaft materials

Type	Multipliers	
	1" - 2 1/16"	2 1/16" & Larger
416	1.1	1.2
304/316	.6	.6
17-4PH	1.6	1.7
Monel	.8	.8
K-Monel	1.6	1.7

4. 4" diameter or shaft & larger use above ratings.



SECCION 1100

HOJA No. 13

**FLECHA MOTRIZ EN DOS PARTES CON COPLE ROSCADO**

No debe usarse cople cuando lleven tuerca de cubierta tipo empaques a casquillo en la flecha.

Las dimensiones dadas no permiten a ningún motor extensión de flecha abajo del flange.

DIMENSIONES EN PULG.

CABEZAL	FLECHA	ESPACIO DISPONIBLE		COPLE USADO		
		N	M	CORTO	PORTE No.	ESTANDARD
4 x 4 x 10	1/4	3 1/8	3 1/4	1 1/4	2622695	.....
4 x 4 x 10F	1			1 3/8	2622696	.....
4 x 6 x 12	1/2	3 1/8	3 15/16	1 1/4	2622695	.....
6 x 6 x 12	1			1 3/8	2622696	.....
6 x 10 x 16 1/2	1 1/8			3 1/2	2622697	.....
	1			3 1/4	2622696	.....
8 x 8 x 16 1/2	1 1/4	3 1/8	3 1/4	1 3/8	2622696	.....
	1 1/2			2 1/4	2622697	.....
	1 1/2			3 1/8	2622698	.....
10 x 10 x 16 1/2	1 1/4	4 13/16	5	.....	T-92091	3 1/2
	1 1/2			.....	T-92092	.....
	1 1/2			3 1/8	2622700	.....
	1 1/2			3 1/4	2622701	.....
	1 1/2			6 1/4	.....	T-92091
12 x 12 x 20	1 1/2	5 13/16	6 1/4	.....	T-92092	.....
	1 1/2			.....	T-92093	4 1/2
	1 1/2			.....	2622701	.....
	2 1/4			3 1/4	2622702	.....
	2 1/4			6	.....	.....

DIMENSIONES EN CMS.

CABEZAL	FLECHA	ESPACIO DISPONIBLE		COPLE USADO			
		N	M	CORTO	PORTE No.	ESTANDARD	
4 x 4 x 10	1.9	7.7	8.2	4.4	2622695	.....	
4 x 4 x 10F	2.5			4.7	2622696	.....	
4 x 6 x 12	1.9	8.4	10.0	4.4	2622695	.....	
6 x 6 x 12	2.5			4.7	2622696	.....	
6 x 10 x 16 1/2	3.0			9.3	5.7	2622697	.....
	2.5			.....	4.7	2622696	.....
8 x 8 x 16 1/2	3.0	8.7	9.6	5.7	2622697	.....	
	3.8			7.2	6.0	2622698	.....
	3.0			.....	.....	T-92091	.....
10 x 10 x 16 1/2	3.8	12.2	12.7	.....	T-92092	8.8	
	4.2			8.0	2622700	.....	
	4.9			9.5	2622701	.....	
	3.0			.....	.....	T-92091	.....
12 x 12 x 20	3.8	15.0	15.6	.....	T-92092	8.8	
	4.2			.....	T-92093	10.7	
	4.9			.....	2622701	.....	
	5.5			9.5	2622702	.....	
	5.5			15.2	.....	.....	.....

**DATOS GENERALES**  
**CABEZALES DESCARGA**

DIMENSIONES EN PULG.

CABEZAL	C O L U M N A							DESCARGA		PRESION MAX TRABAJO		BASE MOTOR	
	FLECHA		CUBIERTA		COLUMNA		Columna Max Altura std. PIES	ROSCA MAX	CON FLANGE (1)	CONSTRUCCION		BD	BD MAX SIN ADAPT
	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX				STD.	ALTA PRESION 2		
2 1/2 x 2 1/2 x 10	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2 1/2	2 1/2	1000	2 1/2	4	4	175	10	12
3 x 3 x 10					3	3							
4 x 4 x 10					2	3		6					
4 x 4 x 10F													
4 x 6 x 12													
6 x 6 x 12	1 3/4	2	3	10	6	6	400	12					
6 x 10 x 16 1/2	1 1/2				2 1/2	4			8	8			
8 x 8 x 16 1/2	1 1/2	2 1/2	4	8	800	8	8	16 1/2	20				
10 x 10 x 16 1/2	1 1/4	3	10	600	10	10							
12 x 12 x 20	1 3/4	2 3/4	3 1/2	5	12	500	12			12	20	24 1/2	

DIMENSIONES EN CMS.

CABEZAL	C O L U M N A							DESCARGA		PRESION MAX TRABAJO		BASE MOTOR	
	FLECHA		CUBIERTA		COLUMNA		Columna Max Altura std. MTS	ROSCA MAX	CON FLANGE (1)	CONSTRUCCION		BD	BD MAX SIN ADAPT
	MIN	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX				STD.	ALTA PRESION 2		
2 1/2 x 2 1/2 x 10	1.9	2.5	3.1	3.8	6.3	6.3	304.8	6.3	10.1	10.1	12.3	25.4	30.4
3 x 3 x 10					7.6	7.6							
4 x 4 x 10					5.0	7.6		15.2					
4 x 4 x 10F													
4 x 6 x 12													
6 x 6 x 12	3.0	2.5	6.3	10.1	25.4	243.8	15.2	15.2	28.1	30.4			
6 x 10 x 16 1/2	3.8						20.3	20.3					
8 x 8 x 16 1/2	2.5	3.8	6.3	10.1	20.3	243.8	20.3	20.3	41.9	50.8			
10 x 10 x 16 1/2	3.0	4.9	7.6	25.4	182.8	25.4	25.						
12 x 12 x 20	5.5	5.0	8.8	12.7	30.4	152.4	30.4	30.			50.8	62.2	

Para columnas más profundas consúltese a la fábrica.

1.—Flanges Estandar ASA de 125 lbs. y 150 lbs.

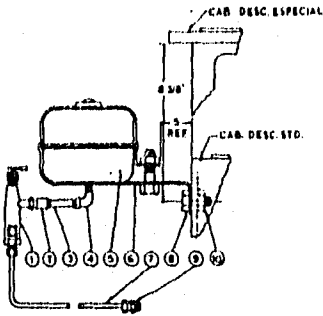
2.—Flanges de 250 lbs., cara realzada.

Los cabezales 2 1/2 x 2 1/2 x 10, 3 x 3 x 10 y 4 x 4 x 10

Son del tipo roscado en la columna y en la descarga.

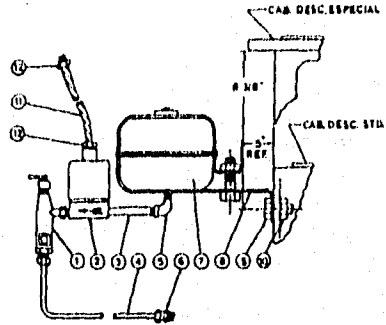
BHP. Máxima a 1760 (A) 60 HP (B) 75 HP (C) 150 HP (D) 250 HP (E) 450 HP.

### LUBRICADOR MANUAL



- 1.- Montaje de gotero
- 2.- Cople para tubo
- 3.- Niple tubo STD
- 4.- Codo para tubo
- 5.- Tanque de aceite
- 6.- Soportes del tanque
- 7.- Tubo de cobre
- 8.- Tornillo Cach. caz. hex.
- 9.- Conector
- 10.- Tuerca hex.

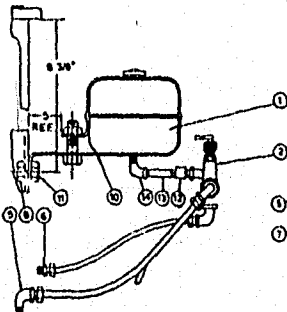
### LUBRICADOR AUTOMATICO



- 1.- Montaje del gotero
- 2.- " " válvula solenoide
- 3.- Niple tubo STD
- 4.- Tubo de cobre
- 5.- Codo para tubo
- 6.- Conector
- 7.- Tanque de aceite
- 8.- Soporta
- 9.- Tornillo cach. caz. hex.
- 10.- Tuerca hex.
- 11.- Tubo conduit. flexible
- 12.- Conector conduit.

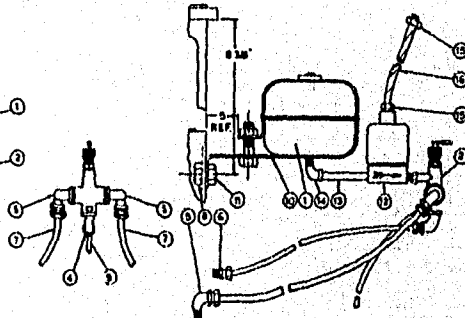
### LUBRICADOR COMPRESOR DE TEMPERATURA AMBIENTE

#### MANUAL



- 1.- Tanque de aceite
- 2.- Montaje del gotero
- 3.- Codo imperial
- 4.- " "
- 5.- " "

#### AUTOMATICO



- 6.- Conector imperial
- 7.- Tubo de cobre
- 8.- Tuerca hex.
- 9.- Tubo de cobre.
- 10.- Montaje del soporte

- 11.- Tornillo cach. caz. hex.
- 12.- Montaje válvula solenoide
- 13.- Niple tubo STD
- 14.- Codo STD
- 15.- Conector conduit.
- 18.- Conduit flexible

### INFORMACION GENERAL DE CUERPOS DE TAZONES

#### EL PRIMER PASO ESTANDAR INCLUYE:

Un tazón de descarga fabricada en hierro vaciado con doble buje (bronce y hule o todo de bronce). Un impulsor de bronce o hierro vaciado, un manguito cónico de acero; un tazón de succión con buje de bronce extrolargo y un anillo sello lateral de hule con centro metálico, una flecha para tazones de acero inoxidable 416.

#### EL PASO ADICIONAL ESTANDAR INCLUYE:

Un tazón intermedio de hierro vaciado con doble buje (bronce y hule o todo de bronce). Un impulsor de bronce o hierro vaciado, un manguito cónico de acero; un anillo sello lateral de hule con centro metálico y flecha adicional de acero inoxidable 416 HT para tazones.

#### DATOS REQUERIDOS EN LA ORDEN:

Altura total máxima (pies o Mts.); Capacidad (GPM ó LPS); Velocidad (RPM) y diámetro del pozo.

Cuando se requiera adaptación en columna que no sea Peerless o Tisa, los siguientes datos deben ser incluidos: Tamaño de columna, rasos, proyección de flechas para tazones y proyección de tubo de cubierta.

La garantía hidráulico es ofrecida con agua limpia, y a temperatura de 85°F máxima (29.4°C).

La construcción estandar con bujes de hule está mecánicamente limitado a una temperatura de 115°F (46.1°C).

### DATOS DE TUBERIA

#### DIMENSIONES EN PULG.

TUBERIA	CEDULA	GRUESO PARED NOMINAL	PESO LBS/PIE	ROSCADO		D. EXT. CORE	D. EXT. FLANGE
				I. P. I.	CONO		
2 1/2 STD	40	.203	5.79	8	3/16	3 3/4	—
3 STD	40	.216	7.57	8	3/16	3 13/16	6 1/4
4 STD	40	.237	10.79	9	3/8	5 1/2	7 1/4
5 STD	40	.258	14.61	8	3/8	6 1/8	8 1/2
6 STD	—	.250	17.02	8	3/8	7 1/8	9 1/2
8 STD	20	.250	22.36	8	3/8	9 1/8	11 1/2
10 STD	—	.250	28.04	8	3/8	11 1/4	14
12 STD	30	.330	43.77	8	3/8	13 1/8	16 1/4
14 D.E.	30	.375	54.57	8	3/4	15 1/2	18
16 D.E.	30	.375	62.58	8	3/4	17 1/8	20
18 D.E.	—	.375	70.59	—	—	—	23 1/8
20 D.E.	20	.375	78.60	—	—	—	25 1/4
24 D.E.	20	.375	94.62	—	—	—	29 1/8

#### DIMENSIONES EN CMS

TUBERIA	CEDULA	GRUESO PARED NOMINAL	PESO KGS / MTQ.	ROSCADO		D. EXT. CORE	D. EXT. FLANGE
				HILOS x PULG.	CONO		
6.35	40	.51	8.62	8	47	8.2	—
7.6	40	.55	11.3	8	47	10.0	15.8
10.1	40	.60	16.	8	47	12.9	18.2
12.7	40	.65	21.7	8	47	16.0	21.2
15.2	40	.83	28.2	8	47	18.7	24.4
20.3	20	.83	36.7	8	47	23.9	29.5
25.4	—	.83	41.73	8	47	29.8	35.5
30.4	30	.83	65.1	8	47	35.4	41.2
35.5	30	.95	81.7	8	1.9	39.2	45.7
40.6	30	.95	93.1	8	1.9	44.2	50.8
45.7	—	.95	105.0	—	—	—	59.0
50.8	20	.95	116.9	—	—	—	64.1
60.9	20	.95	140.8	—	—	—	75.5

(1) Los pesos no incluyen coples.

(2) I. P. I. = hilos/Pulg.

(3) Coples de tubería tienen rasca recta hasta de 12" (30.4 Cms) Estandar.

(4) En columna de 14" D.E. y 16 D.E. tienen rasca cónica de 3/4 de Pulg. por pie, y es usada únicamente en columna lubricado por aceite



6900/7000  
APPLICATION & REFERENCE DATA

MAXIMUM COLUMN SETTING CHART

Column Size	Schedule Number	Wall Thickness	Maximum Settings			
			Threaded Column	Total Weight	Flanged Column	Total Weight
4"	40	.237"	1,100 Ft.	12,000 lbs.	300 Ft.	3,200 lbs.
5"	40	.258"	1,100 Ft.	16,000 lbs.	300 Ft.	4,400 lbs.
6"	40	.280"	1,100 Ft.	21,000 lbs.	400 Ft.	7,600 lbs.
8"	30	.277"	950 Ft.	23,500 lbs.	400 Ft.	9,900 lbs.
10"	—	.279"	800 Ft.	25,000 lbs.	350 Ft.	11,000 lbs.
12"	30	.330"	900 Ft.	39,500 lbs.	350 Ft.	15,500 lbs.
14"	30	.375"	1,000 Ft.	55,000 lbs.	300 Ft.	16,500 lbs.
16"	30	.375"	—	—	300 Ft.	19,000 lbs.
18"	NA	.375"	—	—	350 Ft.	25,000 lbs.
20"	20	.375"	—	—	350 Ft.	27,500 lbs.
24"	20	.375"	—	—	350 Ft.	33,000 lbs.
30"	NA	.375"	—	—	325 Ft.	38,000 lbs.
36"	NA	.375"	—	—	325 Ft.	46,500 lbs.

DISCHARGE HEAD HANGING WEIGHT CHART

Hanging Weight (lbs.) (1)						
Discharge Head	12 x 4 "C"	16½ x 6 "CT"	16½ x 8 "CT"	16½ x 10 "C"	20 x 12 "H"	24½ x 14 "H"
Discharge Pressure	0-125 PSI	0-125 PSI	0-125 PSI	0-125 PSI	0-125 PSI	0-125 PSI
Column Size						
4"	9,000	—	—	20,000	—	—
6"	9,000	11,500	—	20,000	—	—
8"	—	—	15,000	20,000	20,000	—
10"	—	—	—	20,000	20,000	20,000
12"	—	—	—	20,000	20,000	20,000
14"	—	—	—	—	—	20,000

Hanging Weight (lbs.) (1)												
Discharge Head	12 x 4 "D"			16½ x 6 "D"			16½ x 8 "D"			20 x 10 "D"		
	0-125 PSI	126-250 PSI	251-400 PSI	0-125 PSI	126-250 PSI	251-400 PSI	0-125 PSI	126-250 PSI	251-400 PSI	0-125 PSI	126-250 PSI	251-400 PSI
Column Size												
4"	13,000	7,000	—	13,000	7,000	—	—	—	—	—	—	—
6"	—	—	—	21,500	15,000	7,000	21,500	15,000	7,000	21,500	15,000	7,000
8"	—	—	—	25,000	21,000	15,000	26,500	21,000	15,000	26,500	21,000	15,000
10"	—	—	—	—	—	—	29,000	24,000	18,000	29,000	24,000	18,000
12"	—	—	—	—	—	—	32,000	28,000	22,000	32,000	28,000	23,000

- Weight includes column, shaft, enclosing tube, connector bearing, bowl assembly, and discharge head.
- On "H" heads, the weight limit is based on using two nylon slings through the windows, with the driver attached to the head.

ALARGAMIENTO DE FLECHA

EN PULGADAS POR CADA 100 PIES (30.4 MTS.) DE FLECHA

El empuje hacia abajo debido al empuje hidráulico de la bomba causa a la flecha un alargamiento cuando la bomba está en operación.

Los impulsores deben ser levantados del asiento de los tozones lo suficiente para compensar este alargamiento y permitir un claro entre los asientos de los tozones y el Impulsor, evitando que los impulsores rasen y causen el desgaste de la bomba y el aumento de los HP. requeridos.

Cada vez el empuje hidráulico total, puede ser determinado por ésta tabla, el alargamiento de la flecha en una columna.

EMPUJE HIDRAULICO		DIAMETRO DE FLECHA												
		1.9	2.54	3.01	3.81	4.28	4.92	5.5	6.19	6.82	7.46	8.09	8.73	9.36
KGS.	LIBRAS	1/2	1	1 1/2	1 3/4	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6
228.8	500	.047	.026	.018	.012	.009	.007							
272.1	600	.056	.032	.022	.014	.011	.008							
362.8	800	.075	.042	.030	.019	.015	.011	.006						
454.0	1000	.094	.053	.037	.024	.019	.014	.009						
644.	1200	.112	.063	.045	.028	.022	.017	.013	.009	.011				
635.	1400	.131	.074	.052	.033	.024	.020	.015	.012	.010				
725.7	1600	.150	.084	.060	.038	.030	.022	.018	.014	.012				
816.5	1800	.169	.095	.067	.047	.033	.035	.030	.016	.013	.011			
907.2	2000	.187	.105	.075	.047	.037	.028	.022	.018	.015	.012			
1088.0	2400	.225	.127	.090	.056	.044	.034	.026	.021	.018	.015	.012		
1270.	2800	.262	.148	.105	.066	.052	.039	.030	.025	.020	.017	.015		
1461.5	3200		.169	.119	.075	.059	.045	.035	.028	.023	.020	.017		
1632.8	3600		.190	.135	.085	.067	.051	.040	.032	.026	.022	.019	.016	
1814.4	4000		.211	.150	.094	.074	.056	.044	.036	.029	.025	.021	.018	.014
1995.8	4400		.240	.164	.103	.081	.062	.048	.039	.032	.027	.024	.020	.017
2177.2	4800		.253	.179	.113	.089	.067	.053	.043	.035	.029	.025	.021	.019
2358.7	5200		.274	.194	.122	.096	.073	.057	.048	.038	.032	.027	.023	.020
2540.	5600			.209	.131	.107	.079	.062	.050	.041	.034	.029	.025	.022
2721.6	6000			.224	.141	.111	.084	.066	.053	.044	.037	.031	.027	.023
2948.3	6500			.243	.153	.120	.091	.071	.058	.047	.040	.034	.029	.025
3175.	7000			.260	.164	.129	.098	.077	.062	.051	.043	.036	.031	.027
3401.8	7500				.176	.139	.105	.082	.067	.055	.046	.039	.033	.029
3628.7	8000				.189	.148	.112	.088	.071	.058	.049	.042	.036	.031
4082.3	9000				.211	.167	.124	.098	.080	.066	.055	.047	.040	.035
4535.9	10,000				.234	.185	.140	.110	.089	.073	.061	.052	.045	.039
5443.	12,000				.281	.222	.168	.137	.106	.088	.073	.062	.054	.047
6350.	14,000					.259	.196	.154	.124	.102	.086	.073	.062	.055
7257.	16,000					.298	.224	.176	.142	.117	.098	.083	.071	.062
8165	18,000						.252	.198	.160	.131	.110	.093	.080	.070
9072	20,000						.280	.220	.176	.146	.122	.104	.089	.078
9979.	22,000							.242	.195	.160	.134	.114	.098	.084
10888.	24,000							.264	.213	.175	.147	.124	.107	.094
11793	26,000							.286	.230	.190	.159	.135	.116	.102
12701	28,000								.248	.204	.171	.145	.125	.109
13608	30,000								.266	.219	.183	.156	.134	.117
14515	32,000								.203	.233	.196	.166	.143	.125
15422	34,000									.248	.208	.176	.152	.133
16329	36,000									.267	.220	.187	.160	.148
17236	38,000									.277	.232	.197	.170	.148
18144	40,000									.292	.245	.207	.178	.154

$e = \frac{L \times 12 \times H.T.}{E \times G.S.A.}$

e = ALARGAMIENTO (PULG.)  
L = LARGO DE FLECHA (PIES)  
E = MODULO DE ELASTICIDAD (29 000 000)  
H.T. = EMPUJE HIDRAULICO (LBS)  
G.S.A. = SECCION ARFA DE FLECHA (PULG.<sup>2</sup>)

**CALCULO DE EMPUJE**

EMPUJE HACIA ABAJO EN LBS /PIE DE ALTURA (2) PESO EN LBS. POR PASO DEL ELEMENTO ROTATIVO.

TAMAÑO	EMPUJE	(2)	TAMAÑO	EMPUJE	(2)	TAMAÑO	EMPUJE	(2)	TAMAÑO	EMPUJE	(2)	TAMAÑO	EMPUJE	(2)
4LO	1.6	1 1/2	9LA	3.9	11	12HXB	8.5	17	16HH	30.0	75	27MA	74.5	270
4LE	1.0	1 1/4	10LB	4.1	25	14LC	5.7	37	18MA	22.5	54	28HXB	64.2	205
6LB	1.5	3 1/2	10MA	5.5	12	14MA	10.0		18HXB	24.4	72	30LA	64.0	210
6MA	2.8	3	10MFH	16.0		14MC	10.0	33	18HH	35.0	151	30HH	104.0	450
6HXB	2.2	3	10HH	9.5	35	14HXB	12.4	32	20MA	30.0	100	32HXB	87.0	470
7LA	1.9	5	10HXB	5.8	15	14HH	20.0	44	20HXB	25.3	120	36MA	83.0	636
7HXB	3.4	6	11MB	6.2	58	15LC	6.4	46	24MA	46.1	200	36HXB	112.0	680
8LB	2.6	7	12LB	6.0	14	15MA	15.0	56	24HXB	38.5	135	36HH	140.0	784
8MA	5.6	7	12MA	7.5		16M	18.2	39	24HH	57.0	190	42HXB	152.0	870
8HXB	3.62	7	12MB	7.9	21	16MA	22.6	32	26HXB	54.3	166	48HXB	208.0	1075
8MFH	10.5		12HXX	11.0	27	16HXB	20.3	35	26HH	69.0	275	48HH	235.0	1600

EMPUJE HACIA ABAJO EN KGS. POR METRO DE ALTURA (2) PESO EN KGS. POR PASO DEL ELEMENTO ROTATIVO.

TAMAÑO	EMPUJE	(2)	TAMAÑO	EMPUJE	(2)	TAMAÑO	EMPUJE	(2)	TAMAÑO	EMPUJE	(2)	TAMAÑO	EMPUJE	(2)
4LO	2.38	.680	9LA	5.8	5.0	12HXB	12.7	7.7	16HH	44.7	34.0	27MA	111.0.	122
4LE	1.488	.680	10LB	6.1	11.4	14LC	8.5	16.8	18MA	33.5	24.5	28HXB	96.0	93.0
6LB	2.24	1.59	10MA	8.2	5.4	14MA	14.8		18HXB	36.2	32.6	30LA	95.0	95.6
6MA	4.15	1.36	10MFH	23.9		14MC	14.8	15.0	18HH	52.0	68.5	30HH	155.0	204
6HXB	3.27	1.36	10HH	14.2	15.9	14HXB	18.4	14.5	20MA	44.7	45.4	32HXB	130.0	213
7LA	2.83	2.26	10HXB	8.6	6.8	14HH	29.8	20.0	20HXB	37.6	54.5	36MA	123.0	288
7HXB	5.10	2.72	11MB	9.2	26.4	15LC	9.6	20.9	24MA	69.0	60.9	36HXB	167.0	309
8LB	3.8	3.18	12LB	8.9	6.3	15MA	22.4	25.4	24HXB	57.5	61.2	36HH	207.0	355
8MA	8.3	3.18	12MA	11.2		16M	27.0	17.7	24HH	85.0	86.2	42HXB	226.0	394
8HXB	5.4	3.18	12MB	11.8	9.5	16MA	33.6	14.5	26HXB	81.0	75.2	48HXB	310.0	487
8MFH	15.6		12HX	16.3	12	16HXB	30.0	15.9	26 HH	103.0	124.0	48HH	350.0	726

1.—Estos datos son para gravedad específica 1, o multiplicar el empuje hidráulico total por la gravedad específica del líquido bombeado.

2.—El peso del elemento rotativo incluye el peso por paso de la flecha para tazones.

Agregar el peso de la flecha para columna y el empuje hidráulica hacia abajo para determinar el empuje total.

6900 7000  
APPLICATION & REFERENCE DATA

LINESHAFT RATING CHART

Shaft Size and Weight per Ft.	Speed (RPM)	Allowable Brake Horsepower at Thrust (lbs.) of:							
		3000	5000	7500	10000	20000	30000	50000	65000
$3\frac{1}{16}$ $K_S = 36.3$	1170	—	—	—	1971	1966	1957	1926	—
	880	—	—	—	1465	1462	1455	1432	—
	705	—	—	—	1187	1185	1175	1161	—
	585	—	—	—	985	983	978	963	—
	505	—	—	—	850	848	844	831	—
	440	—	—	—	741	739	736	724	—
100	—	—	—	168.5	168.1	167.3	164.7	—	
4 $K_S = 42.7$	880	—	—	—	1531	1529	1524	1505	1485
	705	—	—	—	1240	1239	1235	1219	1203
	585	—	—	—	1029	1028	1024	1012	998
	505	—	—	—	888	887	884	873	862
	440	—	—	—	774	773	770	761	751
	100	—	—	—	176.0	175.8	175.2	173.0	170.7
Size	RPM	20000	30000	50000	65000	85000	105000	125000	150000
$4\frac{1}{2}$ $K_S = 59.0$	880	2137	2132	2116	2098	2067	—	—	—
	705	1732	1727	1715	1700	1675	—	—	—
	585	1437	1433	1423	1411	1390	—	—	—
	505	1240	1237	1228	1218	1200	—	—	—
	440	1081	1078	1070	1061	1045	—	—	—
	100	245.7	245.1	243.3	241.2	237.7	—	—	—
5 $K_S = 73.0$	880	—	2924	2910	2894	2866	2831	—	—
	705	—	2370	2358	2345	2323	2294	—	—
	585	—	1966	1956	1946	1927	1904	—	—
	505	—	1697	1689	1680	1664	1643	—	—
	440	—	1479	1471	1463	1449	1432	—	—
	100	—	336.2	334.5	332.7	329.5	325.5	—	—
$5\frac{1}{2}$ $K_S = 80.8$	880	—	3941	3928	3915	3889	3859	3819	—
	705	—	3194	3183	3172	3152	3126	3094	—
	585	—	2650	2641	2632	2615	2594	2569	—
	505	—	2288	2280	2272	2257	2239	2216	—
	440	—	1953	1947	1940	1927	1911	1911	—
	100	—	453.1	451.6	450.0	447.1	443.5	439.0	—
6 $K_S = 96.1$	880	—	4930	4918	4905	4882	4852	4817	4763
	705	—	3995	3985	3974	3956	3932	3903	3859
	585	—	3315	3307	3298	3283	3263	3239	3202
	505	—	2861	2854	2847	2834	2816	2796	2764
	440	—	2493	2487	2480	2469	2454	2436	2409
	100	—	566.7	565.3	563.8	561.2	557.8	553.7	547.5

- Above chart is based on AISI-1045 material.
- For ratings other than those shown above use the following formula:

$$\text{BHP (Allowed)} = \frac{\text{RPM}}{100} \times \text{BHP at 100 RPM}$$

Example:  $1\frac{1}{16}$ " shaft at 2300 RPM, 5000 lbs. Thrust

$$\text{BHP (Allowed)} = \frac{2300}{100} \times 17.0 = 391.0 \text{ HP}$$







- Multipliers for various shaft materials.

Type	Multipliers	
	$1\frac{1}{16}$ "	$2\frac{1}{16}$ " & Larger
416	1.1	1.2
304/316	6	6
17-4PH	1.6	1.7
Monel	8	8
K-Monel	1.6	1.7

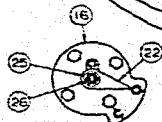
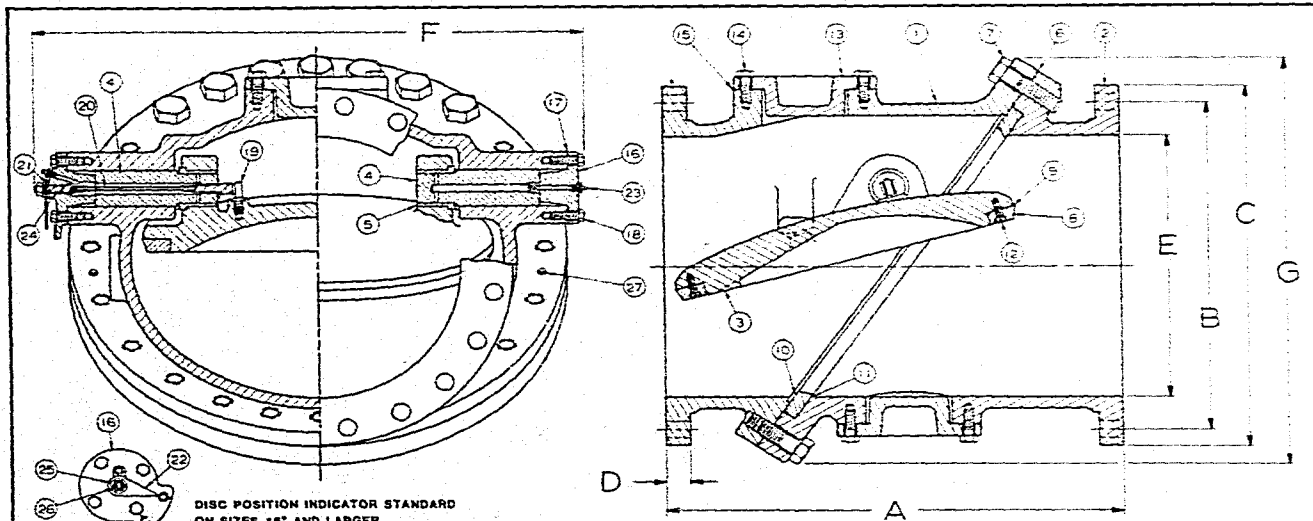
- $1\frac{1}{2}$ " diameter lineshaft & larger use sleeve couplings.

LONGITUD DE TUBERIA RECTA QUE PUEDE SER CONSIDERADA EQUIVALENTE CUANDO SE USAN VALVULAS O CUALQUIER OTRO TIPO DE ACCESORIOS

(VALIDO UNICAMENTE PARA FLUJO TURBULENTO)

				DIAMETRO DE TUBO (pulgadas)																				
				¼	¾	1	1¼	1½	2	2½	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24		
Codo 90° regular		Roscado	Acero	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11	13	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.0	11	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Codo 90° radio largo		Roscado	Acero	1.5	2.0	2.2	2.3	2.7	3.2	3.4	3.6	3.6	4.0	4.6	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.3	3.7	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Codo 45° regular		Roscado	Acero	.34	.52	.71	.92	1.3	1.7	2.1	2.7	3.2	4.0	5.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.0	4.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Flujo en línea		Roscado	Acero	.79	1.2	1.7	2.4	3.2	4.6	5.6	7.7	9.3	12	17	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.9	14	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Flujo a 90°		Roscado	Acero	2.4	3.5	4.2	5.3	6.6	8.7	9.9	12	13	17	21	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	14	17	...	...	...	...	...	...	...	...	...
Codo a 180°		Roscado	Acero	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11	13	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.0	11	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado Reg.	Acero	...	...	.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12	14	17	18	21	23	25	30
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.6	4.8	...	7.2	9.8	12	15	17	19	22	24
		Bridado	Acero	...	...	1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12	14
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.8	3.4	...	4.7	5.7	6.8	7.8	8.6	9.6	11	11





DISC POSITION INDICATOR STANDARD  
ON SIZES 16" AND LARGER

SEE DRAWING NO. VM-9812-M FOR ANSI CLASS 125 MATERIALS OF CONSTRUCTION

**ANSI CLASS 125**

VALVE SIZE	MODEL NO.	A	B	C	D	E	F	G	BOLT SIZE	NO. OF BOLTS
12	9812	24	17	19	1 1/4	12	26	21	7/8	16
14	9814	30	18 3/4	21	1 3/8	14	29	25	1	12
16	9816	30	21 1/4	23 1/2	1 7/16	16	32	28	1	16
18	9818	33	22 3/4	25	1 9/16	18	36	30	1 1/8	16
20	9820	32	25	27 1/2	1 11/16	20	39	32	1 1/8	20
24	9824	38	29 1/2	32	1 7/8	24	46	37	1 1/2	20
30	9830	52	36	38 3/4	2 1/8	30	54	47	1 1/2	28
36	9836	59 1/2	42 3/4	46	2 3/8	36	64	51	1 1/2	32
42	9842	62 1/2	49 1/2	53	2 5/8	42	67	59	1 1/2	36
48	9848	65	56	59 1/2	2 3/4	48	79	69	1 1/2	44
54	9854	78	62 3/4	66 1/4	3	54	83	73	1 3/4	44

SEE DRAWING NO. VM-9712-M FOR ANSI CLASS 250 MATERIALS OF CONSTRUCTION

**ANSI CLASS 250**

VALVE SIZE	MODEL NO.	A	B	C	D	E	F	G	BOLT SIZE	NO. OF BOLTS
12	9712	24	17 3/4	20 1/2	2	12	26	21	1 1/8	16
14	9714	30	20 1/4	23	2 1/8	14	29	25	1 1/8	20
16	9716	30	22 1/2	25 1/2	2 1/4	16	32	28	1 1/8	20
18	9718	33	24 3/4	28	2 3/8	18	36	30	1 1/8	24
20	9720	32	27	30 1/2	2 1/4	20	39	32	1 1/8	24
24	9724	38	32	36	2 3/4	24	46	37	1 1/2	24
30	9730	52	39 1/4	43	3	30	54	47	1 1/2	28
36	9736	59 1/2	46	50	3 3/4	36	64	51	1 1/2	32
42	9742	62 1/2	52 3/4	57	3 1/2	42	67	59	1 1/2	36
48	9748	65	60 3/4	65	4	48	79	69	1 1/2	44
54	9754	78	*	*	*	54	83	73	*	44

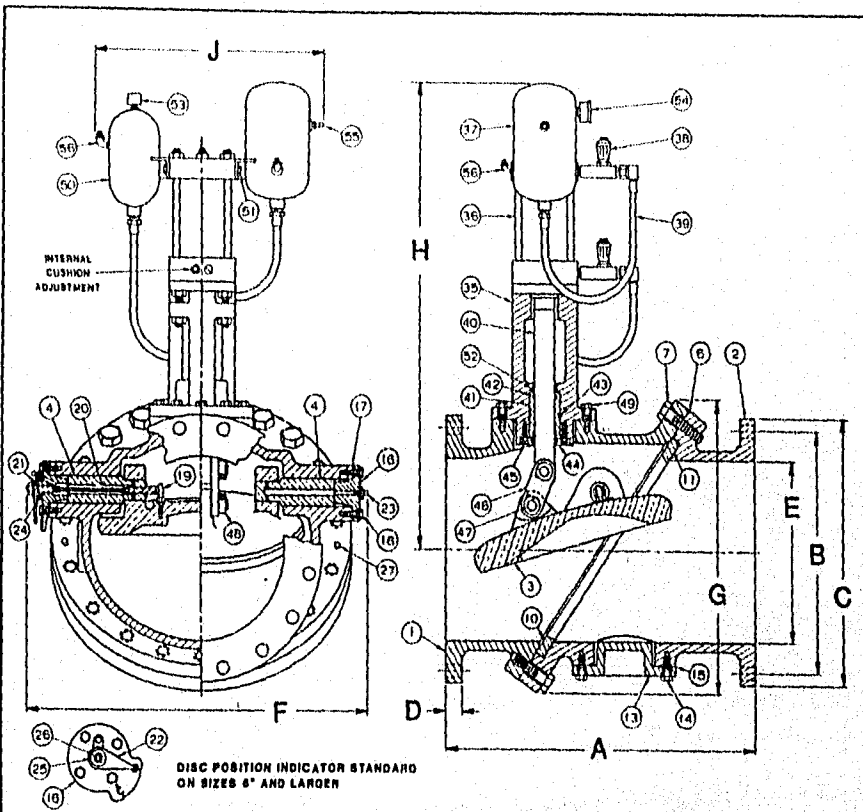
\* FLANGE DIMENSIONS INDICATED BY ASTERISK TO BE SPECIFIED BY CUSTOMER

**ANSI CLASS 125 and 250 TILTED DISC CHECK VALVE**

DATE 5-19-80

**VAL-MATIC** VALVE and MANUFACTURING CORPORATION

DRWG. NO. VM-9812



SEE DRAWING NUMBER VM-9806T-M FOR ANSI CLASS 125 & 250 MATERIALS OF CONSTRUCTION

**ANSI CLASS 125**

VALVE SIZE	MODEL NO.	A	B	C	D	E	F	G	H	J	BOLT SIZE	NO. OF BOLTS
6	9806T	15	9 1/2	11	1	6	16	13 1/2	23	12	3/4	8
8	9808T	19 1/2	11 3/4	13 1/2	1 1/8	8	19	15 1/2	29	17	7/8	8
10	9810T	24 1/2	14 1/4	16	1 3/16	10	23	18 1/2	31	17	7/8	12

**ANSI CLASS 250**

VALVE SIZE	MODEL NO.	A	B	C	D	E	F	G	H	J	BOLT SIZE	NO. OF BOLTS
6	9706T	15	10 3/8	12 1/2	1 1/16	6	16	13 1/2	23	12	3/4	12
8	9708T	19 1/2	13	15	1 3/16	8	19	15 1/2	29	17	7/8	12
10	9710T	24 1/2	15 1/4	17 1/2	1 3/16	10	23	18 1/2	31	17	1	16

REVISED 1-29-91

ANSI CLASS 125 & 250 TRILTED DISC CHECK VALVE W/ TOP MOUNTED OIL DASHPOT

DATE 9-24-82

**VAL-MATIC** VALVE and MANUFACTURING CORPORATION

DRWG. NO. VM-9806T



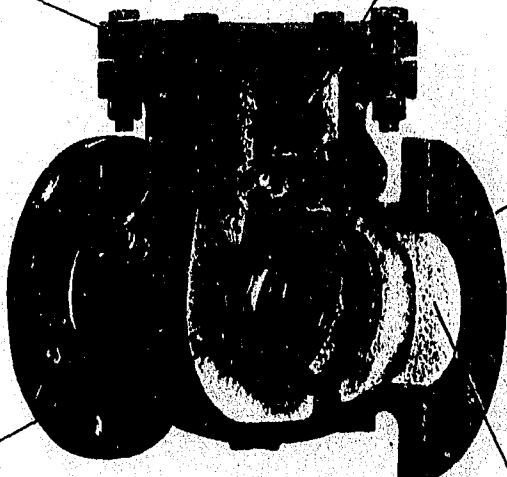
# Válvulas de Retención

**DURAVAL**

**TAPA BRIDADA**  
cuyos espesores y dimensiones están de acuerdo a normas internacionales aceptadas por la industria. La tornillería utilizada en las válvulas DURAVAL posee una alta resistencia a la tensión.

**ENSAMBLE PRECISO**  
entre el perno y el columpio, que proporciona un funcionamiento suave y una respuesta rápida a los cambios de sentido del flujo. Mediante la utilización de un contrapeso se pueden variar las condiciones de operación de la válvula.

**BRIDADOS**  
son los extremos con que se contruyen las válvulas DURAVAL. Un amplio rango de diámetros nominales, que van desde 51 mm. (2") hasta 914 mm. (36") cubren una gran variedad de servicios.



**DISEÑO ROBUSTO**  
del disco y columpio que les da una mayor resistencia a los esfuerzos causados por cambios súbitos en sentido, presión o velocidad del fluido. Las válvulas de retención DURAVAL son del tipo columpio y de paso completo, por lo que ocasionan una mínima caída de presión.

**PASO COMPLETO**  
El área de flujo es siempre mayor o igual al de la tubería correspondiente ya que, en posición totalmente abierta, el disco no obstruye el paso del fluido.

# DURAVAL

## Características de Diseño

### TIPO BRIDADA

#### EMPAQUES

En las válvulas DURAVAL de 305 mm. (12") a 610 mm. (24") para servicio enterrado se proveen empaques tipo O contenidos en un portaempaques de teflón. En medidas de 610 mm. (24") y mayores el portaempaques es de bronce.

Las válvulas para servicio en planta se suministran con empaques de asbesto comprimido. El prensaempaques ajustable facilita el mantenimiento sin tener que desmontar el operador.

#### EL DISEÑO DE CUERPO CDRTD

de las válvulas DURAVAL, bridadas cumple con las especificaciones AWWA. Una válvula más ligera significa un manejo más fácil y reducción en los costos de instalación.

#### CONSTRUCCION RIGIDA

del cuerpo, fundido en hierro de alta resistencia. Las dimensiones y orificios de las bridas están de acuerdo con la Norma ANSI B16.1 Clase 125.

#### DESGASTE MINIMO DEL ASIEN TO

del disco en las válvulas de mariposa DURAVAL debido al balero axial ajustable que centra el disco en el cuerpo. El sistema de balero axial ajustable se suministra en válvulas de 610 mm. (24") y mayores. En tamaños menores el balero axial se ajusta permanentemente en la fábrica.

#### EL DISEÑO HIDRODINAMICO

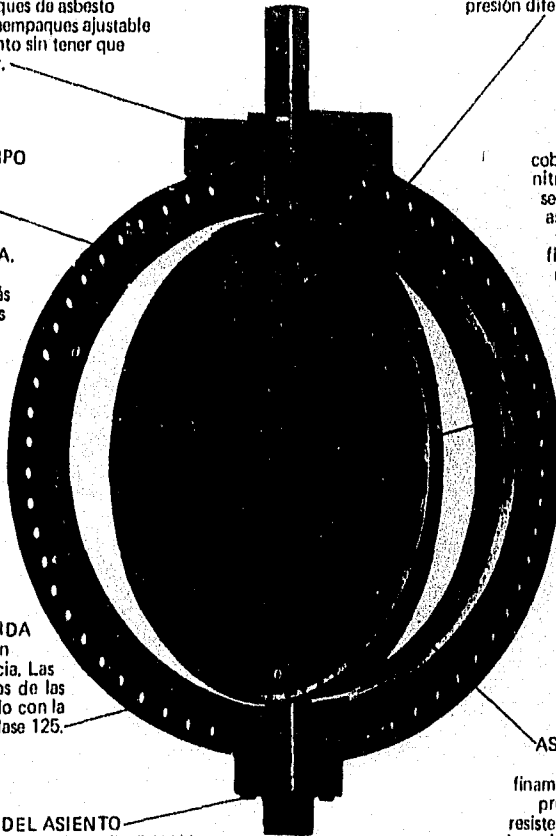
del disco logra una baja caída de presión y turbulencia mínima. Su diseño estructural reduce el esfuerzo de trabajo del material, aun a la máxima presión diferencial.

#### RESISTENCIA AL ATAQUE DEL OZONO

y degradación del cobre con el asiento de nitrilo en el disco. La sección transversal del asiento es trapezoidal y está sostenido firmemente mediante un anillo y tornillos, ambos de acero inoxidable 18-8. Esta construcción provee un sello de 360°

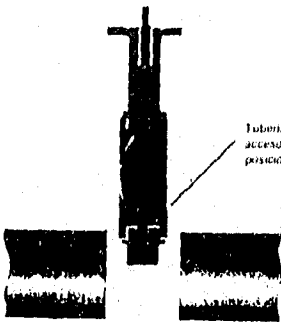
#### ASIEN TO DE ACERO INOXIDABLE 304

finamente maquinado que proporciona excelente resistencia a la corrosión y previene el desgaste del asiento de hule. La operación del disco es autolimpiante y no existen cavidades que acumulen sedimentos, resultando en un servicio duradero.

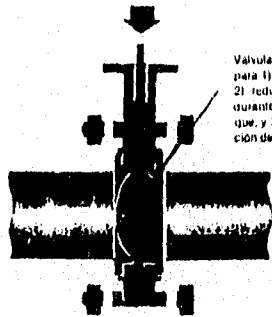


# Instalación de Válvulas de Mariposa Keystone con Asiento de Elastomero

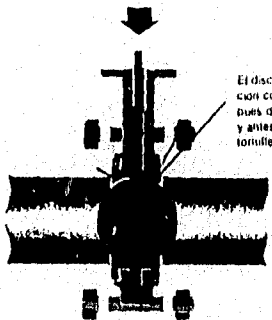
## Procedimiento Correcto de Instalación



Tuberia abierta para permitir libre acceso a la válvula con el disco en posición semi-abierta



Válvula en posición semi-abierta para 1) proteger el borde del disco 2) reducir la interferencia del asiento durante la instalación y arranque, y 3) para ayudar en la reducción del torque inicial

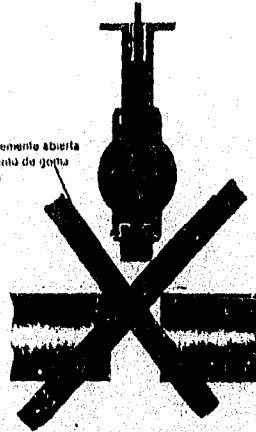


El disco debe girarse hasta la posición completamente abierta después del alineamiento con las bridas y antes del apriete final de la tornillería

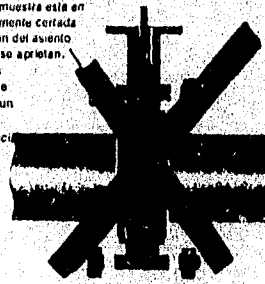
**NO SE UTILICEN  
EMPAQUETADURAS**



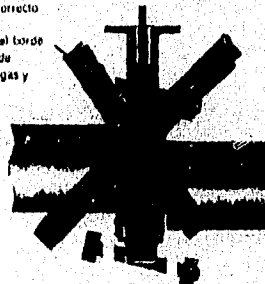
## Técnicas Incorrectas



Tuberia no suficientemente abierta. Puede rasgar el asiento de goma. El disco en posición abierta dará con la brida y rayará el borde del mismo



El disco según se muestra está en posición completamente cerrada causando distorsión del asiento. Cuando las bridas se aprietan, el asiento se cierra alrededor del borde del disco creando un exceso de torque en la operación inicial



El alineamiento incorrecto del tubo causará interferencia entre el borde del disco y la cara de la brida creando fugas y torsión excesiva al abrir la válvula



**TABLAS DE BOMBAS,**

**GRAFICA DE MOODY,**

**GRAFICAS PARA RIEGO.**

BOMBAS TURBINA VERTICAL

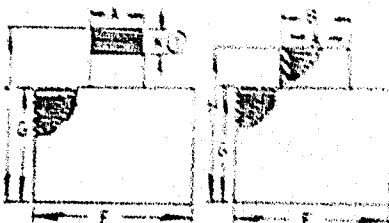
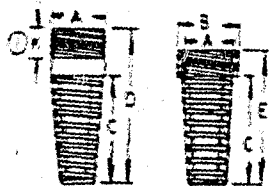
BOMBA	H CABLES ALTAZOR DESC.	TAM COL.	CLARO RECOMENDADO													E		A	
			SUCCION ROSCADA						SUCCION CAMPANA						SALIDAJENCIA MIN. PARA CEBAMIENTO		LUGO IMPULSOR AL FONDO DE LA SUCCION		
			SIN COLADOR			CON COLADOR			SIN COLADOR			CON COLADOR			SUCC. ROSC.	SUCC. CAMP.	SUCC. ROSC.	SUCC. CAMP.	
			C	K	G	D	K	G	H	K	P	B	K	P					
6	LA	18 10 4	1	4	4 1/2	1	5	2	1	4	4 1/2	1 1/2	4 1/2	2	9	6 1/2	6 1/2	4 1/2	
	MA	16 16 4	1	4	1	1	5	2	1	4	3	1 1/2	4 1/2	2	12	8 1/2	8 13/16	4 1/8	
	HXB	18 10 4	1	4	4	3	5	2							11		7 11/16		
7	LA	18 8 5	1	4 1/2	4 1/2	1	6	2	1	4 1/2	4 1/2	1 1/2	5	12	8	11 1/2	7		
	HXB	18 8 5	1	4 1/2	4	1	6	2 1/2						12		9			
	LU	18 8 5	1	5	5	1	6	2 1/2	1	5	5	1 1/2	5 1/2	2	10 1/2	6	8 1/4	5 3/8	
8	MA	16 8 6	1	5	5	1	6	2 1/2	1	5	5	1 1/2	5 1/2	2	12	10 3/4	12 1/8	5 3/8	
	HXB	16 8 6	1	5	5	1	6	2 1/2						12		9 5/16			
	LA	18 8 6	1	5 1/2	5	1	6	2 1/2	1 1/2	6	5	2	6 1/2	2 1/2	15	10 1/2	12 9/16	6 1/2	
9	LD	18 8 6	1	6	5 1/2	1	6	2 1/2	1	6	5 3/4	1 1/2	6 1/2	2 1/2	14 3/8	8 9/16	11 1/2	7	
	MA	16 9 6	1	6	5	1	7	2 1/2	1 1/2	5 1/2	5	1 1/2	6 1/2	2 1/2	14	10	12 3/16	6	
	HXB	18 9 6	1	5 3/4	4 1/2	1	10	2 1/2	1	5 3/4	4 1/2	1 1/2	6 1/4	2 1/2	14	12 1/2	11 3/8	6 5/8	
	HII	18 9 6	1	6	7 1/2	1	7	3	1 1/2	6 1/4	7 1/2	2	7	3	16 1/2	9 3/4	14 1/8	6 7/16	
11	MB	14 10 9	1	4 1/4	6	1	1	5						17		13 1/4			
	LD	18 9 9	1	7	6	1	6	3	1	7	6 3/4	1 1/2	7 1/2	3	16	9 1/2	12 3/16	5 7/8	
	MA	16 9 9	1	7	6	1	10	3 1/2	1	7	6	1 1/2	7 1/2	3	16	9 1/4	14	5 7/8	
12	HXB	16 10 10	1	7	6 1/8	1	10	4 1/2	1	7	5 1/2	1 1/2	7 1/2	3	16	13 1/4	12 1/8	6 11/16	
	HXB	18 10 10	1	6 3/4	6	3	10	4 1/2	2 1/2	8 1/4	6	2 1/2	8 1/4	8 1/2	17	10	13 16/32	6 3/16	
	LC	16 10 10	1	8	6 1/2	1	10	4 1/2	1	8	6 1/2	1 1/2	8 1/2	3 1/2	17 7/8	11 1/2	14 3/8	7 11/16	
	MC	16 10 10	1	8	6 1/2	1	10	4 1/2	1	8	6 1/2	1 1/2	9 1/2	3 1/2	16 5/8	11 7/8	12 5/16	7 7/16	
14	HXB	16 10 10	1	8	6 1/2	1	10	4 1/2	1	8	6 1/2	1 1/2	8 1/2	3 1/2	18	9 3/16	12 3/16	4 3/4	
	HII	18 10 12	1	8	7 1/2	1	10	4 1/2	1 1/2	8 1/2	7 1/2	2	9	4	18	11	11 3/4	6 3/4	
	LC	16 10 10	1	6 3/4	7 1/2	1	10	4 1/2						17		12 3/8			
15	MA	16 10 10	1	8 3/4	6	1	10	4 1/2	1	8 3/4	6	1 1/2	9 3/4	4	18	11	12 1/16	6 3/8	
	MC	18 11 12	1	8 3/4	7	3	11	5	1	8 3/4	7 3/4	1	8 3/4	3 1/2	17 5/8	12 2/4	12 7/16	11 1/4	
	HXB	16 11 14	1	8 3/4	7 1/2	1	11	5	1	8 3/4	7 3/4	1 1/2	9 3/4	4	19	11	14 1/4	6 3/8	
16	HII	18 14 14	1	8 3/4	9	2	11	5	2 1/2	10 1/4	9	3	10 3/4	4 1/2	21	11	15 1/8	6 1/2	
	MA	16 10 12	1 1/2	10 1/4	7	1 1/2	10 1/4	4 1/2	1 1/2	10 1/4	7	1 1/2	10 1/4	3 1/2	20	9	10 1/4	5	
	HXB	16 11 14	1	8 1/2	8	1	10	5	1	9 1/2	8	1 1/2	10	4 1/2	20 3/4	14 1/2	11 3/4	7	
18	HII	18 11 14																	
	MA	18 11 14	1 1/2	11 1/4	9	1 1/2	11 1/4	5	1 1/2	11 1/4	9	1 1/2	11 1/4	5	18 1/4	10 3/4	15	10 7/8	
	HXB	16 11 16	1 1/2	11 1/4	9	1 1/2	16	6	1 1/2	11 3/4	9	1 1/2	11 1/4	5	22	14	16	6 1/2	
24	MA	18 12 19																	
	HXB	18 12 18																	
	HII	18 12 20																	
26	HXB	18 12 20																	
	HII	16 12 20																	
	MA	18 12 20																	
28	MA	18 12 20																	
	HXB	18 12 20																	
	LA	18 12 20																	
30	HII	16 13 24																	
	HXB	18 12 24																	
	MA	18 12 24																	
36	HXB	18 12 24																	
	HII	18 12 30																	
	HII	18 12 30																	
42	HXB	18 12 30																	
	HII	18 12 30																	
	HII	18 12 30																	
48	HXB	18 14 42																	
	HII	16 12 42																	

SUETA A CAMBIO SIN PREVIO AVISO

**COLADORES**  
TIPO CONICO Y CANASTA  
PARA TAZON SUCCION ROSCADOS

TIPO CONICO

TIPO CANASTA



1 ROSCA EFECTIVA PARA TAZON DE SUCCION

TAMAÑO	DIMENSIONES										
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
2 1/2"	2 1/2" - 8 MLCS	3 1/4"	8 3/4"	12 3/4"	11 1/4"	6"	3"	8 1/2"	6"	1"	1 1/2"
3"	3"-8	4"	9 3/4"	13 3/4"	11 1/4"	6"	3"	4 1/2"	6"	1"	1 1/2"
4"	4"-8	5"	9 3/4"	15 3/4"	11 3/4"	8"	4"	6"	7"	1"	1 1/2"
5"	5"-8	6 1/4"	10 3/4"	15 3/4"	12 3/4"	10"	5"	7"	8"	1"	1 1/2"
6"	6"-8	7 1/4"	13 3/4"	16 3/4"	13 3/4"	10"	5"	8"	8"	1"	1 1/2"
8"	8"-8	9 1/4"	20"	23"	23"	12"	8"	10"	11"	1"	1 1/2"
10"	10"-8	11 1/2"	27 1/2"	31 1/2"	30"	18"	10"	12 1/2"	18"	1"	1 1/2"
12"	12"-8	13 1/2"	29 1/2"	33 1/2"	32"	18"	12"	14 1/2"	18"	1"	1 1/2"
14"	14"-8 NL COMO 3/8"	14 5/8"	38 1/2"	42 1/2"	41 1/2"	20"	12"	15"	16"	1"	1 1/2"
16"	16"-8 NL COMO 3/8"	16 5/8"	42 1/2"	46 1/2"	45 1/2"	24"	12"	15"	16"	1"	1 1/2"

MALLA PARA COLADORES CANASTA	
2 1/2 a 5" = 1/4"	10" A 14" = 1/2"
6 A 8" = 3/8"	16" = 3/4"

ANCHO DE RANURA COLADORES CONICOS  
ACERO - TODOS TAMAÑOS = 3/16"

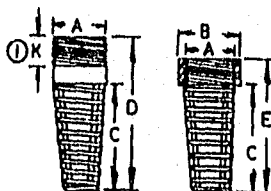
**COLADORES**  
TIPO CLIP PARA TAZON SUCCION CAMPANA

DIMENSIONES											
TAZON	L	M	MALLA	TAZON	L	M	MALLA	TAZON	L	M	MALLA
6LB	4 3/4	6 3/4	1/4	14LC	11	14 3/8	1/2	26HH	20 1/4	26 1/2	1"
6MA	4 3/4	6 3/4	1/4	14MC	11	14 3/8	1/2	26HH-CH	20 1/4	26 1/2	1"
7LB	5 1/2	7 3/4	1/4	14HXB	11	14 3/8	1/2	26HXB	21	27	1 1/2"
8LB	6	8 1/2	1/4	14HH	12 5/8	16 3/8	1/2	26HH	23 3/8	30 3/8	1"
8MA	6	8 1/2	1/4	15MA	17 5/8	16 7/8	1/2	26HH-CH	23 3/8	30 3/8	1"
9LA	8	10 7/8	3/8	18MC	11 5/8	15 1/8	1/2	27MA	23	29 3/8	1"
10LB	8	10 5/8	1/4	16HXB	12 3/4	16 1/2	1/2	28HXB	22	28 3/8	1"
10MA	8 1/2	11 3/8	1/2	16HH	15	19 7/8	1/2	30CA	CONSULTA LA FABRICA		
10HXB	6	10 5/8	1/4	18MA	11 5/8	19 1/8	1/2	30HH	29 1/4	37 1/4	1 1/2"
10HH	9	12	3/8	18HXB	12	18	1/2	30HH-CH	29 1/4	37 3/4	1 1/2"
10MPH	8	10 5/8	1/4	18HH	16	20 7/8	3/4	32HXB	27 1/2	37	1 1/2"
12LB	9 1/4	12 5/8	1/2	20MA	15 1/4	19 1/2	1"	36MA	27	34 5/8	1 1/2"
12MD	8 3/4	12 7/8	3/8	20HXB	14 3/4	19	3/8	36HXB	29 1/2	37	1 1/2"
12HXB	9 1/4	12 3/8	1/2	24MA	16	21	1"	36HH	32 1/4	40 3/8	1 1/2"
12HXH	11 5/8	15 3/8	1/2	24HXB	17 3/4	23 1/4	1"	36HH-CH	37 1/4	40 3/8	1 1/2"

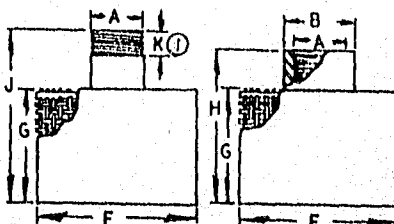
DIM. "M" ES DIAM DE CH  
 LABOR. ORCA (VENED)  
 CLIPS O TORNILLOS QUE  
 SON PARA SOSTENER EN  
 EL TAZON DE SUCCION  
 MALLA DE ALAMBRE DE  
 DE SER APROXIMADAMENTE  
 DE 1/2" A 1" DE DIAM DE  
 QUERES.

**COLADORES  
TIPO CONICO Y CANASTA  
PARA TAZON SUCCION ROSCADO**

TIPO CONICO



TIPO CANASTA



1 ROSCA EFECTIVA PARA TAZON DE SUCCION

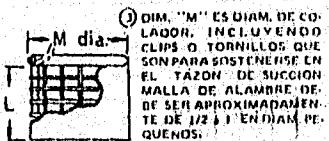
TAMARDO	DIMENSIONES										
	A DATOS DE ROSCA	B CONUS DIA. EXT.	C	D	E	F ACERO	G ACERO	H ACERO	I ACERO	J	K
2 1/2"	2 1/2" - 8 HILOS	3 1/4	9 3/4	12 3/4	11 1/4	6	3	4 1/2	6	1"	
3"	3" - 8	4	9 3/4	12 3/4	11 1/4	6	3	4 1/2	6	1 5/8	
4"	4" - 8	5	9 3/4	12 3/4	11 3/4	8	4	6	7	1 13/16	
5"	5" - 8	6 1/4	10 3/4	13 3/4	12 3/4	10	5	7	8	2 1/8	
6"	6" - 8	7 1/4	12 3/4	16 3/4	15 3/4	10	6	8	9	2 1/8	
8"	8" - 8	9 1/4	20	23	22	12	8	10	11	2 6/16	
10"	10" - 8	11 1/2	27 1/2	31 1/2	30	18	10	12 1/2	14	3 1/8	
12"	12" - 8	13 1/2	29 1/2	33 1/2	32	20	12	14 1/2	16	3 1/8	
14"	14" - 8 Hb. CONO 3/4"	14 5/8	38 1/2	42 1/2	41 1/2	20	12	16	16	1 13/16	
16"	16" - 8 Hb. CONO 3/4"	18 5/8	42 1/2	46 1/2	45 1/2	24	12	15	16	2 1/8	

MALLA PARA COLADORES CANASTA	
2 1/2 a 5" = 1/4	10" a 14" = 1/2
8 a 8" = 3/8	16" = 3/4

ANCHO DE RANURA COLADORES CONICOS	
ACERO - TODOS TAMAOS = 5/16	

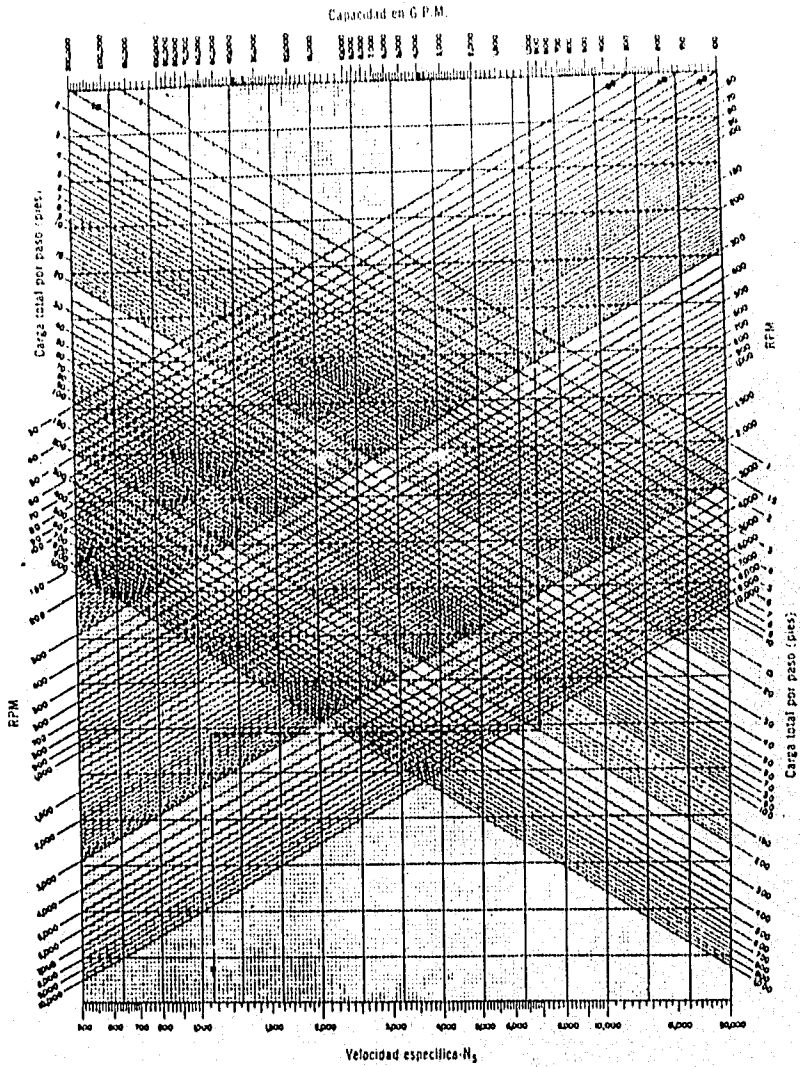
**COLADORES  
TIPO CLIP PARA TAZON SUCCION CAMPANA**

DIMENSIONES															
TAZON	L	M	MALLA	TAZON	L	M	MALLA	TAZON	L	M	MALLA	TAZON	L	M	MALLA
6LB	4 3/4	6 3/4	1/4	14LC	11	14 3/8	1/2	24HH	20 1/4	26 1/2	1"	42HXB	34	42 3/4	1 1/2
6MA	4 3/4	6 3/4	3/4	14MC	11	14 3/8	1/2	24HH-CH	20 1/4	26 1/2	1"	48HXB	40 3/4	50 7/8	1 1/2
7LB	5 1/2	7 3/4	1/4	14HXB	11	14 3/8	1/2	26HXB	21	27	1"	48HH	42 1/4	52 3/4	1 1/2
8LB	6	8 1/2	1/4	14HH	12 5/8	16 3/8	1/2	26HH	23 5/8	30 3/8	1"	48HH-CH	42 1/4	52 3/4	1 1/2
8MA	6	8 1/2	1/4	15MA	12 5/8	16 2/8	1/2	28HH-CH	23 5/8	30 3/8	1"	56HH	CONSULTE A LA FABRICA		
9LA	8	10 7/8	3/8	16MC	11 5/8	15 1/8	1/2	27MA	23	29 3/8	1"	56 HH-CH			
10LB	8	10 5/8	1/4	16HXB	12 3/4	16 1/2	1/2	28HXB	22	28 3/8	1"				
10MA	8 1/2	11 3/8	1/2	16HH	15	19 7/8	1/2	30LA	CONSULTE A LA FABRICA						
10HXB	8	10 5/8	1/4	18MA	11 5/8	15 1/4	1/2	30HH	29 1/4	37 1/4	1 1/2				
10HH	9	12	3/8	18HXO	14	18	1/2	30HH-CH	29 1/4	37 1/4	1 1/2				
10MPH	8	10 5/8	1/4	18HH	16	20 7/8	3/4	32HXB	32 1/2	32	1 1/2				
12LB	9 1/4	12 3/8	1/2	20MA	15 1/4	19 1/2	1"	36MA	27	34 3/8	1 1/2				
12MB	9 3/4	12 7/8	3/8	20HXB	14 3/4	19	3/4	36HXB	29 1/2	37	1 1/2				
12HXB	9 1/4	12 3/8	1/2	24MA	16	21	1"	36HH	32 1/4	40 3/8	1 1/2				
12HH	11 5/8	15 3/8	1/2	24HXB	17 3/4	23 1/4	1"	36HH-CH	32 1/4	40 3/8	1 1/2				



③ DIM. "M" ES DIAM. DE COLADOR, INCLUYENDO CLIPS O TORNILLOS QUE SON PARA SOSTENERSE EN EL TAZON DE SUCCION MALLA DE ALAMBRE DE DE SER APROXIMADAMENTE DE 1/2" EN DIAM. PEQUEÑOS.



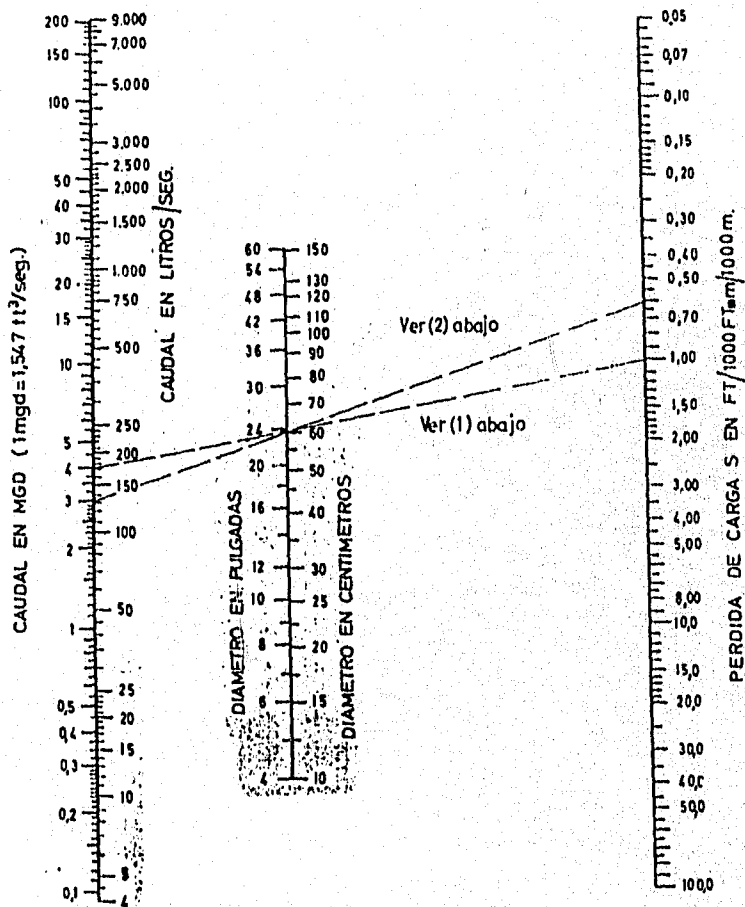


Gráfica de computación para la velocidad específica.

## DIAGRAMA B

PAG. 360

MONOGRAMA DE CAUDALES  
FORMULA DE HAZEN-WILLIAMS,  $C_1 = 100$



### UTILIZACIÓN DEL MONOGRAMA

- (1) Dado  $D = 60 \text{ cm}$ ,  $S = 10 \text{ m}/1000 \text{ m}$ ,  $C_1 = 120$ ; determinar el caudal  $Q$ .  
 El nomograma da  $Q_{100} = 170 \text{ l./seg.}$   
 Para  $C_1 = 120$ ,  $Q = (120/100) 170 = 204 \text{ l./seg.}$
- (2) Dado  $Q = 156 \text{ l./seg.}$ ,  $D = 60 \text{ cm}$ ,  $C_1 = 120$ ; determinar la pérdida de carga.  
 Camblando  $Q_{120}$  a  $Q_{100}$ ,  $Q_{100} = (100/120) 156 = 130 \text{ l./seg.}$   
 El nomograma da  $S = 0.60 \text{ m}/1000 \text{ m}$ .


Tamaño de bomba	Factor de empuje Hidráulico K	Factor por paso $K_a$
4 LC	1.2	2.0
4 MC	1.2	2.0
6 XLC	2.7	2.5
6 LC	3.2	2.5
6 MC	3.2	2.6
6 HC	3.3	2.6
7 MC	4.7	5.0
8 XLC	5.0	5.5
8 LC	6.0	5.5
8 MC	6.7	5.5
8 HC	7.2	5.5
10 XLC	8.2	10.8
10 LC	9.0	11.2
10 MC	9.3	11.3
10 HC	10.6	11.3
12 LC	13.2	18.0
12 MC	13.4	18.5
12 HC	15.5	19.5
14 LC	17.6	24.0
14 MC	18.5	30.0
14 HC	21.5	24.5
16 LC	19.5	34.5
16 MC	23.0	34.5
18 MC	35.0	46.00
20 MC	32.8	55.0

FACTOR por columna	
Diámetro de flecha (Pulg.)	Peso (W) lb/pie
3/4	1.6
1	2.8
1-3/16	4.0
1-7/16	5.8
1-11/16	8.1
1-15/16	10.6
2-3/16	13.6
2-7/16	17.0
2-11/16	21.0
2-15/16	25.0

**NUMERO DE ACRES CUBIERTOS EN DOCE HORAS DE BOMBEO**

Gajones Minutos	Pies Cúbicos Segundo	Pies Cúbicos Minuto	1 Pulg. Profund.	2 Pulg. Profund.	3 Pulg. Profund.	4 Pulg. Profund.	6 Pulg. Profund.	8 Pulg. Profund.	10 Pulg. Profund.	12 Pulg. Profund.
20	.0446	2.675	.579	.7645	.1765	.1374	.08875	.06675	.0527	.04415
50	.1117	6.68	1.378	.664	.4475	.357	.2213	.166	.1348	.1105
100	.2235	13.37	2.65	1.325	.883	.6675	.447	.3313	.265	.221
150	.3353	20.05	3.98	1.991	1.328	.995	.664	.4975	.398	.332
225	.507	30.05	5.97	2.985	1.99	1.492	.994	.747	.597	.4975
300	.668	40.01	7.96	3.98	2.655	1.99	1.327	.995	.796	.663
400	.891	53.40	10.61	5.385	3.533	2.652	1.770	1.320	1.061	.884
700	1.360	93.50	18.58	9.78	6.18	4.64	3.095	2.32	1.858	1.548
900	2.008	170.40	23.85	11.95	7.96	5.97	3.98	2.975	2.385	1.99
1200	2.675	180.50	31.82	15.92	10.61	7.95	5.305	3.975	3.187	2.65
3000	6.68	400.50	79.50	37.75	26.50	19.88	13.75	9.94	7.95	6.625
10000	22.25	1337.00	265.00	132.50	88.30	66.75	44.70	33.15	26.50	22.10

Pie acre = 1 acre cubierta a una profundidad de 1 pie = 43,560 pies cúbicos = 375,879 galones



## G. P. M. POR ACRE

Operación de 24 horas

Para operación de 12 horas multiplique por 2

Para operación de 8 horas multiplique por 3, etc.

Del "Manual de Control de Agua" basado en una eficiencia de fricción de 66-2/3%.

Frecuencia	Pulgadas Ancho por Acre							
	1	1 1/2	2	3	4	6	8	10
2 Dias	40	61	81	101	121	167	208	248
4 "	33	51	71	91	103	145	188	212
6 "	31	43	64	79	93	136	176	196
10 "	28	40	53	66	82	127	162	179
12 "	26	38	52	65	77	118	158	174
14 "	25	36	49	62	74	114	154	169
16 "	24	35	47	61	73	110	151	166
18 "	23	34	46	60	72	107	148	163
20 "	22	33	45	59	71	104	145	160
22 "	21	32	44	58	70	101	142	157
24 "	20	31	43	57	69	98	140	154
26 "	19	30	42	56	68	95	137	151
28 "	18	29	41	55	67	92	135	148
30 "	17	28	40	54	66	89	132	145
32 "	16	27	39	53	65	86	130	142
34 "	15	26	38	52	64	83	127	140
36 "	14	25	37	51	63	80	125	137
38 "	13	24	36	50	62	77	122	135
40 "	12	23	35	49	61	74	120	132
42 "	11	22	34	48	60	71	117	130
44 "	10	21	33	47	59	68	115	127
46 "	9	20	32	46	58	65	112	125
48 "	8	19	31	45	57	62	110	122
50 "	7	18	30	44	56	59	107	120
52 "	6	17	29	43	55	56	105	117
54 "	5	16	28	42	54	53	102	115
56 "	4	15	27	41	53	50	100	112
58 "	3	14	26	40	52	47	97	110
60 "	2	13	25	39	51	44	95	107
62 "	1	12	24	38	50	41	92	105
64 "	1	11	23	37	49	38	90	102
66 "	1	10	22	36	48	35	87	100
68 "	1	9	21	35	47	32	85	97
70 "	1	8	20	34	46	29	82	95
72 "	1	7	19	33	45	26	80	92
74 "	1	6	18	32	44	23	77	90
76 "	1	5	17	31	43	20	75	87
78 "	1	4	16	30	42	17	72	85
80 "	1	3	15	29	41	14	70	82
82 "	1	2	14	28	40	11	67	80
84 "	1	1	13	27	39	8	65	77
86 "	1	1	12	26	38	5	62	75
88 "	1	1	11	25	37	2	60	72
90 "	1	1	10	24	36	0	57	70

Libras de Pireto Coligadas	Multiplicador para la Capacidad del Tanque en Contenido de Agua	Calificación del Interceptor de Pireto	GAINES DE AGUA ANOVICHABLE											
			Multiplicador para agua aprovechable											
				16 Gal.	30 Gal.	43 Gal.	67 Gal.	110 Gal.	150 Gal.	173 Gal.	313 Gal.			
100	818													
16	337	90-100	.8313	0.8	0.3	1.1	2.7	3.9	6.6	6.6	14.7			
30	343	20-90	.833	0.6	1.9	1.4	2.7	1.0	7.1	2.9	17.2			
70	374	60-50	.842	0.78	1.24	1.78	3.17	1.04	9.14	13.11	13.01			
40	380	30-70	.845	1.0	1.3	1.3	4.4	1.1	11.1	13.3	18.9			
30	389	40-60	.848	1.1	1.3	1.3	4.1	1.1	11.1	13.0	18.2			
40	397	30-50	.852	1.0	1.1	1.1	4.1	1.1	11.1	13.1	18.9			
70	407	20-40	.855	1.0	1.1	1.1	3.7	1.1	11.1	13.1	18.9			
10	419													

Los datos anteriores están basados en Pireto Atomizado al Nivel del Mar. Ver también las páginas 16 y 17.

TABLES PARA

CONSTRUCTORS LISTINGS,

FACTORS IN CONSTRUCTION,

TOTAL COUNT.

Tabla 1.3 (Continuación)  
 Número máximo de conductores que pueden alojarse en tubo conduit

Tipo de Conductor	Calibre de conductor AWG MCM	Diámetro nominal de tubo (mm)									
		13	19	25	32	38	51	63	76	89	102
THWN y THHN	14*	13	24	37	66						
	14	11	20	32	57						
	12*	10	18	28	49	67					
	12	8	15	23	42	57					
	10*	6	11	18	32	43	71				
	10	5	9	15	26	36	59				
	8	3	5	9	15	21	35	49			
	6	2	4	6	11	15	25	36	56		
	4	1	2	4	7	9	16	22	34	46	
	2	1	1	3	5	7	11	16	25	33	42
	1/0	-	1	1	3	4	7	10	15	20	26
	2/0	-	1	1	2	3	6	8	12	17	22
	3/0	-	1	1	1	3	5	7	11	14	18
	4/0	-	-	1	1	2	4	6	9	12	15
	250	-	-	1	1	1	3	4	7	10	12
	300	-	-	1	1	1	3	4	6	8	11
	350	-	-	-	1	1	2	3	5	7	9
	400	-	-	-	1	1	1	3	5	6	8
	500	-	-	-	1	1	1	2	4	5	7

\*Alambres.

Notas:

- Esta tabla está basada en factores de relleno de 40 por ciento para tres conductores o más, 30 por ciento para dos conductores y 55 por ciento en el caso de un solo conductor.
- Debe tenerse en cuenta que para más de tres conductores en un tubo, la capacidad de corriente permisible en los mismos se ve reducida de acuerdo con los factores de corrección de la Tabla 302.1 a).

Continúa TABLA 302.1  
Capacidad de corriente de conductores de cables aislados (amperes)

Temperatura máxima del aislamiento	60 °C		75 °C		85 °C		90 °C	
Tipos	THWN, CUW, T, TW, TWB, ACW		RH, RHW, RTH, THW, THWN, TC, XHHW		PHE, V, MH		TA, TBS, SA, AVR SIS, FEP, THW RTH, THHN, MFW, EP, XHHW *	
Calibre AWG/MCM	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire
300	240	375	285	445	300	480	300	480
350	260	420	310	505	325	530	325	530
400	280	455	335	545	360	575	360	575
500	320	515	380	620	405	660	405	660
600	355	575	420	690	455	740	455	740
700	385	630	460	755	490	815	490	815
750	400	655	475	785	500	845	500	845
800	410	680	490	815	515	880	515	880
900	435	730	520	870	555	940	555	940
1 000	455	780	545	935	585	1 000	585	1 000

\* Los tipos EP y XHHW pueden ser directamente enterrados. (Véase notas de esta tabla al final de la misma).

Tabla 302.4b) Factores de corrección por temperatura ambiente

Temperatura ambiente °C	Temperatura máxima permisible en el aislamiento, °C						
	60	75	85	90	110	125	200
11-40	0.92	0.98	0.90	0.91	0.94	0.95	
41-45	0.71	0.82	0.85	0.87	0.90	0.92	
46-50	0.58	0.75	0.80	0.82	0.87	0.89	
51-55	0.41	0.67	0.74	0.76	0.83	0.86	
56-60	-	0.50	0.67	0.71	0.79	0.83	0.91
61-70	-	0.35	0.52	0.58	0.71	0.76	0.87
71-80	-	-	0.40	0.41	0.61	0.66	0.84
81-90	-	-	-	-	0.50	0.61	0.80
91-100	-	-	-	-	-	0.51	0.77
101-120	-	-	-	-	-	-	0.69
121-140	-	-	-	-	-	-	0.59

Tabla 302.4a) Factores de corrección por agrupamiento

Número de conductores	Por ciento del valor indicado en la tabla 302.1
4 a 6	80
7 a 24	70
25 a 42	60
Max. de 42	50

### 301.12 Sujeción de conductores en canalizaciones verticales.

Los conductores en canalizaciones verticales deben estar sostenidos de tal manera que no se afecte al aislamiento de los mismos y a intervalos no mayores que los anotados en la Tabla 301.12.

Tabla 301.12

Espaciamientos máximos de los soportes de conductores  
en canalizaciones verticales

Calibre de los conductores (AWG o MCM)	Separación entre soportes (metros)	
	Conductor de cobre	Conductor de aluminio
18 a 8	30	30
6 a 1/0	30	30
2/0 a 4/0	24	27
250 a 350	18	20
400 a 500	15	18
600 a 750	12	15
Mayores de 750	10	13



Tabla 1.3  
Número máximo de conductores que pueden alojarse en tubo conduit

Tipo de conductor	Cables de conductor AWG/AlcA	Diámetro nominal de tubo (mm)									
		13	19	25	32	38	51	63	76	89	102
T, TW y THW	14*	9	16	25	45	61					
	11	8	14	22	39	54					
	12*	7	12	20	35	48	70				
	12	6	11	17	30	41	60				
	10*	6	10	15	27	37	61				
	10	4	8	13	23	32	52	40			
	H	2	4	7	13	17	28				
RHW y RHH (sin cubierta exterior)	14*	6	10	16	29	40	65				
	11	5	9	15	26	36	59				
	12*	4	8	13	24	33	54				
	12	4	7	12	21	29	47				
	10*	4	7	11	19	26	44	61			
	10	3	6	9	17	23	38	53	49		
	0	1	3	5	10	13	22	32			
T, TW y THW, RHW y RHH (sin cubierta exterior)	6	1	2	4	7	10	16	23	36	40	
	4	1	1	3	5	7	12	17	27	36	47
	2	1	1	2	4	5	9	13	20	27	34
	1/0		1	1	2	3	5	8	12	16	21
	2/0		1	1	1	3	5	7	10	14	18
	3/0		1	1	1	2	4	6	9	12	15
	4/0			1	1	1	3	5	7	10	13
	250			1	1	1	2	4	6	8	10
	300				1	1	2	3	5	7	9
	350				1	1	1	3	4	6	8
400				1	1	1	2	4	5	7	
500				1	1	1	1	3	4	6	

\* Alambres

Tabla 1.3  
Número máximo de conductores que pueden alojarse en tubo conduit

(Continuación)

Tipo de conductor	Cables de conductor AWG/AlcA	Diámetro nominal de tubo (mm)									
		13	19	25	32	38	51	63	76	89	102
T, TW y THW	14*	3	6	10	18	25	41	56			
	11	3	6	9	17	24	38	53			
	12*	4	5	9	16	23	35	50			
	12	3	5	8	14	19	32	45			
	10*	2	4	7	14	18	29	41			
	10	2	4	6	12	16	26	37			
RHW y RHH (con cubierta exterior)	6	1	2	4	7	9	16	22	35	40	
	4	1	1	3	5	7	11	15	24	32	41
	1	1	1	2	3	5	8	12	18	24	31
	1	1	1	1	3	4	7	9	14	19	24
	2			1	3	4	7	9	14	19	24
T, TW y THW, RHW y RHH (sin cubierta exterior)	1/0		1	1	1	2	3	6	9	12	16
	2/0			1	1	2	3	5	8	11	14
	3/0			1	1	1	3	4	7	9	12
	4/0			1	1	1	2	4	6	8	10
T, TW y THW, RHW y RHH (sin cubierta exterior)	250				1	1	1	3	5	6	8
	300				1	1	1	2	4	5	7
	350				1	1	1	2	4	5	6
	400				1	1	1	1	3	4	6
	500				1	1	1	1	3	4	5

\* Alambres

**TABLA 302.4**  
**Capacidad de corriente de conductores de cobre aislados (amperes)**

Temperatura máxima del aislamiento	60 °C		75 °C		85 °C		90 °C	
Tipos	THWN, RUW, T, TW, TWD, MTW		RH, RHW, RUH, THW, THWN, DF, XHHW		PILC, V, MI		TA, TBS, SA, AVB, SIS, FEP, THW, RHH, THN, MTW, EP, XHHW *	
Calibre AWG MCM	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire	En tubería o cable	Al aire
14	15	20	15	20	25	30	25	30
12	20	25	20	25	30	40	30	40
10	30	40	30	40	40	55	40	55
8	40	55	45	65	50	70	50	70
6	55	80	65	95	70	100	70	100
4	70	105	85	125	90	135	90	135
3	80	120	100	145	105	155	105	155
2	95	140	115	170	120	180	120	180
1	110	165	130	195	140	210	140	210
0	125	195	150	230	155	245	155	245
00	145	225	175	265	185	285	185	285
000	165	260	200	310	210	330	210	330
0000	195	300	230	360	235	385	235	385
250	215	340	255	405	270	425	270	425

CAPACIDAD DEL LISTON FUSIBLE PARA USARSE  
 EN DESCONECTADORES FUSIBLE, PARA TRANS  
 FORMADORES TRIFASICOS EN VOLTAJES DE:  
 13.2, 22 y 33 KV.

KVA DEL TRANSFORMADOR	AMPERES DEL FUSIBLE		
	13.2 KV	22 KV	33 KV
15	2	1.5	1
30	3	2	1.5
45	5	3	2
50	5	3	2
75	7	5	3
112.5	10	7	5
150	15	7	5
225	20	10	10
300	20	15	10

**RESISTENCIA MINIMA DE AISLAMIENTO DE UN TRANSFORMADOR EN ACEITE A 20°C.**

Clases de Aislamiento KV	Megohms
15 25 34.5 46	410 670 930 1240
FACTORES DE CORRECCION POR TEMPERATURA DE LA RESISTENCIA DE AISLAMIENTO DE UN TRANSFORMADOR	
Temperatura Promedio °C	Factor de Corrección
15 20 25 30 35 40 45 50	0.73 1.00 1.3 1.8 2.5 3.3 4.5 6.0

## Bibliografía.

- \*Manual de Planta de Bombeo  
Editado por la C.N.A.
- \*Manuales de Bombas  
Fairbanks Morse.
- \*Manual de Hidráulica.  
Editado por I.P.N.
- \*Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas  
Claudio Mataix.
- \*Flow of Fluids through valves, fittings and pipe.  
Crane.
- \*Standars of the Hidraulic Institute.  
E.U.A.
- \*Catálogo para Bombas y Sistemas de Agua.  
Bombas Jacuzzi.
- \*Catálogo para Sistemas de protección.  
Westinghouse.
- \*Catálogo de válvulas.  
Valmatic.
- \*Manual de Instalación de Bombas.  
Ocelco.
- \*Transformadores y Motores Trifásicos de Inducción.  
Ing. Gilberto Enriquez Harper.
- \*Reglamento de Obras e Instalaciones Eléctricas.