



**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE MÉXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
ACATLÁN**

Selección de Bombas para la Extracción de Aguas Subterráneas en Pozos Profundos

TESIS
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
Ingeniero Civil

PRESENTA:
Mora Vargas Miguel Angel

ASESOR:
Ing. Jorge Esteban Athala Molano

COMITÉ:
Ing. Hermenegildo Arcos Serrano
Dr. José Luis Herrera Alanís
Ing. Miguel Ángel Álvarez Alcacio

Santa Cruz Acatlán, Naucalpan, Edo. de México, Abril 2016



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.

"The value of water is not seen until the well runs dry."

English Proverb

"No se aprecia el valor del agua hasta que se seca el pozo."

Proverbio Inglés.

Dedicatorias

A mi madre.

Por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor.

A mi padre.

Por los ejemplos de perseverancia y constancia que lo caracterizan y que me ha infundado siempre, por el valor mostrado para salir adelante y por su amor.

A mis familiares.

A mi hermano Rodrigo por ser el ejemplo de un hermano mayor y de la cual aprendí aciertos y de momentos difíciles; a mis hermanos y hermanas, quienes me apoyaron en todo momento, me impulsaron a seguir adelante y nunca rendirme.

A mis maestros.

Ing. Jorge Esteban Athala Molano por apoyarme en la elaboración de esta tesis, por creer en mí y enseñarme a ser mejor persona antes de ser un mejor ingeniero.

A todos mis profesores, de los cuales algunos se convirtieron en mis amigos, y compartieron esas anécdotas y sueños para poder crecer y obtener experiencia. Aquellos que marcaron cada etapa de nuestro camino universitario, y que me ayudaron en asesorías y dudas presentadas en la elaboración de la tesis.

A mis amigos.

Por nunca abandonarme, y apoyarme en todo momento. A aquellas personas especiales que se fueron y a las nuevas personas que llegaron. Por siempre estar ahí, por las risas, los desvelos, los sueños y las metas. Los hare sentirse orgullosos.

Miguel A. Mora Vargas

Agradecimientos

Agradezco a mi Universidad (UNAM), y sobre todo a mi Facultad (FES Acatlán), por haberme permitido formar parte de esta gran institución, a todas las personas que fueron participes de este proceso.

Agradezco a mis profesores, que me tuvieron la paciencia y la actitud para apoyar mi proyecto, que me asesoraron y ayudaron a dar este gran pasó.

Agradezco a mis padres por apoyarme en mis metas y nunca dejar que me rindiera, siempre procurando lo mejor para mí.

Índice

Objetivos Generales	1
Justificación	2
Introducción	3
Capítulo 1. Descripción y Clasificación general de las bombas	5
1.1 Bomba de desplazamiento positivo.....	7
1.2 Bomba rotodinámica.....	12
1.3 Bomba centrífuga.....	14
1.4 Acción de la bomba centrífuga.....	17
1.5 Bomba centrífuga vertical tipo turbina.....	21
1.6 Características de las bombas verticales.....	21
Capítulo 2. Ingeniería Básica	25
2.1 Mecanismo de bombeo.....	25
2.1.1 La bomba en el sistema hidráulico.....	25
2.1.2 Bombeo de un fluido.....	25
2.2 Selección de bombas.....	27
2.3 Curvas en el sistema de bombeo.....	27
2.4 Elementos de la carga dinámica total.....	30
2.4.1 Carga en el sistema.....	30
2.4.2 Pérdidas en el sistema hidráulico.....	33
2.4.3 Pérdidas Primarias.....	33
2.4.4 Pérdidas Secundarias.....	36
2.4.5 Carga dinámica total.....	37
2.5 Carga neta positiva de succión.....	37
2.6 Potencia y Eficiencia.....	39
2.6.1 Potencia hidráulica.....	39
2.6.2 Potencia al freno.....	39
2.6.3 Eficiencia de la bomba.....	39
2.6.4 Potencia del motor eléctrico (P_e)	39
2.6.5 Cálculo del empuje axial.....	40
2.7 Cavitación en las bombas.....	41
2.8 Golpe de ariete.....	41
2.9 Leyes de afinidad.....	42
Capítulo 3. Selección de equipos de bombeo	43
3.1 Pasos para la elección de una bomba.....	43
3.2 Condiciones de operación.....	43
3.2.1 Caudal.....	43
3.2.2 Altura manométrica total.....	44
3.2.3 Rendimiento y potencia absorbida.....	48
3.2.4 Curvas características de la bomba.....	49
3.2.5 Curvas del sistema	49
3.2.5.1 Punto de operación del sistema.....	50
3.2.5.2 En tuberías en serie.....	50
3.2.5.3 En tuberías en paralelo.....	50
3.2.5.4 Extracción de agua subterránea.....	50
3.2.6 Relaciones características en las bombas centrífugas (ley de afinidad).....	52
3.2.6.1 Variación de la velocidad de rotación de la bomba.....	52
3.2.6.2 Variación del diámetro del impulsor.....	52
3.2.6.3 Aplicación práctica de la ley de afinidad.....	52
3.2.7 NPSH.....	53
3.2.7.1 NPSH requerido	54

3.2.7.2	NPSH disponible.....	54
3.3	Características del líquido.....	54
3.3.1	Temperatura.....	54
3.3.2	Gravedad específica.....	54
3.3.3	Viscosidad.....	55
3.3.4	pH.....	55
3.3.5	Sólidos en suspensión.....	55
3.4	Características de la bomba.....	55
3.4.1	Número de unidades.....	55
3.4.2	Velocidad específica.....	55
3.4.3	Bombas horizontales contra verticales.....	57
3.4.4	Tipo de servicio.....	59
3.5	Accionamiento de bombas.....	59
3.5.1	Motores eléctricos.....	59
3.5.1.1	Potencia nominal.....	59
3.5.1.2	Velocidad nominal.....	60
3.5.1.3	Torque.....	60
3.5.1.4	Número de arranques.....	60
3.5.1.5	Frecuencia y número de fases.....	60
3.5.1.6	Voltaje nominal.....	60
3.5.1.7	Corriente de arranque.....	60
3.5.1.8	Factor de potencia.....	60
3.5.1.9	Condiciones del medioambiente.....	60
3.5.1.10	Criterios económicos.....	61
3.5.2	Motores a combustión.....	61
3.6	Cisternas y pozos de bombeo.....	62
3.6.1	Criterios de diseño.....	62
3.6.1.1	Condiciones y dirección del flujo.....	62
3.6.1.2	Entrada de aire y vórtices.....	63
3.6.2	Dimensiones.....	64
3.6.2.1	Altura de sumergencia.....	64
3.6.2.3	Distancia a las paredes y al fondo.....	64
3.6.2.3	Volumen y tiempo de retención.....	66
3.7	Materiales de construcción de bombas.....	68
Capítulo 4. Cálculo del sistema	69
4.1	Análisis para el suministro.....	69
4.2	Datos para el cálculo.....	70
4.3	Cálculo de la carga dinámica total.....	71
4.3.1	Tabla con los parámetros implicados en la carga dinámica total.....	76
4.4	Cálculo de la Carga neta positiva de Succión.....	76
4.5	Cálculo para la bomba centrífuga vertical turbina y motor eléctrico, primera propuesta.....	76
4.5.1	Cálculo de la potencia mecánica de la bomba.	76
4.5.2	Hoja de datos de la bomba centrífuga Vertical tipo Turbina.....	77
4.5.3	Gráfica De la bomba centrífuga vertical tipo turbina.....	78
4.5.4	Cálculo del empuje axial.....	79
4.5.5	Empuje axial en motores marca IEM.....	79
4.5.6	Cálculo de la potencia eléctrica.....	80
4.5.7	Datos del Motor eléctrico vertical.....	80
4.6	Cálculo para la bomba centrífuga vertical tipo turbina y motor eléctrico, segunda propuesta.....	80
4.6.1	Cálculo de la potencia mecánica de la bomba.	80
4.6.2	Hoja de datos de la bomba centrífuga vertical tipo Turbina.....	81

4.6.3	Gráfica de la bomba centrífuga tipo turbina.....	82
4.6.4	Cálculo del empuje axial.....	83
4.6.5	Empuje axial en motores marca IEM.....	84
4.6.6	Cálculo de la potencia eléctrica.....	84
4.6.7	Datos del motor eléctrico vertical.....	84
4.7	Selección de la bomba y el motor eléctrico.....	85
4.7.1	Conclusión.....	85
4.7.2	Tabla con los parámetros implicados en la sección de la bomba centrífuga vertical tipo turbina y motor eléctrico vertical.	85
Capítulo 5. Mantenimiento y Operación.....		88
5.1	Conceptos teóricos de mantenimiento.....	88
5.2	Tipos de mantenimiento.....	89
5.3	Herramientas de diagnóstico.....	89
5.4	Motobombas sumergibles.....	90
5.5	Cebado.....	92
5.6	Arranque y parada.....	93
5.7	Paro de bombas.....	94
5.8	Accesorios.....	103
Capítulo 6. Análisis económico.....		107
6.1	Conceptos teóricos.....	107
6.1.1	Presupuesto de producción.....	107
6.1.2	Presupuesto de mano de obra.....	107
6.2	Definición de términos.....	108
6.3	Cotización de material.....	109
Conclusiones.....		111
Apéndice.....		112
Bibliografía.....		122

Objetivos Generales

Desarrollar una guía didáctica la cual ayude a la rama de la hidráulica de la ingeniería civil en la selección de bombas, para la extracción de aguas subterráneas a cualquier profundidad deseada en un pozo.

Justificación

Debido a las necesidades de aprovechamiento y consumo de aguas subterráneas por el hombre y las comunidades en sus diversas actividades productivas, se tiene que extraer dichas aguas a profundidades donde la única forma de obtenerla es utilizando bombas que funcionen en óptimas condiciones, para proporcionar un eficiente abastecimiento de agua. Por lo anterior, es conveniente contar con un manual o guía de selección de equipo de bombeo para la extracción de aguas subterráneas en pozos profundos

Para tal efecto es necesario conocer la forma de poder abordar y seleccionar un equipo de bombeo, para proporcionar el líquido hasta una red de conducción o un depósito, el cual a su vez tendrá la capacidad de abastecer a las instalaciones deseadas en todas sus necesidades de consumo de agua.

Introducción

Las condiciones climáticas adversas imperantes en vastas regiones de nuestro país, determinan que el agua subterránea sea uno de los recursos más importantes de México: en más del 50 % de su territorio, donde prevalecen los climas desértico o semidesértico, el subsuelo aloja a las principales y a menudo, las únicas fuentes de abastecimiento de agua.

Un ejemplo es que la ciudad de México recibe 34,430 Litros de agua potable por segundo, lo equivalente a 297,476 pipas de agua por día y que el 70% del agua es extraída del subsuelo.

Asimismo, en las regiones áridas y semiáridas los acuíferos son las únicas fuentes permanentes de agua, ocupan alrededor del 50% del territorio nacional.

Según una de las estimaciones más aceptadas, poco más del 97% del volumen de agua existente en nuestro planeta es agua salada y está contenida en océanos y mares; mientras que apenas algo menos del 3% es agua dulce o de baja salinidad. Del volumen total de agua dulce, estimado en unos 38 millones de kilómetros cúbicos, poco más del 75% está concentrado en casquetes polares, nieves eternas y glaciares; el 21% está almacenado en el subsuelo, y el 4% restante corresponde a los cuerpos y cursos de agua superficial (lagos y ríos).

Actualmente, las fuentes subterráneas sostienen el desarrollo agrícola en la porción árida del país, satisfacen las necesidades de agua de la inmensa mayoría de los núcleos de población y suministran casi el total del agua que requieren los desarrollos industriales

El pozo de bombeo es la captación que suministra agua a innumerables desarrollos de todo tipo y tamaño: desde los pequeños asentamientos rurales hasta las metrópolis; desde las modestas fábricas hasta los grandes parques industriales; desde los huertos domésticos hasta las gigantescas zonas de riego por bombeo. Sin embargo, es una obra que tradicionalmente se ha tratado con descuido, lo cual ha tenido negativas consecuencias sobre su construcción adecuada, eficiencia costo y vida útil, así como sobre la calidad del agua suministrada

La presente tesis ha sido preparada para proporcionar instrucción y servir de guía al personal técnico, encargado de la selección operación y mantenimiento de las bombas en los pozos.

En el capítulo uno se da a conocer la clasificación de las bombas, con la finalidad de tener un concepto general de que tan amplio es el mundo de las mismas; de esta forma se puede tener una mejor visión de la bomba que se puede emplear, y poder cubrir las posibilidades de su utilización.

En el segundo capítulo, se introducen fórmulas que son esenciales para poder determinar los parámetros que ayudan a seleccionar la bomba, dentro de éstos se encuentran la carga dinámica total, potencia y eficiencia, entre los más relevantes.

En el capítulo tres, se desarrolla la teoría expuesta en el capítulo dos; en donde se llega a la deducción de cuál es la mejor propuesta dentro de los proveedores de bomba que se analizan. Para llegar a este punto es importante obtener toda la información acerca de la bomba, para poder hacer la comparación con respecto a sus características y efectos sobre nuestro sistema de suministro de agua; así la bomba elegida debe proyectar las necesidades de abastecimiento, con características apropiadas, de tal forma que el equipo de bombeo sea confiable y eficiente.

En el capítulo cuatro, se asegura una buena operación, lo cual se traduce en economía y duración del sistema. Independientemente del tipo de bomba seleccionado, se ven los problemas de operación y mantenimiento.

(Los datos mencionados en esta introducción se obtuvieron de la Comisión Nacional de Agua (CONAGUA) proporciona al público, y se complementó con otras dependencias de gobierno encargadas de llevar el control de estos datos y de forma estadística. (Ver Bibliografía))

EL objetivo del capítulo 5, se enfoca en que el personal operativo especialmente designado y capacitado puede ser la diferencia al realizar una revisión detallada que defina los problemas más usuales en nuestro sistema hidráulico, es por ello que el de mantenimiento mecánico a cargo deberá tener conocimiento del armado y desarmado del equipo de bombeo de pozo profundo para su correcta ejecución y seguridad del personal.

La selección correcta de equipo asegura una buena operación que, indudablemente, se traduce en economía y duración del sistema. Independientemente de que la bomba sea centrífuga, rotatoria o recíproca, los elementos de instalación tales como la carga, capacidad, líquidos a manejar, tuberías, accesorios y motores, tienen prácticamente los mismos problemas de operación y mantenimiento.

En el capítulo 6 se trata de la introducción al análisis económico, básicamente el cual es de suma importancia en cualquier tipo de trabajo requerido ya que de este depende la aceptación para llevar a cabo la realización del proyecto, pues es de todos sabido que un proyecto exageradamente caro, difícilmente podrá llevarse a cabo, es decir, siempre deben de ser mayores los ingresos (beneficios) que los gastos si estamos esperando una ganancia al realizar algún proyecto.

Capítulo. 1

Descripción y clasificación general de las bombas

En este capítulo se conocerá la clasificación de las bombas, con la finalidad de tener un concepto general de que tan amplio es este mercado; de esta forma se puede tener una mejor visión de la bomba que se puede emplear, y poder saturar las posibilidades de su utilización. Se analizará a clasificación general de las bombas atendiendo a sus aplicaciones, además se analizará el funcionamiento básico de la bomba.

Las bombas pueden clasificarse por sus aplicaciones a las que están destinadas, los materiales con que se construyen, los líquidos que se mueven y a su orientación en el espacio. Un sistema más básico de clasificación, define primero el principio por el cual se agrega energía al fluido, investiga la relación del medio por el cual se implementa este principio y finalmente delinea las geometrías específicas comúnmente empleadas.

- **Bomba:**
Es una máquina generadora, que absorbe energía mecánica y la restituye en energía hidráulica al fluido que la transita; desplazando el fluido de un punto a otro.
- **Aplicaciones:**
Se emplean para bombear toda clase de fluidos como agua, aceites de lubricación, combustibles, ácidos; algunos otros líquidos alimenticios, como son: cerveza y leche; también se encuentran los sólidos en suspensión como pastas de papel, mezclas, lodos y desperdicios.
- **Clasificación de las Bombas:**
Las bombas se clasifican con base en una gran cantidad de criterios, que van desde sus aplicaciones, materiales de construcción, hasta su configuración mecánica.

Ciertas bombas funcionan con un movimiento alternativo y otra con movimiento de rotación continuo, aunque el sistema de movimiento no permite su clasificación desde el punto de vista rotacional; por el contrario, su modo de accionar si permite clasificarlas.

Un criterio básico que incluye una clasificación general, es el que se basa en el principio por el cual se adiciona energía al fluido.

Bajo este criterio las bombas pueden dividirse en dos grandes grupos:

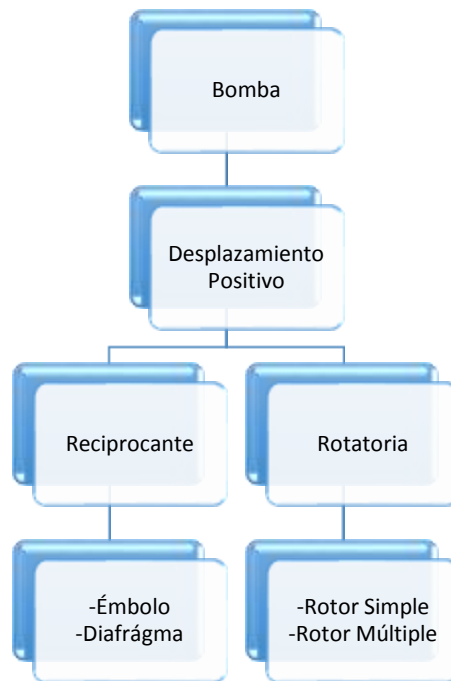
- a) Bombas de desplazamiento positivo.
- b) Bomba rotodinámica.

- 2) Ejemplo de bombas que adicionan energía de presión, sería una bomba de un oleoducto, en donde las cotas de altura es mayor, como los diámetros de tuberías y consecuentemente las velocidades fuesen iguales, en tanto que la presión es incrementada para poder vencer las pérdidas de rozamiento que se tuvieran en la conducción.
- 3) También hay bombas que adicionan energía de velocidad manteniendo la presión y una altura constante.

1.1 Bombas De Desplazamiento Positivo

- 1) A este tipo pertenecen no solo las bombas alternativas, sino también las rotativas llamadas rotoestáticas; en ellas el rodete comunica energía al fluido en forma de presión. Su funcionamiento se basa en el principio de desplazamiento positivo.
- 2) En una bomba de desplazamiento positivo o volumétrico, la cavidad de la máquina, cuyo volumen varía periódicamente, va unida de forma alternativa al orificio de aspiración o al de descarga. El desplazamiento del líquido se efectúa por volúmenes engendrados.
- 3) Las bombas Volumétricas pueden ser de movimiento alternativo o rotativo continuo.

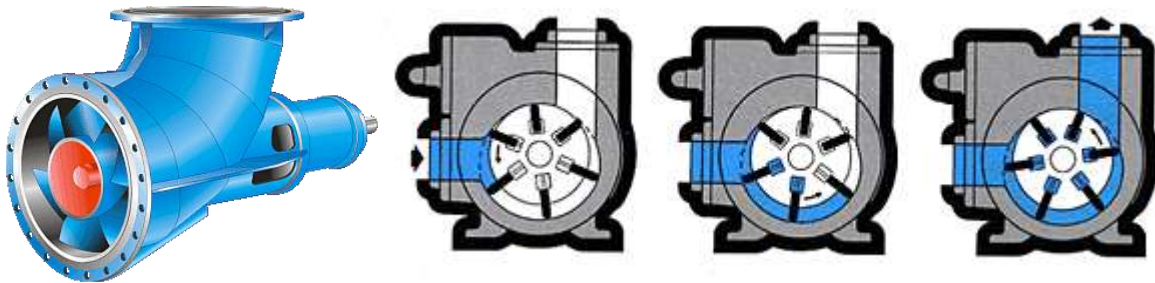
Esquema de la clasificación de las bombas de desplazamiento positivo:



Las bombas de este tipo son bombas de desplazamiento que crean la succión y la descarga, desplazando agua con un elemento móvil. El espacio que ocupa el agua se llena y vacía alternativamente forzando y extrayendo el líquido mediante movimiento mecánico.

El término “positivo”, significa que la presión desarrollada está limitada solamente por la resistencia estructural de las distintas partes de la bomba y la descarga no es afectada por la carga a presión sino que está determinada por la velocidad de la bomba y la medida del volumen desplazado.

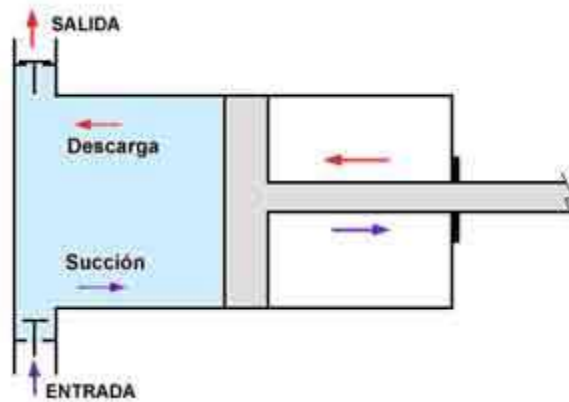
Las bombas de desplazamiento positivo funcionan con bajas capacidades y altas presiones en relación con su tamaño y costo. Este tipo de bomba resulta la más útil para presiones extremadamente altas, para operación manual, para descargas relativamente bajas, para operación a baja velocidad, para succiones variables y para pozos profundos cuando la capacidad de bombeo requerida es muy poca.



Imágenes de fábrica de bombas industriales “DROTEC”

Bombas Reciprocantes

En las bombas reciprocantes el pistón crea un vacío parcial dentro del cilindro permitiendo que el agua se eleve ayudada por la presión atmosférica. Como hace falta un espacio determinado de tiempo para que se llene el cilindro, la cantidad de agua que entra al espacio de desplazamiento dependerá de la velocidad de la bomba, el tamaño de las válvulas de entrada y la efectividad del material de las válvulas y del pistón. Como se muestra en la figura 1.1.

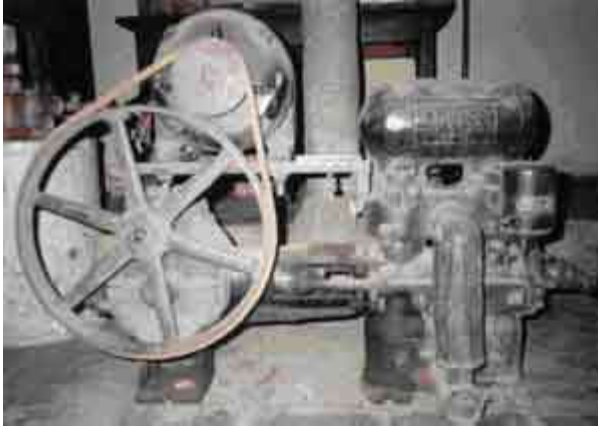


1.1 ESQUEMA DE BOMBA RECIPROCANTE DE EFECTO SIMPLE

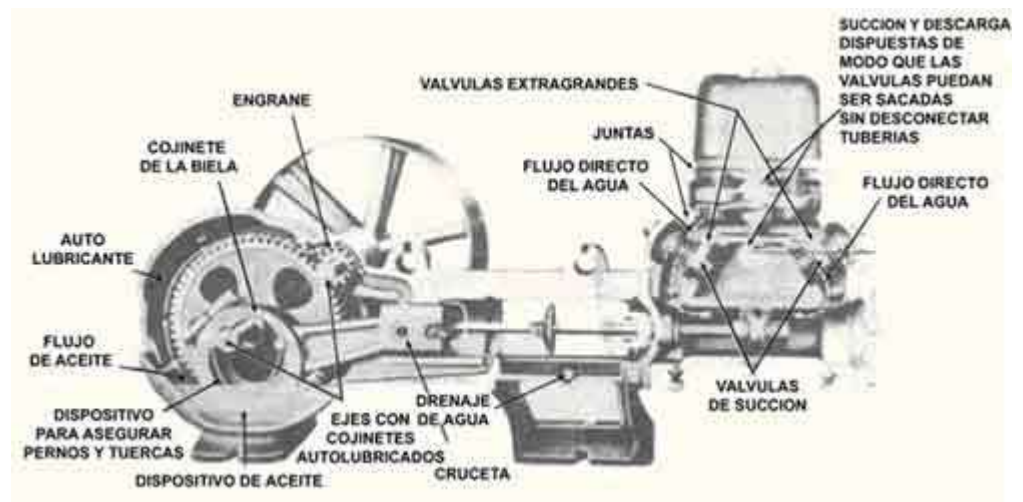
Debido a la resistencia friccional que se desarrolla en sus partes en movimiento, las bombas reciprocantes tienen una eficiencia relativamente baja; las pérdidas en las correas, los engranes y las chumaceras se añaden a la resistencia de las partes móviles para dar un rendimiento bajo en proporción a la potencia suministrada por la unidad motriz.

Las válvulas de las bombas de pistón son de dos tipos las de succión, que permiten la entrada al espacio de desplazamiento, y las de descarga, que dejan que el agua pase hacia el tubo de descarga, Estas válvulas operan por la fuerza que ejerce sobre ellas el peso del agua, o por la acción ejercida por elemento de desplazamiento

Las siguientes fotos muestran los modelos típicos de las bombas reciprocantes:



BOMBA RECIPROCANTE O DE PISTON HORIZONTAL



BOMBA RECIPROCANTE HORIZONTAL DE TRANSMISIÓN DE DOBLE EFECTO

Ventajas y desventajas de las bombas reciprocantes

Las ventajas de las bombas reciprocantes de pozo llano son:

- Alta presión disponible
- Autocebantes (dentro de ciertos límites)
- Flujo constante para cargas a presión variable
- Adaptabilidad a ser movidas manualmente o por motor

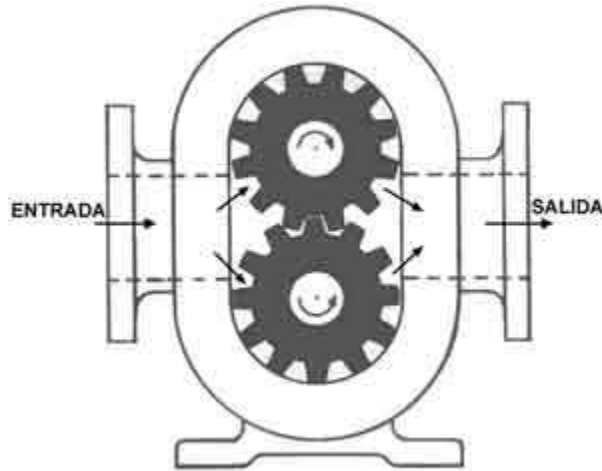
Las desventajas son:

- Baja descarga
- Baja eficiencia comparada con las bombas centrifugas
- Muchas partes móviles
- Requieren mantenimiento a intervalos frecuentes
- Succión limitada

- Costo relativamente alto para la cantidad de agua suministrada
- Requieren un torque considerable para llevarlas a su velocidad
- Flujo pulsante en la descarga

Bombas rotatorias

Las bombas rotatorias son unidades de desplazamiento positivo, que consisten en una caja fija que contiene engranes, espas u otros dispositivos que rotan, y que actúan sobre el líquido atrapándolo en pequeños volúmenes entre las paredes de la caja y el dispositivo que rota, desplazando de este modo el líquido de manera similar a como lo hace el pistón de una bomba reciprocante. Como se muestra en la figura 1.2.



1.2 BOMBA ROTATORIA DE ENGRANES EXTERNOS

Pero las bombas rotatorias en vez de suministrar un flujo pulsante como sucede con las bombas reciprocantes, descargan un flujo uniforme, por el movimiento de rotación de los engranes que es bastante rápido.

Las bombas rotatorias se usan generalmente para aplicaciones especiales, con líquidos viscosos, pero realmente pueden bombear cualquier clase de líquidos, siempre que no contengan sólidos en suspensión. No obstante, debido a su construcción, su uso más común, es como bombas de circulación o transferencia de líquidos.

Características principales:

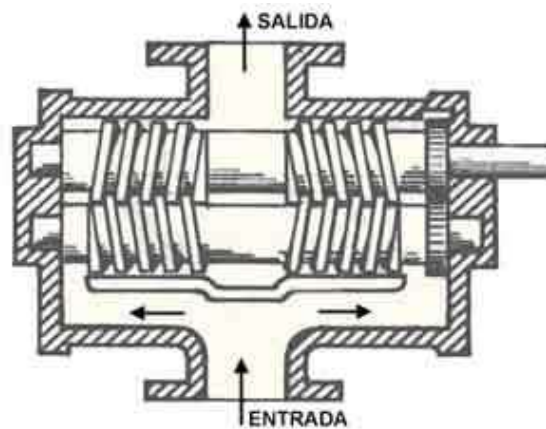
- Son de acción positiva
- Desplazamiento rotativo
- Flujo uniforme
- Construcción compacta
- Carga alta
- Descarga relativamente baja
- Velocidades de operación de moderadas a altas
- Pocas partes móviles
- Requieren toda la potencia para llevarlas a su velocidad de operación
- Flujo constante dentro de ciertos límites para carga variable
- Aspiración limitada

Como las piezas que originan el desplazamiento son de metal y rotan, el contacto metálico entre las partes móviles origina desgastes que posibilitan los resbalamientos a altas presiones, es por eso que la efectividad de las bombas rotatorias disminuye con el uso.

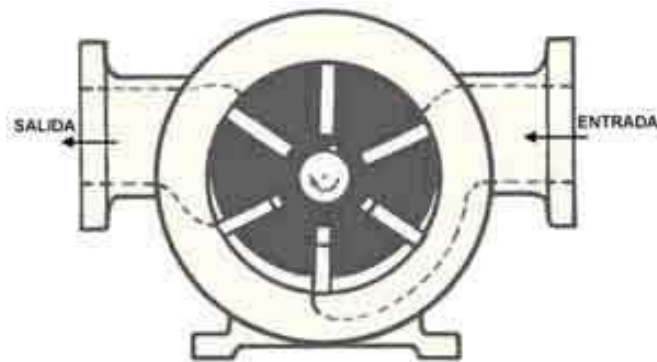
Distintos tipos de bombas rotatorias

Las bombas más comunes y más efectivas de este tipo son las de engranes externos. Según los dientes se separan en el lado de succión de la bomba, el espacio entre dos dientes consecutivos se llena de líquido y de esta forma es arrastrado hasta quedar atrapado entre estos y la pared de la caja de la bomba; el movimiento de rotación del engrane lleva el líquido atrapado hasta el lado de descarga, en donde al quedar libre es impulsado hacia afuera por la llegada constante de nuevas cantidades de líquido. Las bombas rotatorias son generalmente fabricadas para capacidades que no exceden de 500 gpm (31.54 l/s) y cargas que no sobrepasan 500 pies (152.4 m).

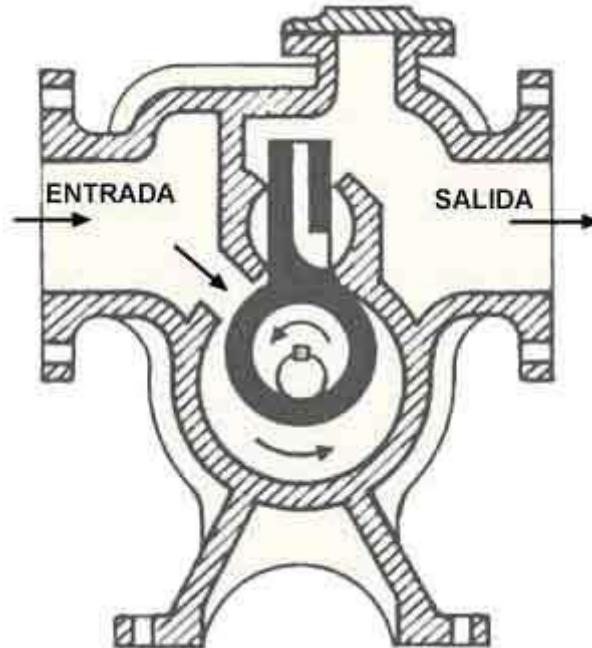
Existen bombas rotatorias de engranes internos, de levas, lobulares de tornillo, de paletas, etc. En las figuras 1.3, 1.4 y 1.5 se muestran distintos tipos de bombas rotatorias.



1.3 BOMBA ROTATORIA DE DOS TORNILLOS



1.4 BOMBA ROTATORIA DE PALETAS DESLIZANTES



1.5 BOMBA ROTATORIA DE LEVA Y PISTON

Usos más corrientes de las bombas de desplazamiento positivo

- Bombeo en pozos profundos
- Para niveles de agua variable
- Bombas de incendio
- Bombas de transferencia y circulación
- Operación por molinos de viento
- Altas cargas a presión
- Alimentación de calderas
- Bombeo de aceite y gasolina
- Fumigadores de cosechas

1.2 Bombas Rotodinámica

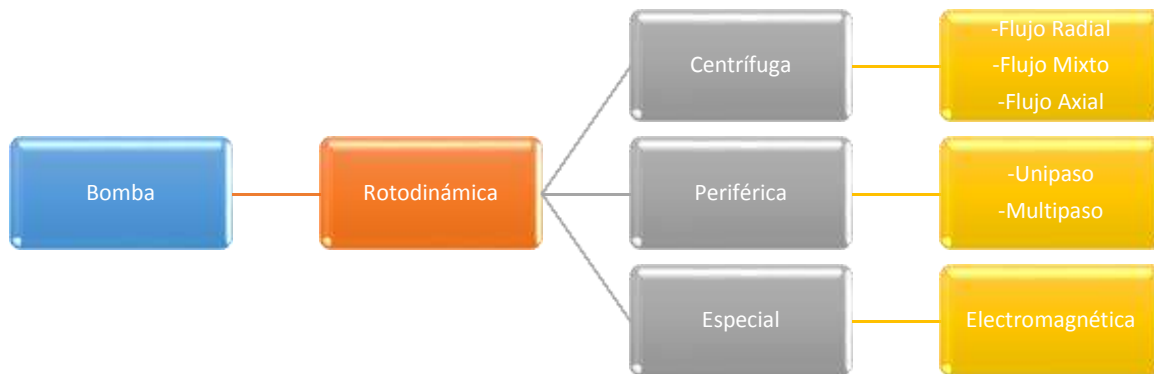
- 1) Son rotativas, su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler; su órgano de transmisión de energía se llama rodete.

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} (P + \gamma z) = \rho a \quad \text{Esta es la ecuación de Euler}$$

Cuando la aceleración es cero $\partial(P + \gamma z)/\partial t = 0$, que corresponde a la ecuación hidrostática $P + \gamma z = \text{constante}$.

- 2) Se llaman rotodinámicas por que su movimiento es rotativo y el rodete comunica energía al fluido en forma de energía cinética.

La energía mecánica que recibe puede ser de un motor eléctrico, térmico, etc. y posteriormente la convierte en energía hidráulica, que el fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad.



- El fluido las atraviesa de forma continua.
- Suministran caudales altos.
- Suministran presiones moderadas.
- Su rango de caudal de trabajo es amplio.
- Son de construcción sencilla, no requieren tolerancias estrictas.
- Son compactas y de poco peso.
- No tienen válvulas, no tienen movimientos alternativos.
 - ⇒ Silenciosas y con pocas vibraciones
- Son de fácil mantenimiento y de vida prolongada.
- Tiene bajos rendimientos con caudales pequeños.
- No se autocebaban (no aspiran cuando tienen aire en su interior).

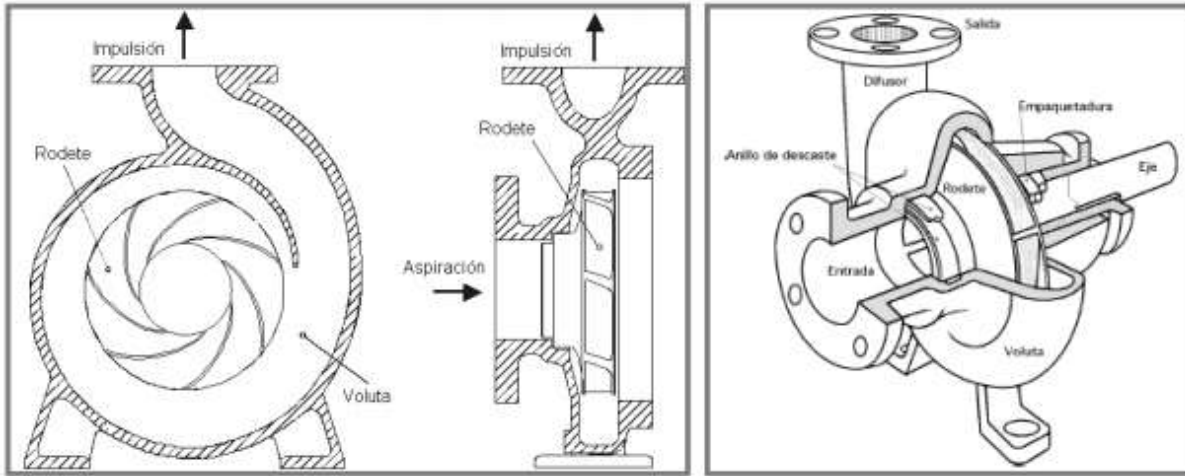
Utilización

- Circuitos de bombeo: industriales, redes de suministro urbano, sistemas de riego, etc.
- Producción de electricidad: centrales hidroeléctricas, centrales térmicas, etc.
- Sistemas de aire acondicionado y calefacción.
- Circuitos de refrigeración en automoción.
- Electrodomésticos.
- Sistemas de achique.
- Grupos contraincendios.

Este tipo de bombas están conformadas por:

- Aspiración:
 - El líquido es aspirado por el ojo rodete.
- El rodete o impulsor:
 - Comunica energía cinética al fluido. El flujo pasa de flujo axial a radial.
- Alabes directores:
 - Recogen el fluido y lo envían hacia la voluta sin choques ni turbulencias.

- Carcasa o voluta, puede incluir un difusor (sistema de álabes fijos):
En ella se transforma la energía cinética del fluido en energía de presión.
- Empaquetaduras y cierres mecánicos.



Esquema Ilustrativo de la Bomba rotodinámica

1.3 Bomba Centrífuga

- 1) En las bombas centrífugas, una rueda alabeada comunica presión y velocidad al líquido que mueve, para que a la salida de dicha rueda, la energía cinética producida por esta velocidad se transforme en energía potencial (presión) en una parte fija llamada difusor.
- 2) Tiene un sistema simétrico de álabes que son parte esencial del elemento rotativo de la máquina que se denomina impulsor.
Al circular el flujo a través de estos sistemas de álabes cambia la componente de velocidad absoluta, aumentando a través del impulsor de la bomba.

Toda bomba centrífuga, basa su funcionamiento en el aprovechamiento de la fuerza de un impulsor, que gira a cierta velocidad dentro de una carcasa y que su movimiento impulsa al fluido en contacto con él, hacia la periferia del mismo con cierta velocidad.

La energía de velocidad del fluido se convierte en presión por medio de una voluta interna o mediante un juego de álabes estacionarios llamados difusores, que rodean la periferia del impulsor.

- Clasificación de las bombas centrífugas
 - Clasificación según la dirección del flujo:
De acuerdo a la trayectoria del fluido en el interior del impulsor.
 - 1) Bomba de flujo radial.
El movimiento del flujo se inicia en un plano paralelo al eje de giro del impulsor de la bomba y termina en un plano perpendicular a este. Estas bombas pueden ser verticales y horizontales.

2) Bomba de flujo axial.
 La dirección del fluido en el impulsor es en forma axial y alrededor del eje de giro del impulsor de la bomba, sin tener cambios de dirección.
 Estas bombas desarrollan su carga por la acción de un impulsor o elevación de los álabes sobre el líquido y usualmente son bombas verticales de un solo paso.

3) Bomba de flujo radial axial, o mixto.
 El movimiento del fluido dentro del impulsor se desarrolla en tres direcciones, tangencial radial y axial al eje de giro del impulsor de la bomba. Estas bombas desarrollan su carga parcialmente por fuerza centrífuga y parcialmente por el impulsor de los álabes sobre el líquido.

▪ Subdivisiones:

a) Según la entrada del flujo en la bomba:

- a) Bomba de simple succión.
- b) Bomba de doble succión.

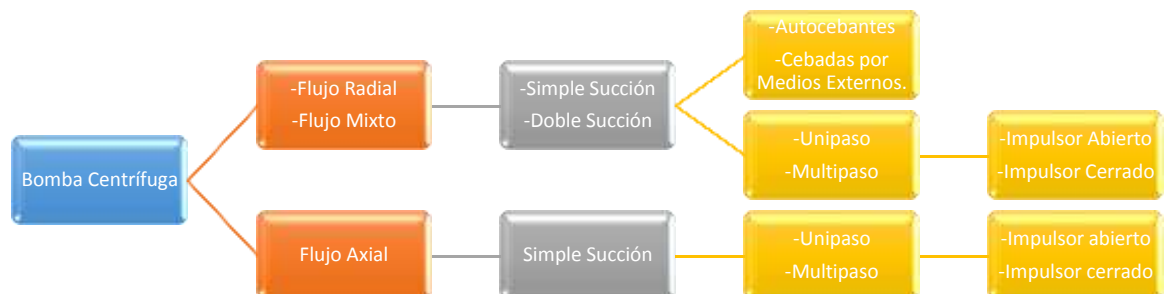
b) Según el número de rodets:

- a) Bomba de un escalonamiento.
- b) Bomba de varios escalonamientos.

c) Por el número específico de revoluciones en el rodete:

- a) Bomba de rodete cerrado de simple aspiración.
 La cara interior y posterior forman una caja y entre ambas caras se fijan los álabes.
- b) Bomba de rodete cerrado de doble aspiración.
- c) Bomba de rodete semiabierto de simple aspiración.
 Sin la cara anterior los álabes se fijan sólo en la cara posterior.
- d) Bomba de rodete abierto de doble aspiración.
 Sin cara anterior y posterior, los álabes se fijan en el núcleo o cubo del rodete.

• Esquema de clasificación de las bombas centrífugas.



- Otras Subdivisiones.

Hay otra subdivisión basada en las características estructurales y generales, tales como unidades horizontales y verticales, diseños de acoplamiento directo, impulsores de succión simple y doble; carcassas divididas horizontalmente, carcassas de barril, etc.

- 1) Según la posición del eje:

- a) Bomba de eje horizontal.
- b) Bomba de eje vertical.
- c) Bomba de eje inclinado.

- 2) Según la presión engendrada:

- a) Bomba de baja presión.
- b) Bomba de media presión.
- c) Bomba de alta presión.

- 3) De acuerdo al tipo de carcassa:

- a) Carcassa dividida axialmente.
- b) Carcassa dividida radialmente.
- c) Carcassa de corte mixto.

- 4) Según su aplicación:

Aun cuando no todas las bombas centrifugas están clasificadas por un nombre genérico que designa su aplicación final, se puede hacer mención del término relacionado con su servicio.

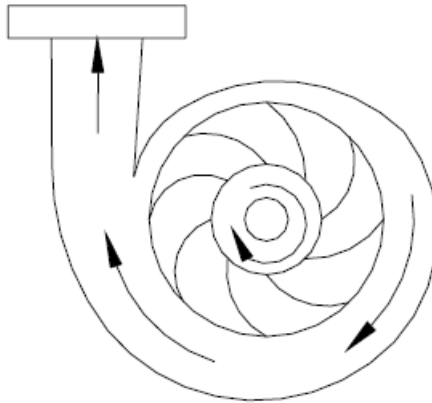
En general cada una tiene características específicas de diseño, así como los materiales que el constructor recomienda para el servicio particular.

- a) Alimentación de caldera.
- b) Propósito general.
- c) Sumidero.
- d) Refinería (petróleo caliente)
- e) Desperdicios.
- f) Drenaje.
- g) Condensación.
- h) Vacío de proceso (Calefacción)
- i) Pozo profundo.

1.4 Acción de la Bomba Centrifuga

1) Bomba tipo Voluta:

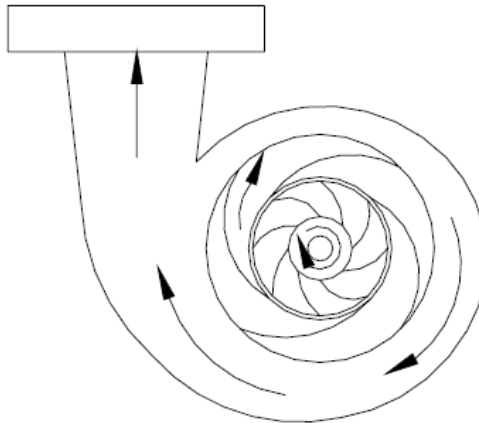
El impulsor descarga en una caja en espiral que se expande progresivamente, proporcionada en la forma que la velocidad del líquido se reduce en forma gradual. Por este método parte de la energía de velocidad del líquido se convierte en presión estática.



La voluta de la bomba convierte la energía de la velocidad del líquido en presión estática.

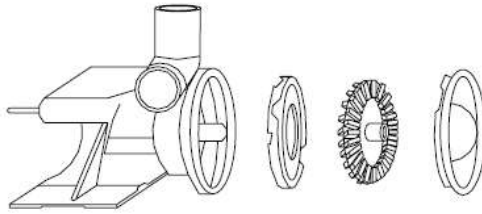
2) Bomba tipo Difusor

Los álabes direccionales estacionarios rodean al rotor o impulsor en una bomba tipo difusor. Estos pasajes con expansión gradual cambian la dirección del flujo del líquido y convierten la energía de velocidad a columna de presión.

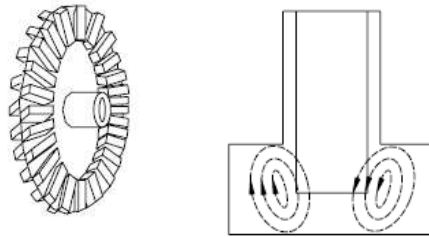


El difusor cambia la dirección del flujo y contribuye a convertir la velocidad en presión.

3) Bomba turbina regenerativa



Tiene limitaciones perfectamente definidas en cuanto a columna y capacidad más allá de las cuales no pueden competir económicamente con la bomba centrífuga usual. Sin embargo, dentro de su margen de aplicación tiene ventajas apreciables, incluyendo buenas características de succión, elevación; capacidad muy elevada y buena eficiencia.



La bomba tipo turbina aumenta la energía del líquido con impulsos sucesivos.

También se conocen como bombas de vórtice, periféricas y regenerativas. En este tipo se producen remolinos en el líquido, por medio de los alabes a velocidades muy altas, dentro del canal anular en el que gira el impulsor. El líquido va recibiendo impulsos de energía. Las bombas del tipo difusor de pozo profundo, se llaman frecuentemente bombas turbinas.

Sin embargo no se asemejan a la bomba turbina regenerativa en ninguna forma, por lo que no se debe confundir con ella.

4) Bombas tipo turbina.

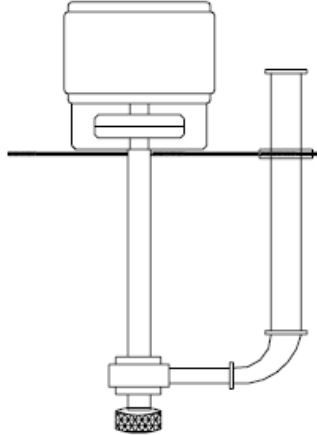
Es una bomba vertical para servicio en pozos o cárcamos, donde el nivel del líquido sobrepasa la altura de succión de las bombas horizontales.

Estas bombas por lo general se construyen con el principio de lubricación por aceite o por el mismo fluido bombeado, es decir auto lubricado, con tazones y difusores, lo cual las hace convenientemente para construcciones de multietapas.

- Bombas verticales típicas:

- a) Bombas de sumidero:

La bomba de sumidero, provista de impulsor semiabierto de un solo paso, chumaceras de bola, y chumaceras de mango, para la flecha.

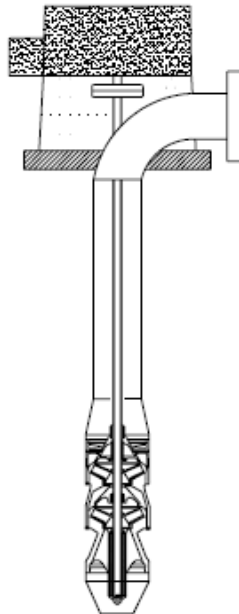


Bomba vertical de sumidero, de un solo paso con impulsor semiabierto.

- b) La bomba vertical lubricada por aceite:

Es un ejemplo del tipo usado frecuentemente para servicio de pozo profundo y para una gran variedad de tareas similares de bombeo.

Esta unidad en particular tiene impulsores cerrados y chumaceras de mango en la línea de la flecha.

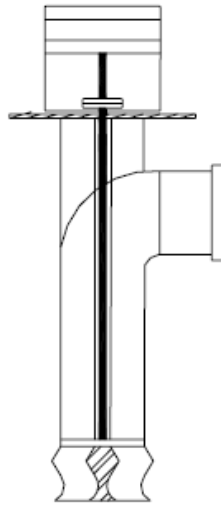


Bomba vertical lubricada por aceite con impulsores cerrados.

c) Las bombas verticales de flujo mixto:

Se aplican generalmente en tareas de bombeo de gran capacidad, con columnas desde reducidas hasta moderadas, aun cuando las unidades de baja capacidad en este diseño también se construyen.

Las unidades de este tipo son comunes en aplicaciones de suministro de agua, irrigación, drenaje, control de avenidas, servicio de muelles, circulación de condensadores y otras similares.



Bomba vertical de flujo mixto que puede ser lubricada por aceite o por agua.

1.5 Bomba centrífuga vertical tipo turbina

Entre las bombas sumergidas, las más importantes son las llamadas de pozo profundo, de sondeo o vertical tipo turbina, que fueron desarrollados para la explotación de agua u otro fluido con pozos, perforaciones y sondeos de diámetro reducido. Esta circunstancia limita forzosamente la altura por etapa, lo que conduce al concepto de bombas multicelulares para reducir el espacio.

El impulsor de aspiración simple, puede ser radial o diagonal, según las condiciones de servicio y su construcción cerrada o semiabierta. Los impulsores semiabiertos requieren un ajuste vertical más cuidadoso durante el montaje. El conjunto de difusores del cuerpo de bomba y la tubería de impulsión, cuelgan del cabezal sobre el que va montado el motor. A veces, los difusores se recubren interiormente de un esmalte especial que disminuye la rugosidad de la fundición y las pérdidas hidráulicas consiguientes, aumentando el rendimiento, dotado de una cierta uniformidad a las distintas unidades, lográndose una mejor resistencia a la corrosión y a la abrasión.

La construcción de estas bombas permite montar el número de etapas deseado, que puede llegar a 20 o más, añadiendo simplemente difusores e impulsores semejantes uno sobre otro, lo que dota de cierta elasticidad a las aplicaciones, con las consiguientes ventajas de estandarización, disponibilidad de repuestos, etc., no obstante, estas bombas participan de las desventajas mencionadas para las bombas verticales sumergidas, de ser caras y exigir costos de mantenimiento elevados.

Las bombas verticales tipo turbina han llegado a un grado de perfección notable con rendimientos altos y determinadas ventajas hidráulicas; aunque empezaron siendo empleadas exclusivamente para riegos en pozos y perforaciones, sus aplicaciones industriales aumentan cada vez más, siendo en la actualidad más numerosas que las agrícolas, por lo que la

denominación de bombas de pozo profundo va desapareciendo para adaptarse a la de bombas vertical tipo turbina. Dentro de este tipo se pueden distinguir las bombas provistas de eje alargado y accionadas por motor sumergible dispuesto inmediatamente por debajo de la bomba o bombas buzo.

- Bomba vertical tipo turbina de motor normal superior:

En estas bombas, el eje va por el interior de la tubería de impulsión, desnudo si la lubricación es por agua, o dentro de un tubo protector si la lubricación es por aceite de una fuente externa. El conjunto de impulsores y eje soportado por los cojinetes de empuje están colocados en el mismo cabezal o en la parte superior del motor, si su eje y el de la bomba están rígidamente acoplados (motores de eje hueco).

Con estas bombas se pueden alcanzar 200 m.c.a., pero los problemas que ocasiona cualquier imperfección en la rectitud del eje, que influye en gran manera en la vida de los cojinetes y en la vibración por funcionamiento, crecen enormemente con la longitud del eje. Se puede considerar que la seguridad del eje es proporcional a su rigidez o resistencia a la flexión.

1.6 Características de las bombas verticales

- 1) Bomba centrífuga de sumidero para servicio pesado.

Bomba centrífuga vertical del tipo sumidero no sumergible de una o dos etapas para servicio pesado.

A. Rendimiento:

- a) Capacidad hasta: 250 l/s
- b) Altura (Carga Dinámica Total=CDT): 183m, 600 pies
- c) Velocidad hasta: 3,600 rpm

B. Características:

- a) Diseño de carcasa tipo voluta para una o dos etapas.
- b) Motor Eléctrico Vertical de acoplamiento estándar.
- c) Estopero Opcional.
- d) Chaqueta de enfriamiento opcional.
- e) Sellamiento mecánico opcional.
- f) Instalaciones hasta 30 pies de profundidad.
- g) Fabricación en materiales estándar o especiales.



Bomba centrífuga de sumidero para servicio pesado.

- 2) Bomba para hidrocarburo, sumidero industrial, bomba de aluminato.
Tipo Vs 1 & Vs 2
Bomba de fuego

A. Rendimiento:

- a) Capacidad: 1944 l/seg
- b) Altura de succión: 1,200 m, 3,900 pies
- c) Temperatura Máxima: 205 °C, 400 °F
- d) Máxima presión de trabajo: 40 bar, 580 psi
- e) Velocidad máxima: 6,000 rpm



Bomba para hidrocarburo.

3) Bomba vertical tipo turbina.

Bomba vertical de multietapas del tipo turbina para altas cargas dinámicas.

A. Rendimiento:

- a) Capacidad hasta: 8,500 l/s
- b) Potencia: 5 a 3,500 HP
- c) Velocidad: 1,800 rpm

B. Características:

- a) Transmisión por motores eléctricos verticales de eje hueco y eje sólido o por cabezal de engranajes para acoplar a motores diésel.
- b) Lubricación por agua o aceite.
- c) Bombeo desde pozo profundo o fosa llena.
- d) Impulsor del tipo cerrado.
- e) Fabricación en materiales estándar y especiales.
- f) Empaque convencional o por sello mecánico.
- g) Diámetros desde 4 a 66 pulgadas.



Bomba vertical de multietapas del tipo turbina para altas cargas dinámicas

4) Bomba centrífuga vertical tipo turbina.

A. Rendimiento:

- a) Capacidad (gasto)= 370 l/s
- b) Altura por etapa: 38 m, 125 pies.
- c) Potencia: 5 a 1,000 HP
- d) Velocidad hasta: 3,600 rpm

B. Características:

- a) Impulsores con sistema de fijación positiva.
- b) Motor eléctrico vertical de eje sólido.
- c) Espesores y punto de apoyo.



Bomba centrífuga vertical tipo turbina

Capítulo. 2

Ingeniería Básica

En el sistema de bombeo hay muchos elementos que deben considerarse, no importa la clase o tipo de bomba que finalmente se escoja para la instalación.

Estos elementos incluyen columna, capacidad, naturaleza del líquido, así como motores. El requisito principal de una bomba es el de entregar la cantidad correcta del líquido contra la carga existente en el sistema. Así de esta forma es necesario comprender y analizar el mecanismo de bombeo para una mejor aplicación.

2.1 Mecanismo de bombeo

- Concepto del equipo de bombeo:
Un equipo de bombeo es un transformador de energía, transfiere la energía al fluido que circula en él, y así poder vencer las pérdidas de fricción y por elevación que se tienen en la conducción.

La bomba recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc. y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad.

El equipo de bombeo consiste de dos elementos básicos; una bomba y su motor.

- Concepto de mecanismo de bombeo:
Un mecanismo de bombeo, se utiliza para cambia la posición del agua que se encuentra en un nivel dado, la cual se va a elevar o cambia de lugar.

Para elevar el agua desde un pozo profundo y llevarla hasta donde está el área seleccionada para su descarga, se utiliza una bomba de tipo centrífugo, llamada bomba vertical tipo turbina de pozo profundo.

La bomba se compone de un conjunto de rotores con álabes, denominados impulsores, montados sobre un largo eje que se extiende verticalmente en dirección al pozo, y los hace girar cuando rotan, el agua que entra por el centro de dichos rotores es empujada hacia arriba y penetra en la tubería.

2.1.1 La bomba en el sistema hidráulico

Para que los fluidos puedan conducirse por los tubos, debe suministrarse la energía necesaria para vencer las pérdidas del flujo.

Debiendo proporcionar un aumento en la carga hidráulica y superar la pérdida por la viscosidad.

Al diseñar los sistemas de flujo se debe elegir una fuente que posea características apropiadas a fin de obtener el flujo necesario a través del sistema.

2.1.2 Bombeo de un fluido

Las bombas centrífugas para líquido funcionan por lo regular a una velocidad fija, proporcionando un aumento de la carga hidráulica (H), que varía con el gasto (Q). Ver figura 2.1

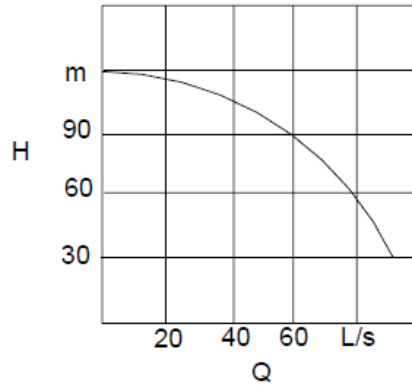


Figura. 2.1. La carga hidráulica y el caudal de la bomba es representada por una curva llamada; curva característica de la bomba.

En el caso de un flujo que tiende a cero, como el que se experimentaría si la línea de descarga se cerrara, se tendría un aumento máximo de la carga hidráulica (ΔH_{max}).

Al permitir que fluya una cantidad cada vez mayor por la bomba, la carga hidráulica disminuirá hasta llegar a cero, con un gasto máximo (Q_m).

La forma de la curva de (H), contra (Q), depende del diseño de la bomba, para diseños centrífugos es aproximadamente parabólica.

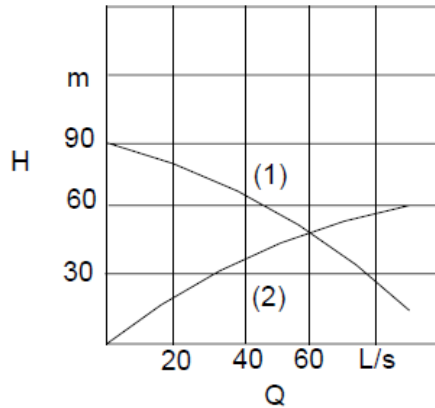
La potencia ideal entregada a la corriente del fluido que pasa a través de una bomba, es igual al producto ($\eta g H = \gamma Q h$)

Donde:

- η =eficiencia de la bomba
- g =Aceleración de la gravedad (m/s^2)
- H =Carga desarrollada por la bomba (m)
- γ =Peso específico del fluido (N/m^3)
- Q = Caudal(m^3/s)
- h =Pérdidas de carga desarrolladas en el sistema. (m)

En tanto la potencia requerida para hacer girar la bomba es mayor que este producto por un factor de $1/\eta_p$, donde η , es la eficiencia de la bomba.

En la gráfica 2.2 se tiene el producto de (Q,H); Se aprecia cómo se produce la máxima potencia cuando el aumento (H), de la carga hidráulica y el gasto (Q), son menores que sus valores máximos respectivos ($Q_{max}H_{max}$).



Gráfica 2.2 La curva 1 representa la carga hidráulica contra el gasto, correspondiente a una bomba. Para un sistema de tubería se representa por la curva 2.

El diseño de la bomba consiste en alcanzar la eficiencia máxima, cerca de la condición de máxima potencia del flujo. De ser posible una bomba debe funcionar a su máxima eficiencia.

La curva característica de una bomba, para la cual el aumento de la carga hidráulica (H) disminuye conforme aumenta el gasto (Q_{max}), es el recíproco de la curva característica de un sistema de tubería para el cual la pérdida (h_f) de la carga hidráulica aumenta con el incremento del gasto.

Cuando se suministra un fluido a un sistema de tubería, una bomba determinada sólo proporcionará el flujo para el cual el aumento de la carga hidráulica (H), es igual a la pérdida de la carga hidráulica del sistema de tubería (h_f). Este principio se ilustra con la Gráfica 2.2.

2.2 Selección de bombas

- Elección de una bomba

Básicamente hay cinco pasos en la elección de una bomba, sea grande o pequeña, centrífuga, recíprocante o rotatoria.

 1. Diagrama de la disposición de la bomba y tubería.
 2. Determinación de la capacidad.
 3. Carga dinámica total.
 4. Condiciones del líquido.
 5. Elección de la clase y el tipo.

Por conveniencia estos cinco pasos se resumen en tamaño, clase y compra.

2.3 Curvas del sistema de bombeo

- Concepto

Las gráficas de las condiciones en un sistema de bombeo existente o propuesto, pueden ser auxiliares importantes en el análisis del sistema. El análisis gráfico puede adaptarse igualmente a bombas rotatorias y recíprocantes.

- **Uso de las curvas**
Para seleccionar una curva apropiadamente para una aplicación dada, debe usarse por lo menos un punto de la curva del sistema de columna.

Para algunas aplicaciones, pueden usarse dos o más puntos para obtener la disposición más económica.

En la práctica, cada aplicación debe comprobarse para determinar la magnitud de las diversas pérdidas hidráulicas.

Una vez que se conoce la magnitud, puede tomarse una decisión en cuanto a que pérdidas pueden despreciarse en los cálculos de columna del sistema.

- Las figuras 2.1 y 2.2 muestran las características de una bomba centrífuga

El sistema alimentado por la bomba se intercepta en un punto donde el cambio de la carga hidráulica y los gastos son iguales.

- **Curva de fricción del sistema típico**

Las pérdidas de carga por fricción en un sistema de bombeo, son una función del tamaño del tubo, longitud, número y tipo de los accesorios, velocidad del flujo del líquido y naturaleza de éste.

Una gráfica de columna contra capacidad, lleva el nombre de curva de fricción del sistema. Tal curva pasa siempre en la gráfica por ($Q=0$), debido a que cuando no hay columna desarrollada por la bomba, no hay flujo en el sistema de tubería.

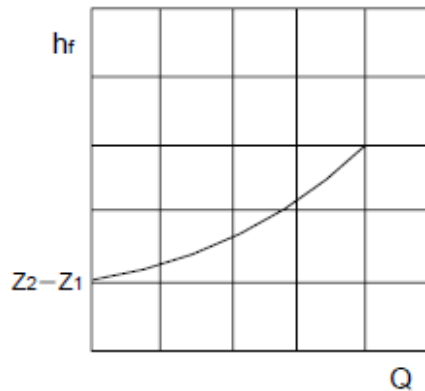


Fig. 2.3 Curva de fricción del sistema típico

- **Gráfica de una bomba horizontal**

La gráfica muestra como las características del N_{PSHB} (Net Positive Suction Head Bomb)* pueden dibujarse sobre una curva con cualidades típicas de una bomba centrífuga horizontal.

*Net Positive Suction Head:

Carga neta positiva de succión/aspiración, traducida literalmente - NPSH - se puede expresar como:

- A) La diferencia entre la cabeza de succión.
- B) La cabeza del vapor de los líquidos.

Y se puede expresar como:

$$\text{NPSH} = h_s - h_v \quad (3)$$

O combinando (1) y (2)

$$\text{NPSH} = p_s / \gamma + v_s^2 / 2g - p_v / \gamma \quad (3b)$$

Dónde:

NPSH = Net Positive Suction Head (m, in)

* Cabeza de Succión

Basados en la ecuación de la energía, la cabeza de succión en el fluido cerrado al impulsor, puede expresarse como la suma estática y de la carga de velocidad.

$$h_s = p_s / \gamma_{\text{liquido}} + v_s^2 / 2g \quad (1)$$

Dónde:

h_s = Carga de succión cerrada al impulsor (m, in)

p_s = Presión estática en el fluido del impulsor (Pa (N/m²), psi (lb/in²))

γ_{liquido} = Peso específico del líquido (N/m³, lb/ft³)

v_s = velocidad del fluido (m/s, in/s)

g = aceleración de la gravedad (9.81 m/s², 386.1 in/s²)

* Carga del vapor de los líquidos

La carga de vapor de los líquidos a la temperatura real se puede expresar como:

$$h_v = p_v / \gamma_{\text{vapor}} \quad (2)$$

Dónde:

h_v = carga de vapor (m, a)

p_v = presión de vapor (m, a)

γ_{vapor} = peso específico del vapor (N / m³, lb / ft³)

**Nota: La presión de vapor en los líquidos depende de la temperatura. Agua, nuestro líquido más común, comienza a hervir a 20 °C si la presión absoluta en el fluido es 2,3 kN / m². Para una presión absoluta de 47,5 kN / m², el agua comienza a hervir a 80 °C. A una presión absoluta de 101,3 kN / m² (atmósfera normal), el de ebullición comienza a 100 °C

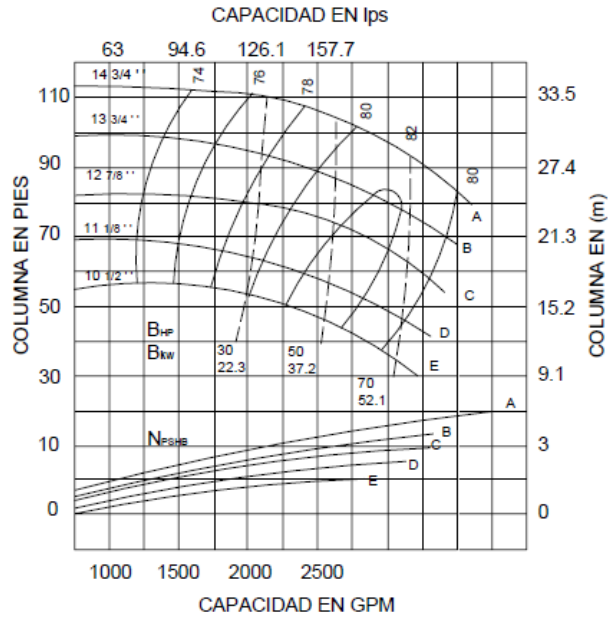


Fig. 2.3.1 Bomba autocebante para transmisión universal.

Marca: Barnes B.

Modelo: 2000M

1760 rpm

Acoplada a un motor de gasolina.

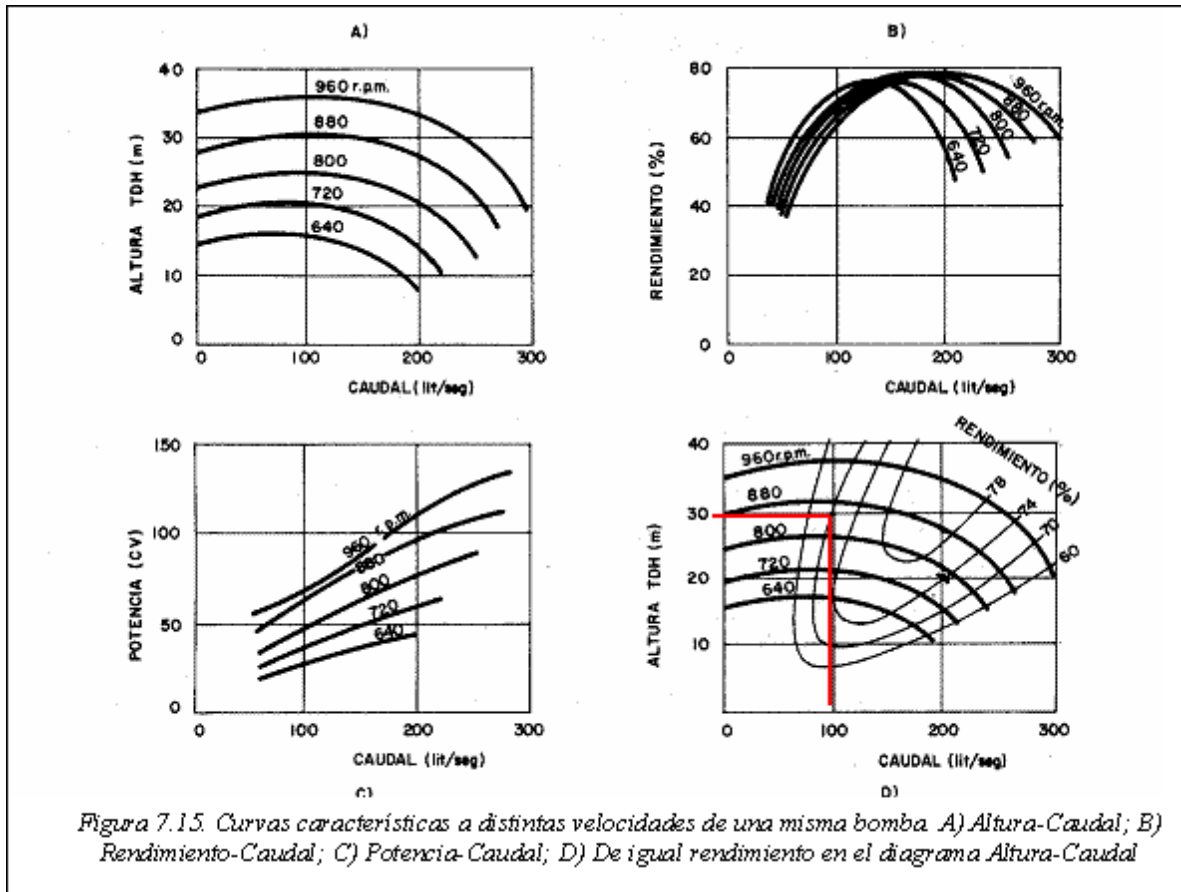
* El comportamiento hidráulico de una bomba viene especificado en sus curvas características que representan una relación entre los distintos valores del caudal proporcionado por la misma con otros parámetros como la altura manométrica, el rendimiento hidráulico, la potencia requerida y la altura de aspiración, que están en función del tamaño, diseño y construcción de la bomba.

Estas curvas, obtenidas experimentalmente en un banco de pruebas, son proporcionadas por los fabricantes a una velocidad de rotación determinada.

Se representan gráficamente, colocando en el eje de abscisas los caudales y en el eje de ordenadas las alturas, rendimientos, potencias y alturas de aspiración.

La NPSH_r en una bomba a velocidad constante aumenta con el caudal como se muestra en la figura 7.14.

En la figura 7.15 se representa las curvas de igual rendimiento en el diagrama Altura-Caudal para distintas velocidades de giro del rotor. Este gráfico, por tanto, nos suministrará información de velocidad rotación, caudal, altura y rendimiento. Por ejemplo, para obtener un caudal de 100 l/s a una altura manométrica de 30 m se requiere una velocidad de 850 r.p.m. y se obtiene un rendimiento del 70 %, figura 7.15 D).



Ejemplo:

Water and wastewater technology, (2nd Ed.), Mark J. Hammer, Wiley & Sons, USA, 1986.

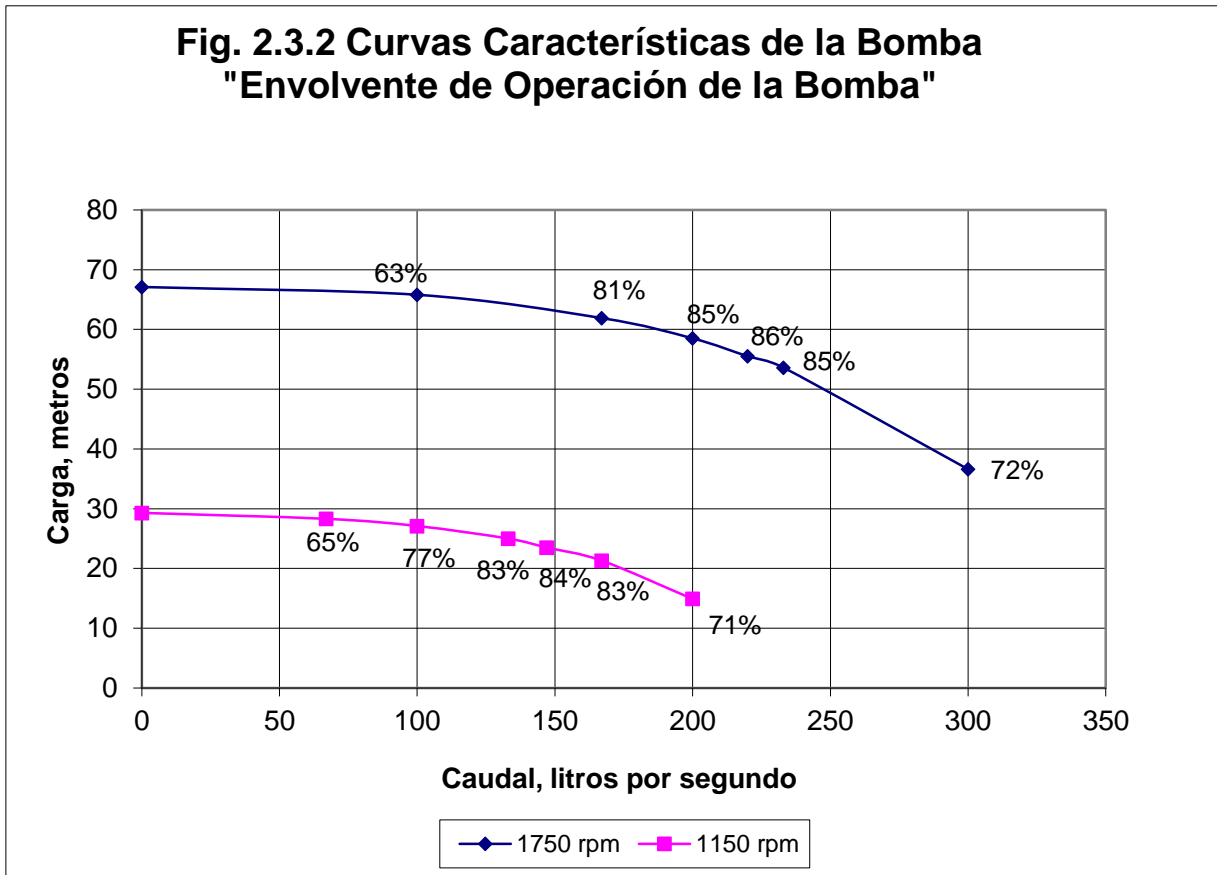
Las características de una bomba centrífuga operando a dos diferentes velocidades son listadas abajo. Graficar estas curvas y conectar los puntos de mejor eficiencia (pme) con una línea segmentada. Calcular los valores de carga-caudal para una velocidad de operación de la bomba entre 60 y 120% de los puntos de mejor eficiencia.

Velocidad= 1750 rpm			Velocidad= 1150 rpm		
Caudal (L/s)	Carga (m)	Eficiencia (%)	Caudal (L/s)	Carga (m)	Eficiencia (%)
0	67.1	---	0	29.3	---
100	65.8	63	67	28.3	65
167	61.9	81	100	27.1	77
200	58.5	85	133	25	83
220	55.5	86*	147	23.5	84*
233	53.6	85	167	21.3	83
300	36.6	72	200	14.9	71

- Punto de mejor eficiencia.

Solución:

Las curvas para 1750 rpm y 1150 rpm son trazadas en la figura 2.3.2, con valores de eficiencia listados en los puntos trazados. Los puntos de mejor eficiencia son conectados con una línea segmentada. (Figura .2.33)



Los valores de carga-caudal para una velocidad de operación de 1450 rpm son calculados usando las ecuaciones siguientes:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1^2}{N_2^2}$$

Por ejemplo, usando el dato para 100 L/s y 65.8 m a 1750 rpm, un punto de trazo es calculado como:

$$Q_1(L/s) = 100$$

$$H_1(m) = 65.8$$

$$N_1(rpm) = 1750$$

$$N_2(rpm) = 1450$$

$$Q_2 = Q_1 \frac{N_1}{N_2} = 82.86 = 83 (L/s)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 = 45.17 = 45.2 \text{ (m)}$$

Todos los valores calculados de los datos a 1750 rpm son 83L/s a 45.2 m, 148 a 42.5, 166 a 40.2, 182 a 138.1 (punto de mejor eficiencia), 193 a 36.8 y 219 L/s a 25.1 m.

Velocidad- 1750 rpm		Velocidad- 1450 rpm		
Caudal (L/s)	Carga (m)	Caudal (L/s)	Carga (m)	
0	67.1	0	29.3	
100	65.8	82.9	45.2	
167	61.9	138.4	42.5	
200	58.5	165.7	40.2	
220	55.5	182.3	38.1	(punto de mejor eficiencia)
233	53.6	193.1	36.8	
300	36.6	248.6	25.1	

$$Q_{1450} = Q_{1750} \frac{1450}{1750}$$

$$H_{1450} = H_{1750} \left(\frac{1450}{1750} \right)^2$$

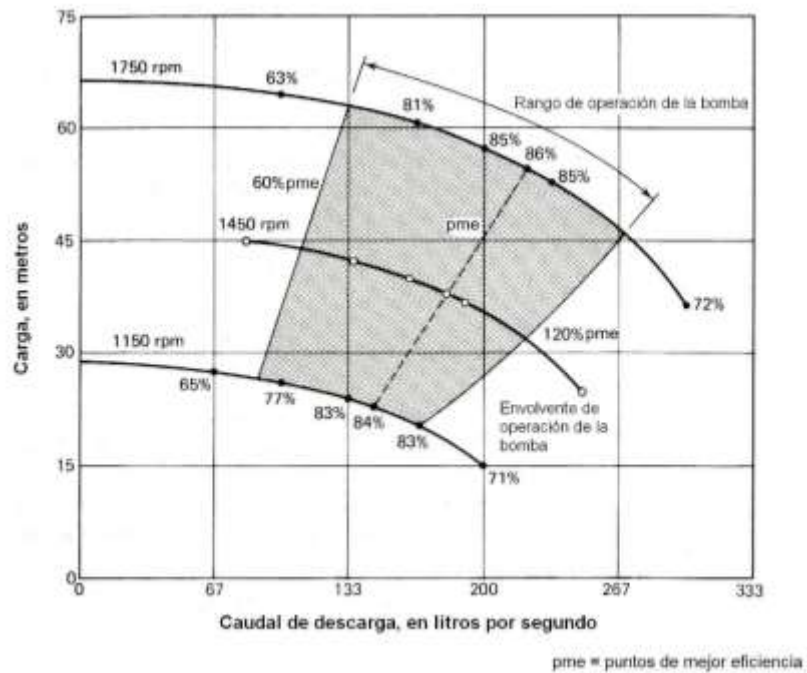
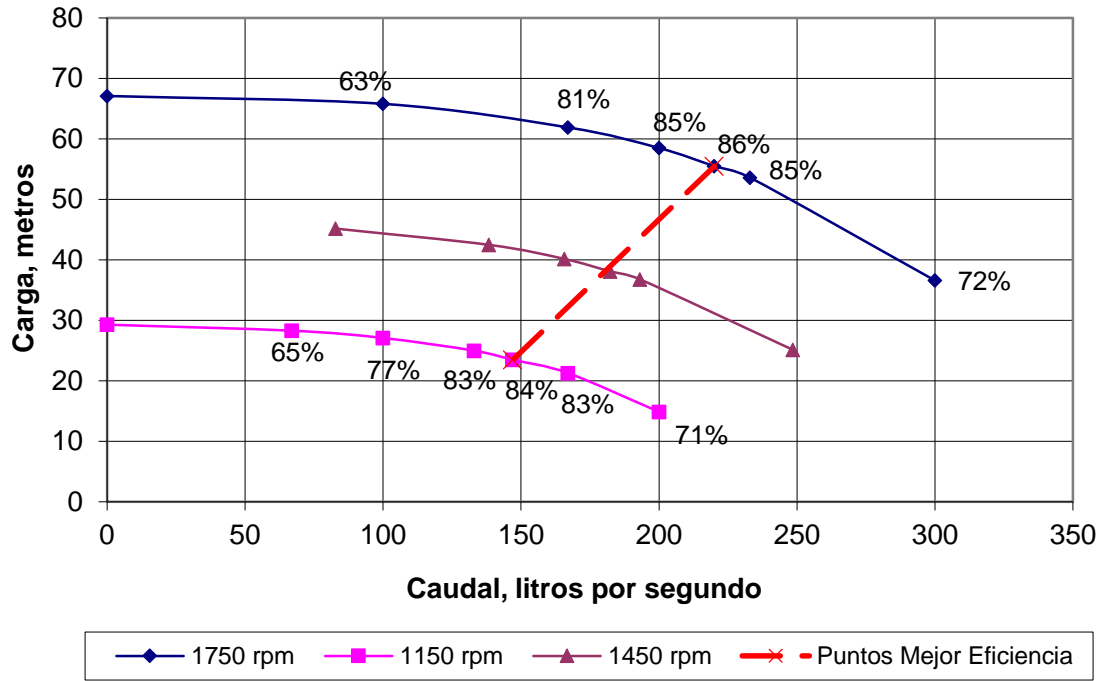
Las fronteras de la envolvente de operación a 1750 rpm son calculadas como 60 y 120% del caudal al punto de mejor eficiencia de operación de 220 L/s.

0.6	x	220	=	132	L/s
1.2	x	220	=	264	L/s

A 1150 rpm para un punto de mejor eficiencia de 147 L/s, los límites son 88 L/s y 176 L/s. La envolvente de operación de la bomba se muestra sombreada en la Figura 4.11.

0.6	x	147	=	88.2	L/s
1.2	x	147	=	176.4	L/s

**Fig. 2.3.3 Curvas Características de la Bomba
"Envolvente de Operación de la Bomba"**



2.4 Elementos de la Carga Dinámica Total

Por lo general la carga de una bomba no se altera por la clase de unidad elegida.

El estudio cuidadoso de la condición de carga y la localización de la bomba puede producir ahorros apreciables en potencia, por un periodo largo sin aumentar sustancialmente el costo inicial del proyecto.

2.4.1 Carga en el Sistema

1) Carga de bombeo

El cálculo de la carga total de bombeo consiste en determinar la energía requerida para impulsar el líquido desde el nivel de succión hasta el nivel de descarga, venciendo la resistencia que ofrecen la tubería y los accesorios al paso del fluido.

▪ Conceptos de carga:

- a) La presión que ejerce una columna (H) vertical de un líquido en cualquier punto debido a su peso, se le conoce como carga.
- b) Una carga de líquido en un tubo vertical desarrolla una cierta presión (F/A) sobre la superficie horizontal en el fondo del tubo.

El peso del líquido, que actúa sobre la superficie es lo que produce la presión.

La altura de la columna del líquido, que produce la presión en cuestión se conoce como carga sobre la superficie.

La altura de la carga de líquido se le conoce como carga estática, se expresa en unidades de longitud (metros, pies, etc.)

La carga correspondiente a una presión específica depende del peso específico del líquido de acuerdo a la siguiente expresión:

$$H=P/\gamma$$

2) Carga estática

En las aplicaciones de bombas, generalmente se llama a la altura de la columna del líquido que actúa sobre la succión o descarga de la bomba.

La columna estática, es la diferencia de elevación y puede calcularse para una variedad de condiciones que se encuentren en una instalación de bombeo.

- a) Carga estática total: H.

Es la distancia vertical en metros, entre los niveles de succión y descarga del líquido que se maneja.

$$H_e=h_s + h_d$$

- b) Carga estática de descarga: h_d

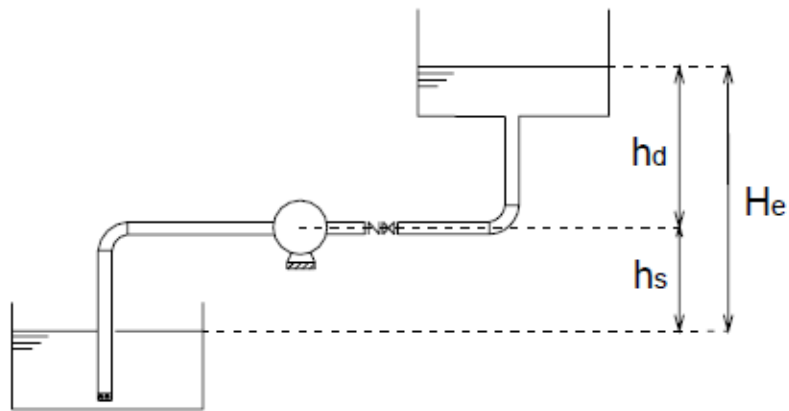
Es la distancia vertical en metros, entre el eje central de la bomba y el punto de entrega libre del líquido.

Debe tenerse cuidado que el punto de entrega libre se use cuando se calcule la columna de descarga.

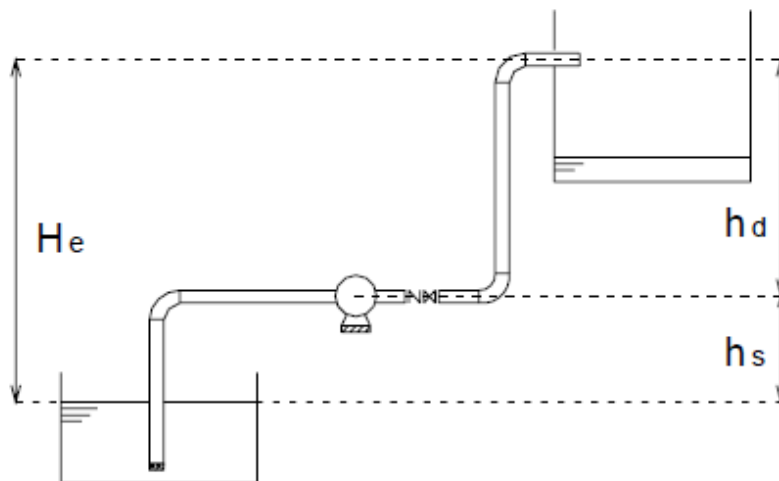
c) Carga estática de succión negativa: h_s

Se tiene cuando la fuente de alimentación suministro está por debajo de la línea central de la bomba. Es decir, es la distancia vertical en metros del nivel de suministro de líquido al eje central de la bomba, encontrándose la bomba arriba del nivel de suministro.

Así la altura estática de succión, es la distancia vertical que existe entre la línea central de la bomba al nivel del líquido que va a ser bombeado.



Sistema de carga estática de succión negativa



Sistema de carga estática de succión negativa

Las distancias horizontales no se consideran como parte de la elevación de succión estática. No se consideran las pérdidas por fricción en la tubería y sus accesorios.

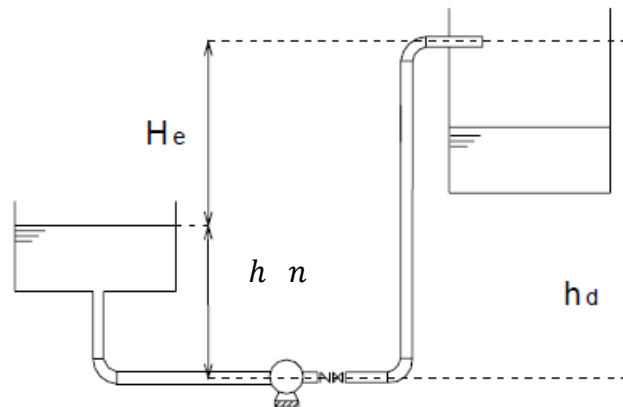
d) Carga estática de succión positiva: h_n

Se tiene cuando la fuente de suministro está por arriba de la línea central de la bomba.

Es decir, es la distancia vertical que existe entre la línea central de la bomba al nivel del líquido que va a ser bombeado.

La bomba se encuentra más abajo del nivel de suministro del líquido.

Numéricamente es la distancia vertical en metros, entre el nivel de suministro del líquido y el eje central de la bomba.



Sistema de carga estática de succión positiva

3) Carga de rozamiento: h_f

Es la columna en metros de líquido que se maneja, equivalente y necesaria para vencer la resistencia de las tuberías de succión, descarga y de sus accesorios.

La columna de rozamiento existe, tanto en el extremo de succión como en el de descarga de una bomba y varía con la velocidad del líquido, tamaño del cubo, condición interior del tubo, tipo del tubo y naturaleza del líquido que se maneja.

La resistencia de los aditamentos de los tubos generalmente se expresa en función de la longitud equivalente de tubo recto de la misma dimensión del accesorio.

La carga de rozamiento se determina por la adición de pérdidas primarias y secundarias:

$$h_{f_{1 \rightarrow 2}} = h_p + h_s$$

4) Carga de velocidad:

$$h_v = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

De un líquido que se mueve a cualquier velocidad dentro de un tubo, tiene energía cinética debida a su movimiento.

La carga de velocidad es la distancia de caída necesaria para que un líquido adquiriera una velocidad dada.

Dependiendo de la naturaleza de la instalación de bombeo, la columna de velocidad puede no ser un factor importante en la columna de la bomba.

2.4.2 Pérdidas en el sistema hidráulico

- Concepto de las pérdidas en el sistema de bombeo

1) Pérdida de la carga hidráulica en tuberías.

La carga hidráulica disminuye cuando se promedia en toda la sección transversal de un tubo en un fluido estacionario, en la dirección del flujo a causa de la disipación viscosa.

Entre la entrada y la salida de una tubería habrá una disminución de la descarga hidráulica.

En una tubería la cantidad de esta pérdida de la carga hidráulica depende del diámetro y longitud que pasa por ella.

Habrà pérdidas adicionales de la carga hidráulica si la tubería no es recta, si contiene codos pronunciados, si cuenta con válvulas u otras restricciones.

2) Pérdidas de admisión y salida

Igual que el líquido que fluye en un tubo, existe una pérdida de rozamiento cuando un líquido entra al tubo de una fuente libre o sumergida, también si se descara a una región similar.

3) Pérdida total de la carga hidráulica.

En el caso de un flujo en una tubería, la pérdida total de la carga hidráulica (h_t), será la suma de la pérdida debida a la fricción de la pared del tubo, más las pérdidas debidas a las válvulas y conexiones entre otras.

Las pérdidas de carga en tubería compuestas por las pérdidas primarias y las pérdidas secundarias.

Las pérdidas que ocurren a la entrada del tubo, se conocen como pérdidas de admisión, mientras que las de salida se conocen como pérdidas de salida.

En ambos casos las pérdidas reducen la carga de velocidad en el punto que se considera.

Para disminuir las pérdidas de admisión, generalmente se usa un tubo de succión acampanado.

Para reducir las pérdidas de salida puede usarse un ahusamiento alargado en la salida del tubo.

Igualmente se presenta una pérdida, cuando el líquido que fluye en un tubo, pasa a un tubo de sección mayor o menor en forma abrupta.

Las pérdidas en estos puntos así como los de admisión y salida del tubo, pueden expresarse como el producto de un coeficiente y la columna de velocidad del accesorio.

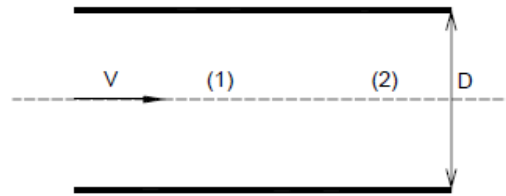
El coeficiente depende del valor del accesorio y su disposición.

2.4.3 Pérdidas primarias

- Pérdidas por rozamiento

Conceptos:

Tienen lugar en un flujo uniforme, en tramos de tubería con sección constante.



1. Cada límite, son pérdidas de superficie, del contacto del fluido con la tubería. Estas son ocasionadas por el rozamiento que el fluido experimenta con la pared de la tubería por la que circula.
2. Régimen laminar, rozamiento de una capa de fluido con otra.
3. Régimen turbulento, rozamiento de las partículas del fluido entre si.
4. En la determinación de este tipo de pérdidas juegan un papel importante los factores siguientes:

- ✓ Tipo de material y el acabado interno de la tubería, ya sea liso o rugoso.
- ✓ El régimen en que se maneja el fluido, si es laminar o turbulento.

- Ecuación de Darcy-Weisbach

A fines del siglo XIX, en experimentos realizados con tuberías de agua de diámetro constante, se demostró que la perdida de carga es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad media y longitud en la tubería, e inversamente proporcional al diámetro de la misma.

$$h_t = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Coefficiente de pérdida de carga en régimen turbulento.
En tuberías comerciales o de rugosidad natural.

AUTOR	TUBERÍA	FORMULA
Poiseuille	Lisa y Rugosa	$f = 64/R$
Blasius	Lisa	$f = .316/R^{1/4}$
Kármán Prandtl (1ra Ec.)	Lisa	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10}(R\sqrt{f} - .8)$
Colebrook- White	Rugosa	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{R\sqrt{f}} \right)$
Kármán Prandtl (2da Ec.)	Rugosa	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10} \left(\frac{D}{k} + 3.48 \right)$

- Diagrama de Moody

Un parámetro muy importante en la determinación del tipo de régimen del flujo del fluido, es el número de Reynolds, el cual involucra la velocidad, la viscosidad del fluido y el diámetro interno de la tubería.

El número de Reynolds se calcula por la siguiente expresión.

$$R = \frac{VD}{\mu}$$

Conceptos:

1. Se usa para determinar el coeficiente de pérdida de carga.
2. Resuelve todos los problemas de pérdidas de carga primarias en tuberías con cualquier diámetro, material de tubería y caudal.
3. El factor de rozamiento queda en función de número de Reynolds y de la rugosidad relativa.

$$f = \left(\frac{VD}{\mu} \right), \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)$$

Si el número de Reynolds es muy grande para (f), entonces no dependerá de Reynolds, sino de la rugosidad relativa (ε/D).

Tipos del rendimiento del flujo:

- ✓ El régimen laminar se presenta con números de Reynolds inferiores a 2000.
- ✓ Una zona llamada crítica, comprendida entre los números de Reynolds de $2000 < R < 4000$.
- ✓ Una área designada de transición, cuyos límites están comprendidos entre $4000 < R < 11,000$.
- ✓ El régimen del flujo turbulento se presenta con números de Reynolds superiores a 11,000.

Para estimar las pérdidas primarias es necesario contar con los datos de rugosidad absoluta y el diámetro interno de la tubería.

Con estos se calcula el valor de la rugosidad absoluta por medio de la siguiente expresión.

$$\text{Rugosidad relativa: } \frac{\varepsilon}{D}$$

Con los valores del número de Reynolds y la rugosidad absoluta, se determina el coeficiente de rozamiento en el diagrama de Moody.

- Ecuaciones para el cálculo de pérdidas primarias y secundarias.

Por lo tanto las pérdidas primarias se calculan en base a la ecuación de Darcy - Weisbach:

$$h_t = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

Si existen cambios de sección transversal como diámetros de tubería, se deben calcular las pérdidas de carga en cada sección.

2.4.4 Pérdidas secundarias

- Concepto de pérdidas secundarias

Donde el coeficiente de pérdida de cara (**K**) depende del tipo de accesorio, del número de Reynolds, de la rugosidad y configuración de la corriente antes del accesorio.

Las pérdidas de carga secundarias o de forma, son ocasionadas por la resistencia que presenta el fluido a su paso por los accesorios; las pérdidas tienen lugar en los cambios de sección (arreglo de tuberías) y dirección de la corriente, en las contracciones, ensanchamientos, codos, diafragmas, válvulas y en general en todos los accesorios de tuberías, donde estos elementos producen una perturbación de la corriente que origina remolinos y desprendimientos que intensifican las pérdidas.

Los cálculos de las pérdidas locales de los accesorios se obtienen como una pérdida de la velocidad del fluido por medio de la siguiente expresión:

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

El valor de (**K**) depende de la geometría del accesorio y del coeficiente de fricción (h_f), por lo que la pérdida de carga para los accesorios se evalúa en forma individual, por medio de las tablas y gráficas, que indican los valores de (**K**).

- Teoría de la longitud equivalente

Conceptos:

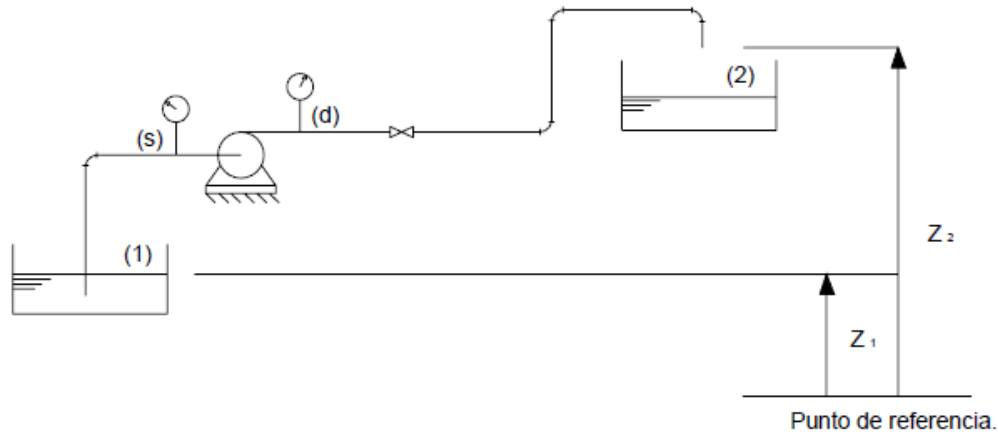
- 1) Consiste en catalogar las pérdidas secundarias en la forma de longitud equivalente, es decir, la longitud en metros de un trozo de tubería del mismo diámetro que produciría la misma pérdida de carga que el accesorio en cuestión.
- 2) Consiste en evaluar la caída de presión que se genera a través de un accesorio de tubería y determinar una longitud de tubería recta que genere la misma cantidad de pérdida.

Una vez determinada la longitud equivalente de los accesorios, se determina la carga de presión por medio de la siguiente fórmula:

$$h_{f1 \rightarrow 2} = f \left\{ \frac{L + \sum L_e}{D} \right\} \frac{V^2}{2g}$$

2.4.5 Carga Dinámica Total

Para determinar la Carga Dinámica Total del sistema, se hace uso de la ecuación de Bernoulli, y que aplicada a un sistema de bombeo como el mostrado en la figura.



- 1) 1. Nivel superior del agua en el pozo de aspiración.
- 2) 2. Nivel del agua en el depósito de impulsión.
- 3) S: Entrada de la bomba.
- 4) D: Salida de la bomba

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z_1 + CDT - h_{f1 \rightarrow 2} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2$$

De la ecuación anterior se obtiene la Carga Dinámica Total (CDT):

$$CDT = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + z_2 - z_1 + h_{f1 \rightarrow 2}$$

En sistemas atmosféricos ($P_2 = P_1$) y para fines prácticos se considera la velocidad de succión despreciable $V_1=0$.

Las pérdidas totales de la carga ($h_{f1 \rightarrow 2}$) son las que el líquido experimenta en la tubería de succión y descarga.

2.5 Carga neta positiva de succión

- Carga neta positiva de succión (N_{PSH}):

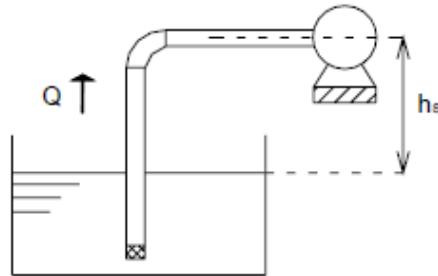
Conceptos:

- 1) Es una medida de la cantidad de carga existente en la succión para prevenir la vaporización del líquido en el punto de menor presión de la bomba.
 - 2) Es la presión disponible o requerida para forzar un gasto determinado, a través de la tubería de succión al ojo del impulsor.
- Esquema con carga de succión negativa

$$N_{PSHD} = \frac{P_{atm} - P_V}{\gamma} - h_s - h_{f1 \rightarrow 2}$$

Donde:

h_s =Carga estática de succión negativa.

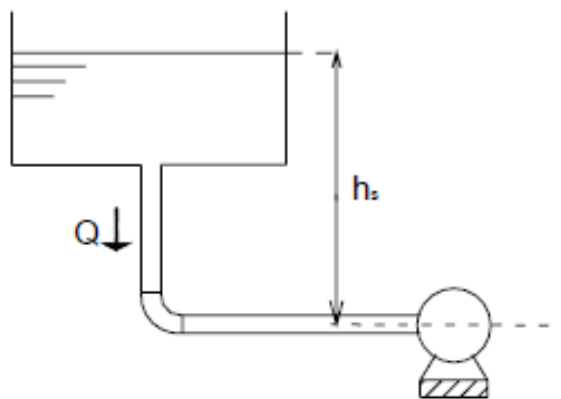


- Esquema con carga de succión positiva.

$$N_{PSHD} = \frac{P_{atm} - P_V}{\gamma} + h_s - h_{f1 \rightarrow 2}$$

Donde:

h_s =Carga estática de succión positiva.



Unidades: $N_{PSHD} = m. c. a$

- Carga neta positiva de succión disponible (N_{PSHD}):

Es la adición de la presión atmosférica en la succión de la bomba, menos la presión de vapor del líquido bombeado, menos las pérdidas de rozamiento en la línea de succión transformadas en carga, (+/-) la altura de succión; Es una función del sistema en que la bomba opera. Si varía cualquiera de estos puntos, la (N_{PSHD}) puede alterarse.

- Carga neta positiva de succión requerida

N_{PSHD} :

Es la carga positiva, en metros de columna de líquido bombeado, que se necesita en la succión de la bomba para superar las caídas de presión en la bomba y mantener el líquido arriba de su presión de vapor de la bomba y la capacidad. La curva del fabricante debe proporcionar esta información.

2.6 Potencia y Eficiencia

2.6.1 Potencia hidráulica

La potencia hidráulica (W_{KW}) es la desarrollada en el líquido por la bomba.

$$W_{KW} = \frac{CDT * Q * \gamma}{1000}$$

2.6.2 Potencia al freno

La potencia de entrada o potencia al freno (B_{KW}) es la potencia requerida en la flecha de la bomba.

$$B_{KW} = \frac{CDT * Q * \gamma}{1000 * \eta}$$

La potencia al freno o de entrada para una bomba, es mayor que la potencia hidráulica o de salida, debido a las pérdidas mecánicas o hidráulicas que ocurren en la bomba.

2.6.3 Eficiencia de la bomba

Por lo tanto la eficiencia es la relación entre estos dos conceptos:

$$\eta = \frac{W_{KW}}{B_{KW}}$$

- Unidades de la potencia en la bomba

Símbolo	W_{KW}	B_{KW}	Q	CDT	γ	η
Unidades	Kw		m^3/s	m	N/m^3	%

2.6.4 Potencia del motor eléctrico (Pe)

Es la potencia suministrada en la flecha de la bomba, expresada en (Kw); Mediante la utilización del par y un motor trifásico de características conocidas:

$$P_e = \frac{2\pi\tau}{t}$$

Donde:

τ = Par, en Nm

Π = Constante geométrica 3.14159

T = Tiempo, en segundo.

$$P_e = \sqrt{3} * V * I * f_p * \eta_m$$

Donde:

V = Tensión eléctrica, en Volt.

I = Corriente eléctrica, en Ampere.

f_p = Factor de potencia, adimensional.

η_m = Eficiencia del motor, adimensiona.

- Unidades de la potencia en el motor eléctrico.

Símbolo	P_e	τ	t	V	I	f_p
Unidades	Kw	Nm	s	V	A	%

2.6.5 Calculo del empuje axial

Empuje axial hidráulico; Es el resultado de las fuerzas que actúan en el impulsor en dirección colineal al eje de la flecha; esto implica la sumatoria de fuerzas hacia arriba y abajo. Se produce en bombas verticales y horizontales; en el caso de bombas verticales de tipo turbina, flujo mixto y propela, bajo condiciones normales de operación se produce un empuje axial, colineal al eje de la flecha; esta fuerza es debida a la presión desbalanceada sobre el impulsor, peso de elemento rotativo y cambio de la dirección del fluido. Estos datos sirven para el fabricante del motor eléctrico quien además, debe proporcionar el cojinete que cumpla con las condiciones de operación de la bomba seleccionada.

$$E_A = E_H + W_{MR} - F_F$$

Donde:

E_A : Empuje Axial

E_H : Empuje hidráulico

W_{MR} : Peso muerto del elemento rotativo

F_F : Peso de la flecha

$$E_H = f_E * CDT * \rho_R$$

Donde:

f_E : Factor de empuje unitario

ρ_R : Densidad relativa

CDT : Carga dinámica total del sistema

$$W_{MR} = W_R + W_T + W_F$$

Donde:

W_R : Peso del rotor, por el número de pasos

W_T : Peso del tazón, por el número de pasos

W_F : Peso de la flecha (peso unitario), por la longitud de la flecha

$$F_F = P_S * A_F$$

Donde:

P_S : Presión de succión.

A_F : Área de la flecha.

Símbolo	unidades
f_E	Kg_F / m
ρ_R	Adimencional
W_R	Kg_F
W_T	Kg_F
W_F	Kg_F
P_S	Kg_F/m^2
A_F	m^2
E_A	Kg_F
E_H	Kg_F
W_{MR}	Kg_F
F_F	Kg_F

2.7 Cavitación en las Bombas

Un factor importante para el funcionamiento satisfactorio de una bomba es evitar la cavitación, tanto para obtener un buen rendimiento como para evitar daños en el impulsor. Cuando un líquido pasa por el impulsor de una bomba, se reduce un cambio de presión. Si la presión absoluta de un líquido cae por debajo de la presión de vapor, se producirá cavitación.

Las zonas de vaporización obstruyen el flujo limitando la capacidad de la bomba. Cuando el fluido avanza a una zona de mayor presión, las burbujas se colapsan y su implosión puede producir un picado del impulsor. La cavitación suele producirse con más frecuencia cerca de la salida (prefería) de los impulsores de flujo radial y mixto, donde se alcanzan las velocidades mayores. También puede aparecer en la aspiración del impulsor, donde las presiones son menores. En el caso de las bombas de flujo axial, la parte más vulnerable a la cavitación es el extremo de los alabes.

2.8 Golpe de ariete

Si se para la bomba con la válvula abierta, el agua seguirá subiendo por la tubería; Con la velocidad decreciente subirá hasta pararse por completo, desde ese momento iniciará su descenso hasta el punto de origen, donde llegará con la misma velocidad que tenía en el momento de pasar por la bomba. Es aquí donde se produce el golpe de ariete.

Si antes de suspender la acción de la bomba, se cierra lentamente la válvula de regulación, la velocidad del fluido disminuye lentamente hasta llegar a cero, en el momento que se agote el valor máximo de (H), no existe el riesgo del golpe de ariete.

2.9 Leyes de afinidad

Son relaciones que permiten predecir las características de funcionamiento de una bomba centrífuga con un diámetro y velocidad de impulsor conocidos.

- Cambio de velocidad

Cuando la bomba opera a una velocidad diferente a la velocidad de diseño, se pueden determinar los efectos del cambio de velocidad en los parámetros de gasto, carga y potencia consumida por la bomba. Para este caso se establece como premisa que la eficiencia y el diámetro del impulsor permanecen constantes.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left[\frac{n_1}{n_2} \right]^2$$

$$\frac{W_1}{W_2} = \left[\frac{n_1}{n_2} \right]^3$$

- Cambio en el diámetro del impulsor

Cuando se modifica el diámetro del impulsor de una bomba que funciona a velocidad constante, los parámetros de gasto, carga y potencia se pueden determinar por medio de las siguientes relaciones:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^2$$

$$\frac{W_1}{W_2} = \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^3$$

Las expresiones expuestas son excelentes en los casos de pequeños cambios en diámetros del impulsor, pero no son tan confiables cuando el diámetro del impulsor cambia en más de un 10% y en estos casos es recomendable averiguar si se cuenta con la curva para el nuevo diámetro del impulsor, con el fin de determinar si concuerdan con los valores calculados.

Capítulo 3

Selección de equipo de bombeo

Para seleccionar un equipo de bombeo se deberá tener un conocimiento completo del sistema en que trabajará la bomba y motor, caso contrario puede hacer una selección errónea que causará el mal funcionamiento de la bomba, lo que a su vez afectará a la eficiencia y eficacia del sistema.

Las bombas se eligen generalmente por uno de los tres métodos siguientes:

- El cliente suministra detalles completos a uno ó más proveedores, de las condiciones de bombeo y pide una recomendación y oferta de las unidades que parezcan más apropiadas para la aplicación.
- El comprador efectúa un cálculo completo del sistema de bombeo procediendo a elegir la unidad más adecuada de catálogos y graficas de características.
- Una combinación de los anteriores métodos para llegar a la selección final.

Para seleccionar equipos pequeños de bombeo, como los utilizados en el medio rural, es más conveniente adoptar uno de los dos últimos métodos. No es una práctica recomendable, dejar la selección de la bomba únicamente en manos del representante del proveedor, ya que su criterio será limitado debido a su conocimiento parcial del sistema en que trabajará la bomba (solo dispondrá de la información que se le proporcione).

Contrariamente, cuando se pide una propuesta, es buena práctica proporcionar un diagrama completo del sistema en que trabajará el equipo al representante del proveedor, de esta manera sus técnicos pueden realizar sus propios cálculos y verificar los del cliente. Esta es una forma de asegurar una selección más exacta del equipo.

3.1 Pasos para la selección de una bomba.

Se mencionan una serie de 8 pasos a seguir para una correcta selección de una bomba:

- Obtener las condiciones hidráulicas de diseño
 - 1- Punto de operación: Gasto y Carga dinámica.
 - 2- Conjunto de bombas en paralelo o en serie?
 - 3- Variación en condiciones de operación?

Deberá aplicarse la teoría y los procedimientos indicados para estos cálculos.

- Forma y diseño de la estructura de la instalación de las bombas.
 - 1- Pozo profundo: profundidad, nivel de agua estático, nivel de agua dinámico, diámetro de tubo de ademe.
 - 2- Cárcamo de bombeo o toma de laguna, río o presa; forma, circular (diámetro), rectangular (ancho * largo), profundidad. Espacio para la instalación de la bomba.
 - 3- Dimensiones, elevación y condiciones de la tubería de descarga. En su caso de la tubería de succión.

Fairbanks Morse ha puesto énfasis en la importancia del correcto diseño de los cárcamos o estaciones de bombeo para el correcto funcionamiento de los equipos de bombeo.

Por más que una bomba cumpla con un magnífico desempeño en su prueba de fábrica, si el entorno de instalación no cumple con un diseño correcto desde el punto de vista hidráulica el sistema tendrá un desempeño pobre.

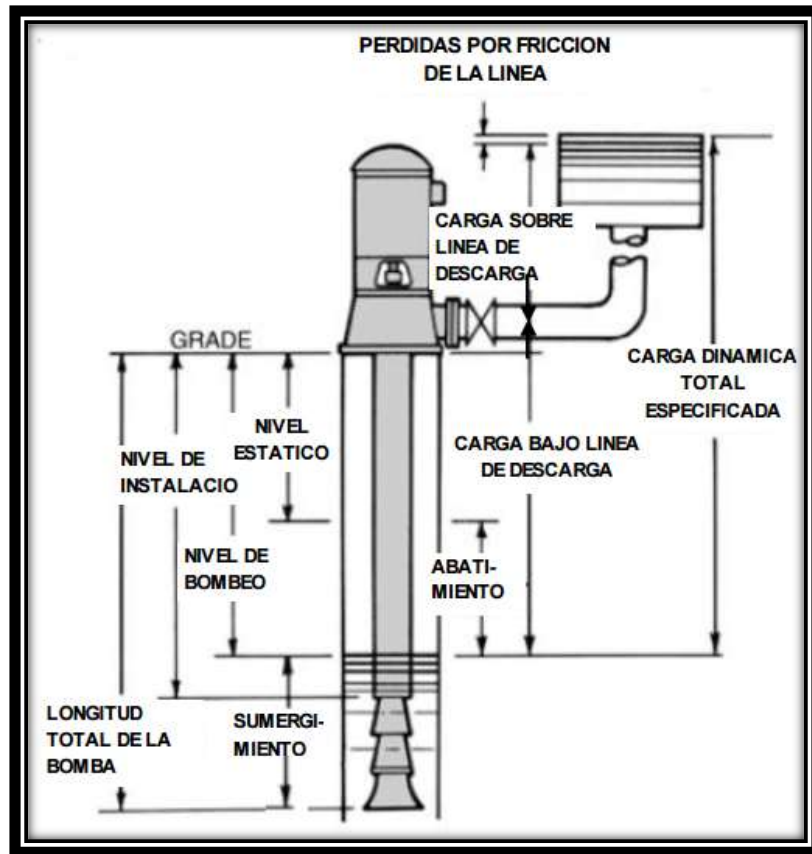


Fig. 3.1 Turbina Vertical

▪ Cuestionarios para recopilación de información.

1. Cantidad Requerida	3
2. Fecha Requerida de Instalación	4 semanas
3. Tipo de Accionador: Motor eléctrico, reductor, motor de combustión, poleas y bandas, velocidad.	Eléctrico, 1800 RPM
4. Suministro de Potencia disponible: Eléctrica: Fases / Frecuencia / Voltaje Mecánica: Tipo motor, combustible, embrague,...	3 / 60 / 440
5. Tipo de descarga: Sobre superficie, bajo superficie, elevación, brida, extremo liso?	Brida sobre superficie
6. Tipo de lubricación: con agua bombeada, con aceite, agua a presión, otra.	Agua bombeada
7. Posición de instalación de la bomba y largo total, espesor de tubo de columna.	115 m / 0.25 pulg.
8. En su caso Longitud de tubo de succión.	0 ms.
9. Flujo de diseño (Litros/segundo)	100
10. Elevación de la conexión de descarga de la instalación, (metros sobre nivel del mar)	150 m.
11. Nivel de agua a la capacidad de diseño, (Nivel de bombeo dinámico, metros debajo de nivel del punto anterior)	85 m.
12. Pérdidas de carga por fricción y forma, en tubo de conducción sobre el nivel de la descarga, incluyendo carga de velocidad.	8 m.

13. Carga estática total de la bomba, suma de carga sobre nivel de conexión de descarga más carga de punto 11.	105 m.
14. Rango de Operación, en su caso, Carga total mínima y carga total máxima.	No hay variación
15. Cualquier otra condición d operación que pueda influir en la operación.	No hay
16. Diámetro interior mínimo del pozo, ademe	14 pulg.
17. Diámetro de tazón máximo permitido	10 “
18. Profundidad total del pozo	150 m.
19. Es el pozo razonablemente recto?	Pruebas disponibles
20. Nivel de carga estática del agua por debajo de la conexión de descarga de la bomba	70 m.
21. Arena en el agua?	No
22. Gas en el agua?	No
23. Otras condiciones inusuales?	No
24. Brida de descarga compañera?	Si
25. Colador de succión requerido? Material? Tipo?	Si /Tipo cónico, acero
26. Lubricador requerido?	No
27. Controles automáticos requeridos?	Control nivel
28. Válvula de expulsión de aire requerida?	Si
29. Placa base de la bomba?	Si
30. Accesorios del motor: Calentadores de espacio Freno de contra - vuelta Aislamiento especial Operación con variado de frecuencia Otros	Freno y calentador es de espacio

- Selección de tamaño de Bomba (ensamble de tazones)
 1. Con la información del punto de operación, (Gasto y carga dinámica), analizaremos las posibilidades disponibles, ahora existen posibilidades de software.
 2. La selección será en función de diámetro de tazones, eficiencia, número de pasos, espacio disponible, diámetro de columna, velocidad, etc.
 3. La selección deberá buscar, mayor eficiencia, con menor número de tazones, con velocidad deseada.

PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN TURBINA VERTICAL

CUARTO PASO, SELECCIÓN DE TAMAÑO DE BOMBA (ENSAMBLE DE TAZONES)

Selection List Report - Fairbanks Morse Pump, 60 Hz

Company: SCANCA

Name: Bomba Pozo suministro local

Date: 9/29/2010



Search Criteria:

Flow: 100 l/s

Head: 113 m

Fluid:

Water

SG: 1

Viscosity: 1.104 cP

NPSHr: —

Temperature: 15.6 °C

Vapor pressure: 1.773 kPa a

Atm pressure: 83 kPa a

Motor:

Standard: IEC

Enclosure: TEFC

Sizing criteria: Max Power on Design Curve

Flags	Type	Size	Curve	Impeller	Stg	Speed	Dia	Head	Shutoff	Eff	BEP	NPSHr	Pwr	NOL Pwr	Motor	Frame	Energy	Energy VFD	Max Curve	Pwr Max	Limit	Min Flow	Sphere	Bowl Size	nq	S
						rpm	m	m	m	%	%	m	kW	kW	kW					kW	kW	l/s	mm	mm		
---	VERT.TURBINE	12I.3+	0PC-119308	---	7	1770	232	113	175	82	84	7.15	138	139	150	315M	---	---	233	141	389	---	19	289	---	---
---	VERT.TURBINE	12K.3+	18-126	---	8	1760	252	113	221	81.8	83	5.57	136	138	150	315M	---	---	254	143	257	---	28.4	298	---	---
---	VERT.TURBINE	12N.4+	0PC-119408	---	9	1770	237	114	205	81	81.8	8.27	138	142	150	315M	---	---	241	151	389	---	19	292	---	---
---	VERT.TURBINE	12S.3+	18-136	---	6	1770	245	113	157	80	81.6	5.02	139	148	150	315M	---	---	254	170	257	---	26.9	298	---	---
---	VERT.TURBINE	12U.4+	0PC-119412	---	8	1770	234	113	188	77.1	82.7	7.48	143	155	165	315L	---	---	245	173	388	---	38.1	292	---	---
---	VERT.TURBINE	12V.4+	18-154	---	6	1770	241	113	136	75.2	82.8	6.66	147	155	165	315L	---	---	246	168	257	---	22.4	288	---	---
---	VERT.TURBINE	12W.4+	0PC-119414	---	8	1770	229	114	158	73.6	79.5	7.83	152	173	165	315L	---	---	241	202	388	---	19	292	---	---
---	VERT.TURBINE	13E.3+	18-133	---	6	1770	254	114	234	82.9	85	5.31	134	142	150	315M	---	---	255	144	257	---	25.4	318	---	---
---	VERT.TURBINE	13F.3+	18-134	---	6	1770	251	114	172	82.2	83	4.9	135	139	150	315M	---	---	255	146	257	---	25.4	318	---	---
---	VERT.TURBINE	13H.4+	---	---	5	1770	220	113	135	78.6	84	3.98	140	149	150	315M	---	---	223	163	257	---	25.4	328	---	---
---	VERT.TURBINE	14C.4+	0PC-119434	---	5	1770	275	113	186	81.5	83.5	3.48	136	143	150	315M	---	---	292	173	582	---	31.8	362	---	---
---	VERT.TURBINE	14F.4+	0PC-119436	---	4	1770	284	113	157	77.8	84.8	4.27	143	153	165	315L	---	---	292	173	582	---	25.4	362	---	---
---	VERT.TURBINE	14M.3+	---	---	4	1770	254	114	141	04	04.1	5.30	132	139	150	315M	---	---	283	155	309	---	25.4	358	---	---
---	VERT.TURBINE	15H.2+	---	---	4	1770	233	113	140	67.2	84	5.42	165	193	225	315L	---	---	251	242	389	---	33.3	381	---	---

- Selección de la columna vertical de descarga.
 1. El parámetro a seleccionar es el diámetro y el espesor de pared de la tubería con la que se forma la columna de descarga.
 2. Será un resultado de analizar la comparación de un menor diámetro, con un menor costo inicial contra un mayor consumo de energía por pérdidas por fricción.
 3. Si la amortización del costo excedente inicial por un mayor diámetro, no se justifica con el ahorro en energía entonces será conveniente un diámetro menor.
 4. Una vez seleccionado el diámetro de la columna, se compara contra el diámetro de salida del tazón seleccionado.
- Selección del eje de línea de la columna.
 1. El parámetro a seleccionar es el diámetro del eje.
 2. El diámetro dependerá de la potencia a transmitir, la carga axial o empuje a resistir por el peso de la misma flecha y los tazones.
 3. Si la longitud del eje es mayor a 15.0 mts, se deberá analizar la elongación o deformación de la flecha.
 4. El fabricante de la bomba deberá indicar la elongación máxima permitida para cada tazón específico.

PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN TURBINA VERTICAL

SEXTO PASO : SELECCIÓN DEL EJE DE LINEA DE LA COLUMNA



Bowl Size	12F	12K	12S	12M	12E	12G	12I
Pump Shaft Diameter - Inches	1.667	1.667	1.667	1.667	1.938	1.938	1.938
Bowl Weight, 1st Stage - Lbs.	278	328	328	290	410	410	410
Bowl Weight, Ea. Add. Stage - Lbs.	105	123	123	105	145	145	145
Allowable Shaft Stretch - Inches	0.70	0.50	0.50	0.920	0.375	0.375	0.375
Maximum Working Pressure - PSI	580	410	410	380	400	400	400
Maximum Hydro Pressure - PSI	870	615	615	570	600	600	600
Impeller Eye Area - Sq. In.	16.40	28.30	29.63	19.40	25.50	25.50	25.50
Rotor Weight, 1st/ add stages - Kg	45.6/24.3	50.1/29.8	47.3/27.0	29.5/29.5	58.0/31.0	58.0/31.0	58.0/31.0
Maximum Sphere Size - Inches	0.88	1.12	1.06	0.94	0.75	0.75	0.75
Thrust Factor - Kg	5.50	8.50	8.00	6.33	9.40	9.40	9.40
WR	1.12	1.52	1.28	1.62	1.30	1.30	1.30
Running Position (above seat) - In.	0.312	0.125	0.125	0.200	0.125	0.125	0.125
Submergence - In.	27	33	46	33	22	23	24
Max. Bowl Brg Clearance - In. Diam.	0.013	0.013	0.013	0.014	0.014	0.014	0.014
Max Wear Ring Clearance - In. Diam.	0.023	0.023	0.023	0.018	0.023	0.023	0.023
Max Bowl O.D. - In.	11.75	11.75	11.75	12.26	11.38	11.38	11.38
Suct Bell O.D. - In.	11.50	11.50	11.50	13.00	13.00	13.00	13.00

- Selección del motor.
 1. El motor eléctrico se seleccionará con base a la velocidad de rotación, a la potencia requerida y al empuje o carga axial total calculada para la bomba.
- Selección de cabezal de descarga.
 1. El tamaño del cabezal de descarga dependerá del tamaño de armazón del motor, del peso suspendido, de la presión de descarga y de a capacidad bombeada.
 2. Normalmente se selecciona con base al diámetro de la columna vertical de la bomba y al tamaño de la base del motor.
 3. Si la longitud de la columna es mayor a 100 metros, entonces se deberá tomar en cuenta la carga total colgante del cabezal de descarga y comparar contra el dato de capacidad dado por el fabricante.
 4. Si la longitud de la columna es mayor a 100 metros, entonces se deberá tomar en cuenta la carga total colgante del cabezal de descarga y comparar contra el dato de capacidad dado por el fabricante.
 5. El peso colgante total es la suma de los pesos del cuerpo de tazones, del tubo de columna, de los acoplamientos de columna, flecha de línea y sus acoplamientos, tubo de cubierta de flecha y sus

- acoplamientos (en su caso), chumaceras y soportes de chumaceras y el mismo cabezal de descarga. La suma total se comparará con el dato publicado por el fabricante.
6. Es recomendable recopilar la mayor información posible para obtener una buena selección de una bomba.
 7. Al momento de seleccionar también es recomendable verificar la selección con un fabricante calificado que en todos los casos otorgue las garantías de funcionamiento de los equipos a instalar.

Este procedimiento es explicado en detalle en los siguientes puntos.

3.2 Condiciones de operación.

3.2.1 Caudal

Para seleccionar equipos de bombeo, se deben determinar el caudal o los diversos caudales con que trabajarán estos equipos durante su vida útil. En proyectos de saneamiento, los caudales correspondientes a la vida útil de los equipos son los caudales del proyecto. Para la mayoría de las bombas el periodo de diseño es 10 años.

En proyectos de agua potable, el caudal que se utiliza para la selección de bombas es, una proporción del caudal máximo diario en función del número de horas de bombeo, así:

$$Q_b = Q_{max.d} * \frac{24}{N}$$

Donde:

Q_b = Caudal de bombeo, l/s.

$Q_{max.d}$ = Caudal máximo diario, l/s.

N = Número de horas de bombeo.

Para la selección de bombas en proyectos de aguas residuales, se deben tener en cuenta los siguientes caudales de la red de alcantarillado: caudal máximo del proyecto, caudal promedio inicial, caudal promedio del proyecto y caudal mínimo inicial. Las bombas deben tener la capacidad de impulsar el caudal máximo de proyecto. Los caudales promedio, inicial y de proyecto son importantes para seleccionar equipos que funcionen lo más eficiente posible para los caudales medios. Los caudales mínimos tienen importancia para dimensionar la tubería de impulsión con una velocidad que evite la deposición de sólidos.

La inadecuada selección de los equipos de bombeo por una incorrecta determinación de los caudales del proyecto, podría tener graves consecuencias para las bombas durante su operación. Si la bomba seleccionada trabaja con caudales mayores al nominal, podrá haber sobrecarga del motor y cavitación, y la bomba trabajará con bajo rendimiento. Si la bomba trabaja con caudales menores al nominal, la bomba podrá trabajar con bajo rendimiento y, en caso de capacidad extremadamente baja, podrá presentarse calentamiento excesivo.

3.2.2 Altura manométrica total

La altura manométrica total H_t es aquella contra la que trabajará la bomba durante su funcionamiento, comprende las siguientes: alturas estáticas de succión e impulsión, las pérdidas por rozamiento, la altura de velocidad, pérdidas de carga locales y la diferencia de presión existente sobre el líquido en el lado de la succión y en el lado de la impulsión.

$$H_t = h_i \pm h_s + hf_s + hf_i + \sum h_{Li} + \sum h_{LS} + \frac{v_i^2}{2g}$$

Donde:

Ht = Altura manométrica total (m).

hs = Altura estática de succión (m).

hi = Altura estática de impulsión (m).

hfs = Pérdida de carga por rozamiento en la succión (m).

hfi = Pérdida de carga por rozamiento en la impulsión (m).

ΣhLs = Pérdida de carga local en la succión (m).

ΣhLi = Pérdida de carga local en la impulsión (m).

Vi = Velocidad en el conducto de impulsión (m/s).

Hg = Altura estática total = hi ± hs.

Ejemplo:

Li= 215 mts.

La= 7 mts.

Di= 125 mm Ø

Da= 150 mm Ø

Hi=32 mts.

Ha= 5 mts.

Q a elevar= 100 m³/h.

Pérdidas de Carga			
Succión (Pca)		Impulsión (Pci)	
		1 Cono difusor concéntrico	5 m
1 Cono difusor excéntrico	5 m	1 Válvula de retención 125 mm Ø	20 m
1 Curva de 90° de 150 mm Ø	3 m	1 Válvula de compuerta 125 mm Ø	1 m
1 Válvula de pie de 150 mm Ø	28 m	1 Curva de 90° de 125 mm Ø	2.5 m
Longitud tubería aspiración	7 m	Longitud Tubería impulsión	215 m
TOTAL TUBERÍA RECTA EQUIVALENETE	43 m	TOTAL TUBERÍA RECTA EQUIVALENETE	243.5 m
La pérdida de carga para 100 m ³ /h 3n tubería de 150 mm Ø es de 2%.		La pérdida de carga para 100 m ³ /h 3n tubería de 125 mm Ø es de 2%.	
$P_{ca} = \frac{2 * 43}{100} = 0.86 \text{ m}$		$P_{ci} = \frac{52 * 243.5}{100} = 12.662 \text{ m}$	

Altura manométrica de succión (Ha+Pca= 5 +0.86) = 5.86 m

Altura manométrica de impulsión (Hi +Pci= 32+12.662)= 44.662 m

Altura de seguridad (-.5%)= 2.378 m

Altura Manométrica Total= 53 m

Si la tubería es de FoFo esta altura manométrica es correcta. Para otros materiales, multiplicar las pérdidas de carga por el factr correspondiente.

Es necesario calcular por separado la altura manométrica de aspiración, para comprobar que la bomba es capaz de aspira sin dificultades.

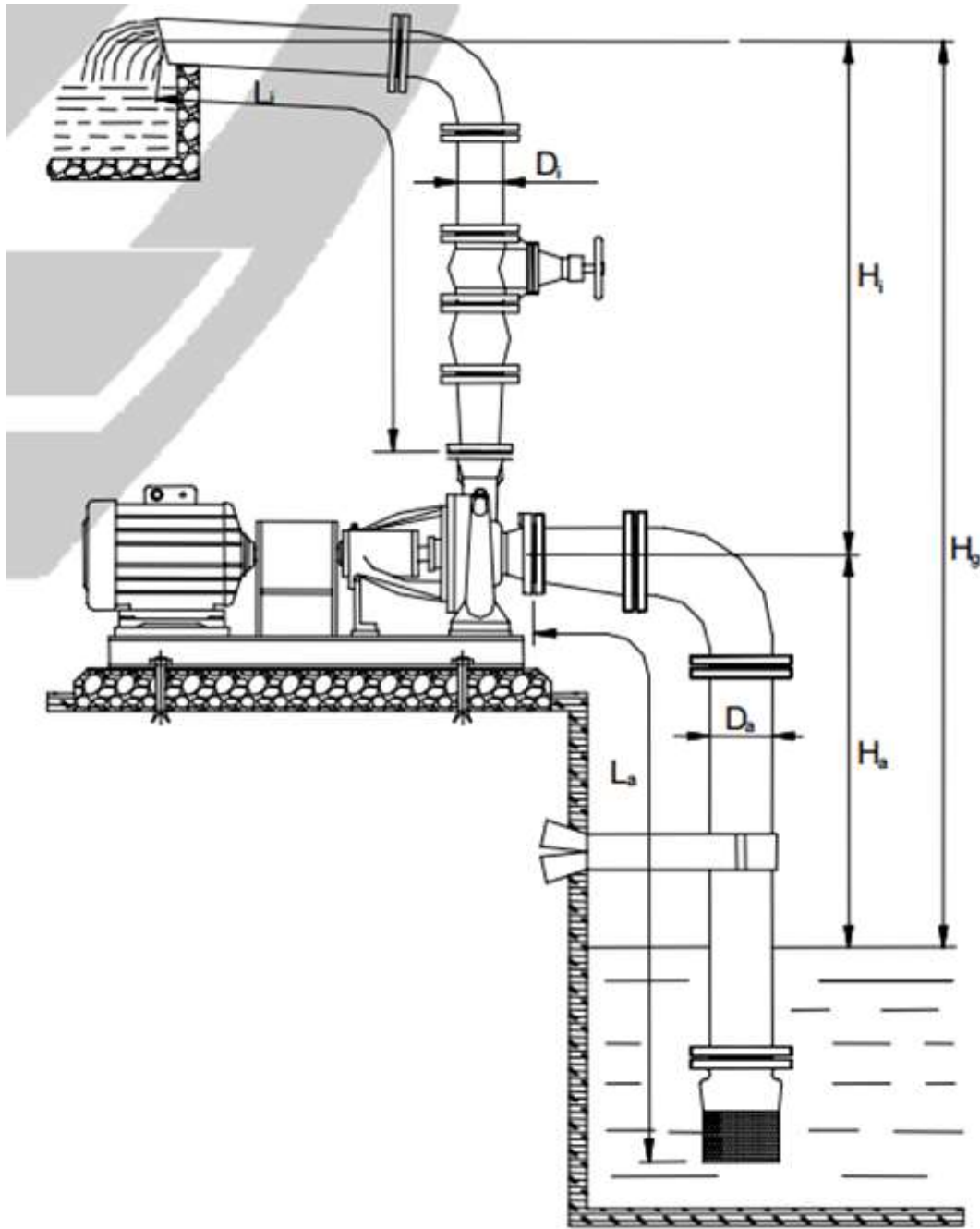


Fig 3.2 Ejemplo de altura manométrica

La altura estática de succión (h_s), es la distancia vertical del nivel del líquido en el pozo de succión a la línea del centro de la bomba; puede ser positiva o negativa, conforme al líquido se encuentre encima o debajo de la línea central de la bomba.

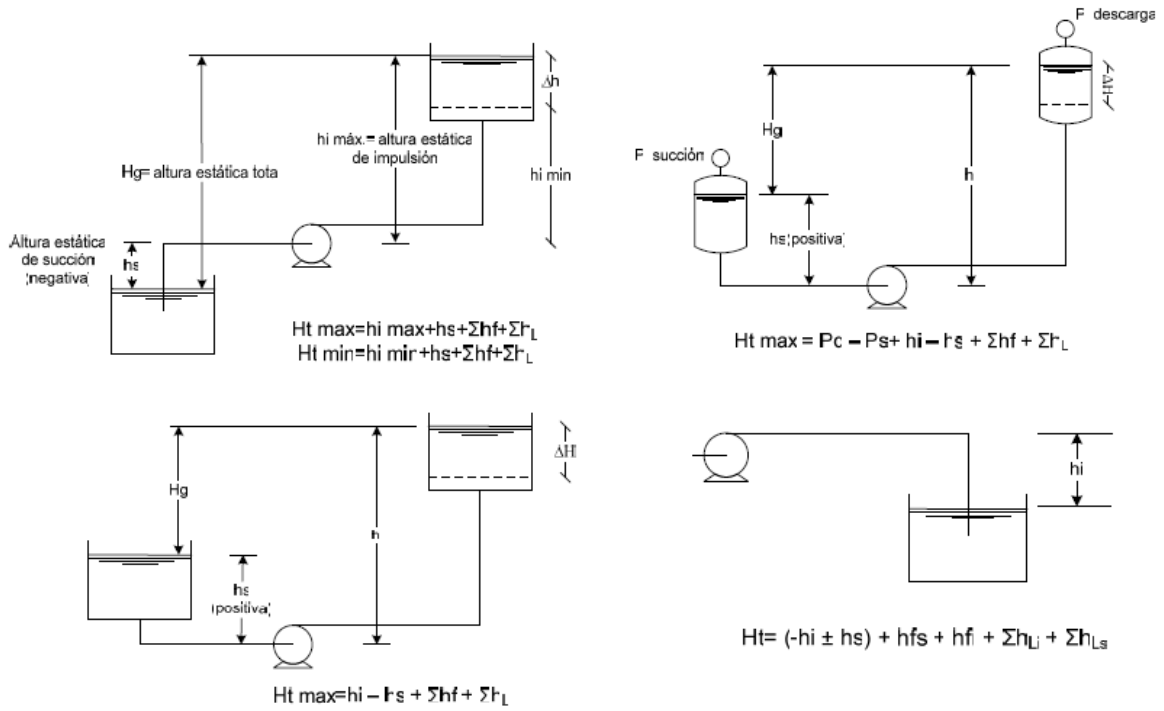
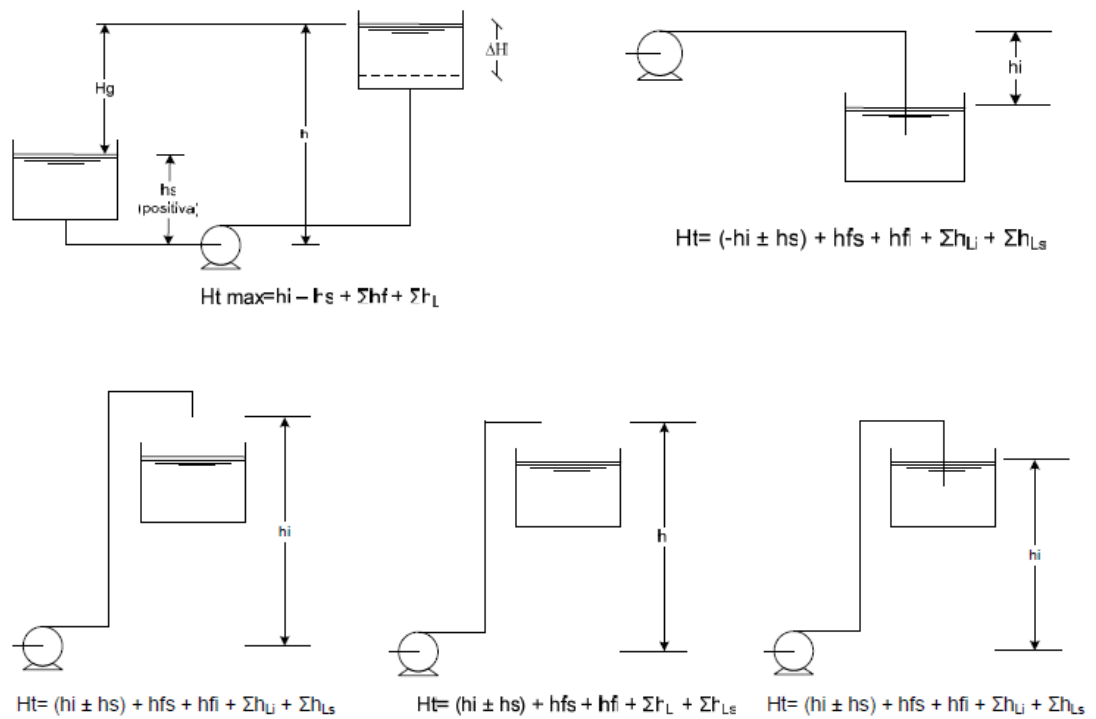


Fig. 3.2.1 Ejemplos de alturas manométricas



Nota: Para todos los casos, se debe considerar que la variación del nivel del tanque de descarga afecta el cálculo de la altura manométrica total.

Fig. 3.2.2 Cálculo de la altura manométrica total en diversos sistemas de agua potable con bombas de eje horizontal.

La altura estática de impulsión (h_i), es la distancia vertical de la línea del centro de la bomba al punto de descarga, o al nivel más alto en el tanque de descarga cuando la alimentación es hecha por el fondo del tanque. Demostrado en el esquema anterior.

La carga de velocidad $vi^2/2g$ se considera que se pierde en la descarga de la tubería de impulsión; en la práctica, esta pérdida de energía se toma como equivalente a una pérdida en la salida y se incluye como pérdida localizada. Se puede despreciar para alturas estáticas mayores de 50 metros en cálculos de poca precisión.

En las Figura 3.2.2 se muestra en forma gráfica la determinación de la altura manométrica total en diferentes casos de succión e impulsión de una bomba centrífuga de eje horizontal y en la Figura siguiente la determinación de la altura manométrica para una bomba centrífuga de eje vertical de pozo profundo.

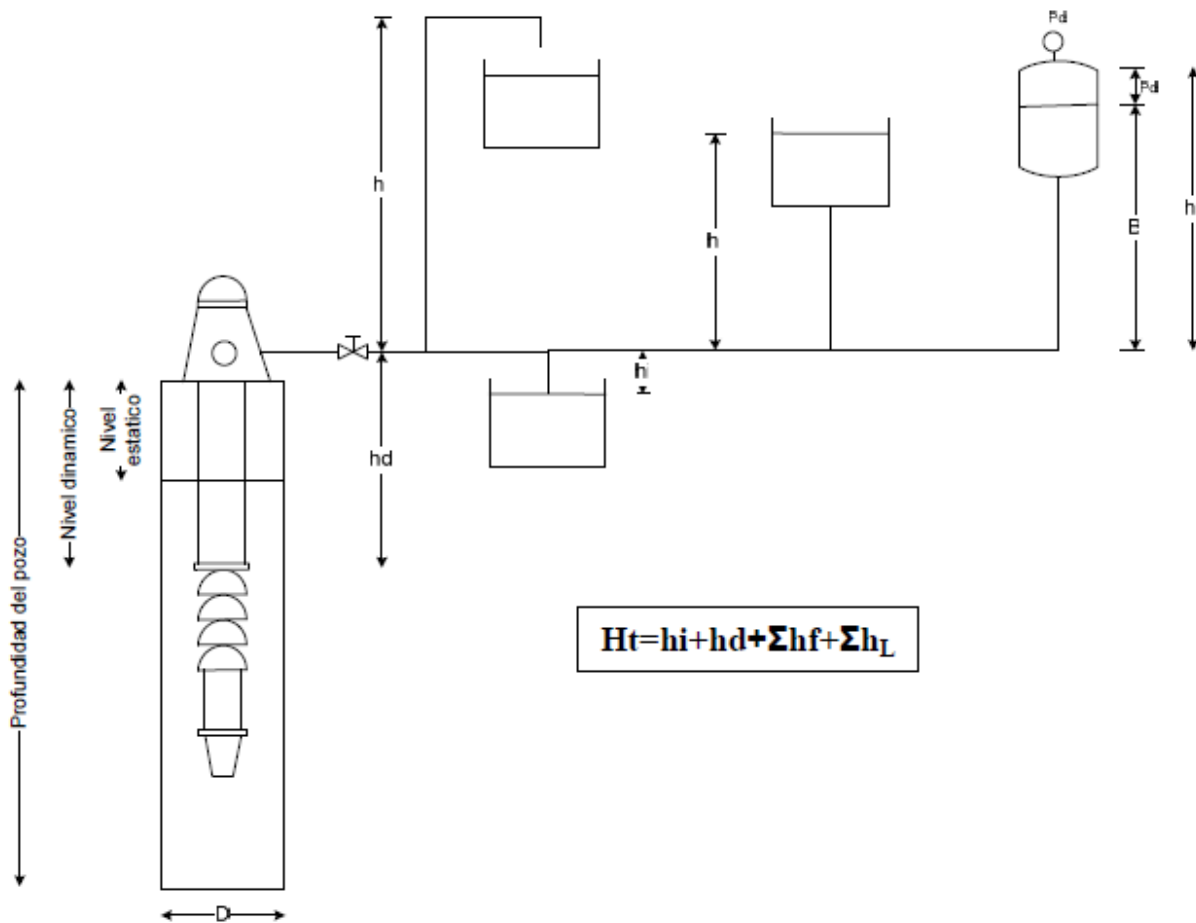
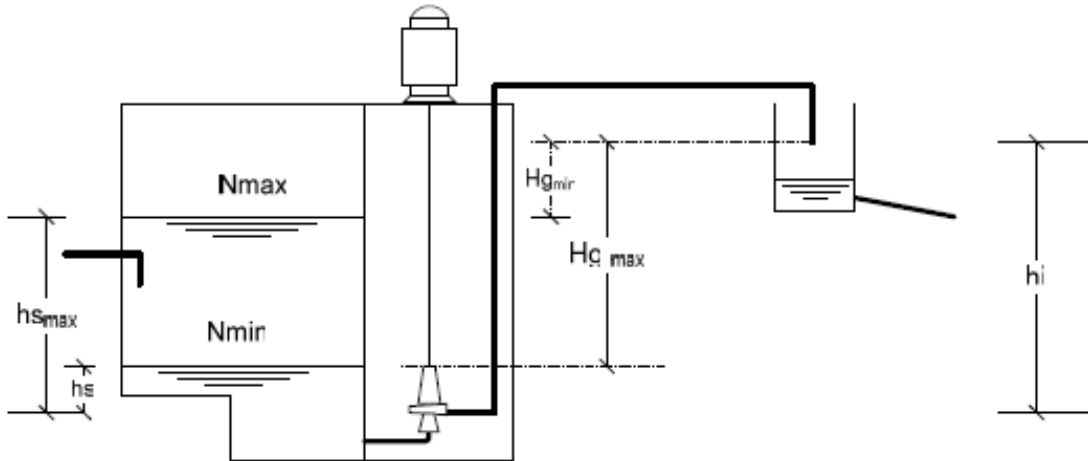


Fig. 3.2.3 Cálculo de la altura manométrica total en bomba de pozo profundo

Finalmente, para calcular la altura manométrica en una cámara de aspiración de aguas residuales, se debe considerar que el nivel de agua varía entre los escalones de control de arranque y parada de las bombas, y la superficie del agua en el punto de descarga, demostrado en la figura 3.2.4.



$$H_t = (h_i - h_s) + h_{fs} + h_{fi} + \sum h_L + \sum h_{LS}$$

Fig. 3.2.4 Cálculo de altura manométrica en una cámara de aguas residuales

3.2.3 Rendimiento y potencia absorbida

La eficiencia de una bomba se mide en base al caudal que se descarga contra una altura dada y con un rendimiento determinado. El rendimiento de la bomba viene dado por:

$$\eta = \frac{\text{potencia útil}}{\pi} = \frac{\gamma Q H_t}{75 \pi}$$

Donde:

\$P_u\$ = Potencia absorbida, HP.

\$\gamma\$ = Peso específico del líquido a ser bombeado, \$N/m^3\$

\$Q\$ = Caudal, \$m^3/s\$.

\$H_t\$ = Altura manométrica, m.

Para determinar la potencia absorbida por el motor, se divide la potencia absorbida por la bomba entre la eficiencia del motor:

$$P_m = \frac{\pi}{\eta_m}$$

Donde:

\$P_m\$ = Potencia del motor

\$\eta_m\$ = Rendimiento de motor.

Los rendimientos de las bombas generalmente varían entre 60% y 85%.

Ejemplo:

Un motor de 10 CV absorbe de la red una potencia de 8.659 W. Calcular el rendimiento.

a) La potencia útil de este motor expresada en vatios será:

$$P_u = 10 * 736 = 7.360 \text{ W}$$

b) El rendimiento:

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} * 100 = \frac{7.360}{8.659} * 100 = 84\%$$

El rendimiento de los motores oscila entre 75 y 98%, según su tamaño. Se este motor se conectara a una tensión de 380 V, absorbería una intensidad de:

$$I = \frac{P}{\eta * \sqrt{3} * V * \cos\alpha} = \frac{8.629}{0.84 * 1.73 * 380 * 0.85} = 18.4 \text{ A}$$

Pero si se conectara a 220 V, el consumo de intensidad sería:

$$I = \frac{P}{\eta * \sqrt{3} * V * \cos\alpha} = \frac{8.629}{0.84 * 1.73 * 220 * 0.85} = 31.9 \text{ A}$$

También se puede decir que la potencia absorbida o de entrada es igual a la potencia útil más la potencia perdida.

$$P_a = P_u + P_p$$

Las pérdidas de energía dentro de las bombas pueden clasificarse como volumétricas, mecánicas e hidráulicas. Las pérdidas volumétricas son producidas debido a la existencia de pequeñas separaciones entre la carcasa y el impulsor por donde pueden presentarse fugas. Las pérdidas mecánicas son originadas por fricciones mecánicas en las empaquetaduras y cojinetes, discos internas y esfuerzos cortantes creados por el líquido. Las pérdidas hidráulicas consisten en pérdidas por fricción y parásitas que se producen en la circulación del agua.

Aun cuando es deseable adquirir una bomba con alto rendimiento, es conveniente ponderar su valor teniendo en cuenta otros factores, como por ejemplo, el costo inicial, la velocidad de rotación y la durabilidad.

3.2.4 Curvas características de la bomba

Las características de funcionamiento de una bomba centrífuga se representa por una serie de curvas en un gráfico de coordenadas Q-H; Q-P y Q-h. A cualquier punto Q_x le corresponde un valor en las ordenadas H_x , P_x y h_x , los cuales determinan las variables dependientes de altura, potencia y rendimiento.

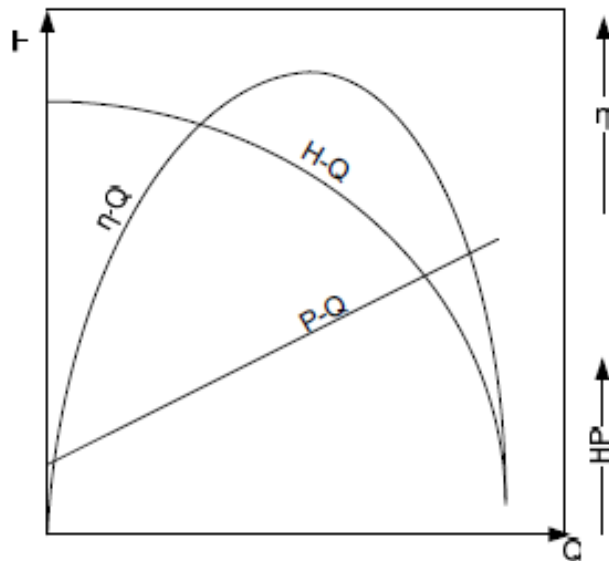


Fig. 3.2.4.1 Curvas características de una bomba

Podemos verificar que la bomba centrífuga puede abastecer un caudal que va desde cero hasta cierto valor máximo, que depende del tipo y tamaño de la bomba y de las condiciones de succión. El rendimiento aumenta con el caudal, hasta un punto máximo, y después decrece hasta volverse cero, en la ordenada cero. Cada curva corresponde a una determinada velocidad de rotación de la bomba y a un diámetro del impulsor.

3.2.5 Curvas del sistema

Las características de un sistema de bombeo pueden representarse en un gráfico caudal (Q) versus altura (H), partiendo de una ordenada igual a H_g (altura estática) para $Q=0$ y trazando la curva de pérdida de carga por fricción (h_f) en función del caudal.

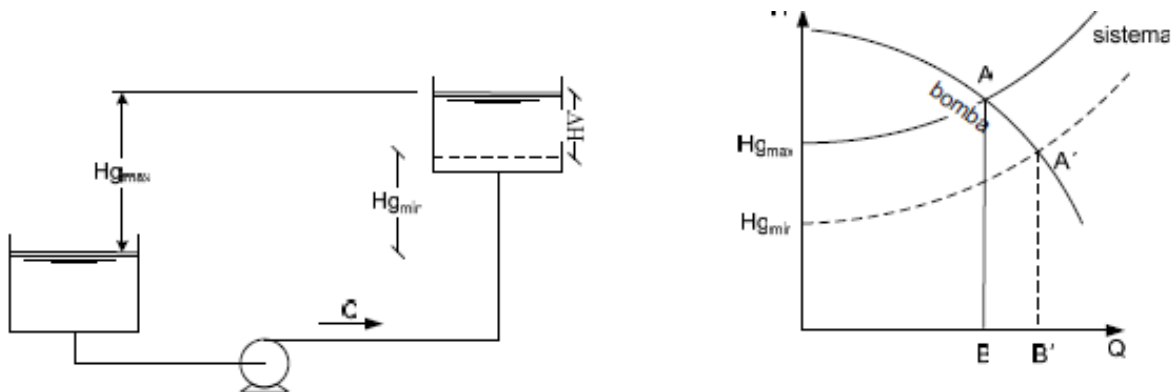
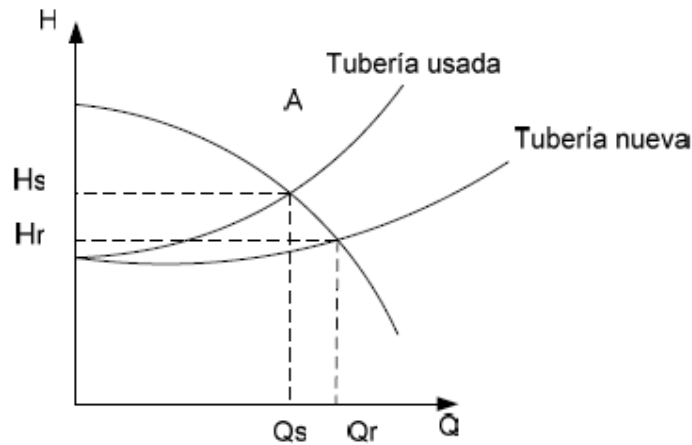


Fig. 3.2.5 Curvas del sistema y puntos de operación de la bomba

A cada caudal (Q) le corresponde una determinada altura (H). Las variaciones de la altura estática generan otras curvas del sistema. La intersección entre la curva característica de la bomba y cada curva del sistema definen los puntos de trabajo (A y A').

Como el desgaste y las incrustaciones en las tuberías se incrementan con el tiempo, usualmente la pérdida de carga por fricción y por ende la curva del sistema se calculan considerando una antigüedad de las tuberías entre 10 a 15 años.



Hs Qs utilizados en la selección de la bomba
Hr Qr reales en el comienzo de la operación

Curvas del sistema de acuerdo a la antigüedad de las tuberías

La pérdida de carga estimada de esta manera, será superior al valor real de la pérdida cuando la tubería es nueva. Como consecuencia, en el inicio de la operación, la bomba trabajará con una altura inferior a la calculada y con un caudal superior para el cual fue seleccionado.

Ejemplo:

Las curvas características para 1750 rpm y 1150 rpm son trazadas en la Fig. 2.3.2 con valores de eficiencia listados en los puntos trazados. Los puntos de mejor eficiencia son conectados con una línea segmentada.

Los valores de carga-caudal para una velocidad de operación de 1450 rpm son calculados usando las ecuaciones siguientes:

$$Q_2 = Q_1 \frac{N_2}{N_1} = 100 \frac{1450}{1750} = 83 \frac{l}{s}$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 = 65.8 \left(\frac{1450}{1750} \right)^2 = 45.2 \text{ m}$$

Todos los valores calculados de los datos a 1750 rpm son 83 l/s a 45.2 m, 138 a 42.5, 166 a 40.2, 182 a 38.1 (punto de mejor eficiencia), 193 a 36.8 y 249 l/s a 25.1 m.

Velocidad = 1750 rpm		Velocidad = 1450 rpm	
Caudal (l/s)	Carga (m)	Caudal (l/s)	Carga (m)
0	67.1	0	29.3
100	65.8	82.9	45.2
167	61.9	138.4	42.5
200	58.5	165.7	40.2
220	55.5	182.3	38.1
233	53.6	193.1	36.8
300	36.6	248.6	25.1

$$Q_{1450} = Q_{1750} \frac{1450}{1750}$$

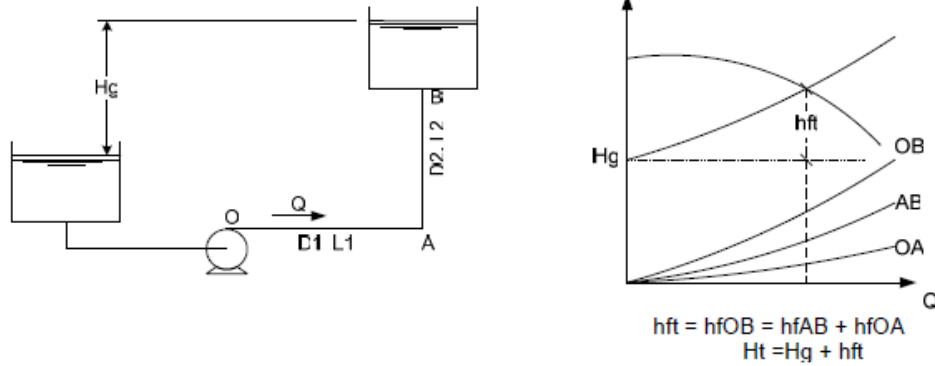
$$H_{1450} = H_{1750} \left(\frac{1450}{1750} \right)^2$$

3.2.5.1 Punto de operación del sistema

Tal como fue adelantado en el punto anterior, el punto de operación de la bomba lo determina la intersección entre la curva del sistema y la curva característica de la bomba seleccionada. En seguida se explica cómo se determina el punto de operación de la bomba para diferentes casos:

3.2.5.2 En tuberías en serie

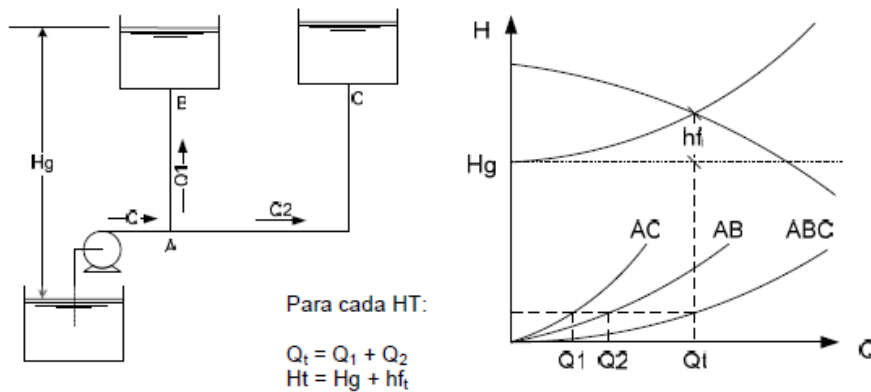
Sea un sistema de dos tuberías de diámetro D1 y D2. La fricción en cada sección de tubería está representada por su propia curva. La curva resultante es la suma de las ordenadas de las dos curvas.



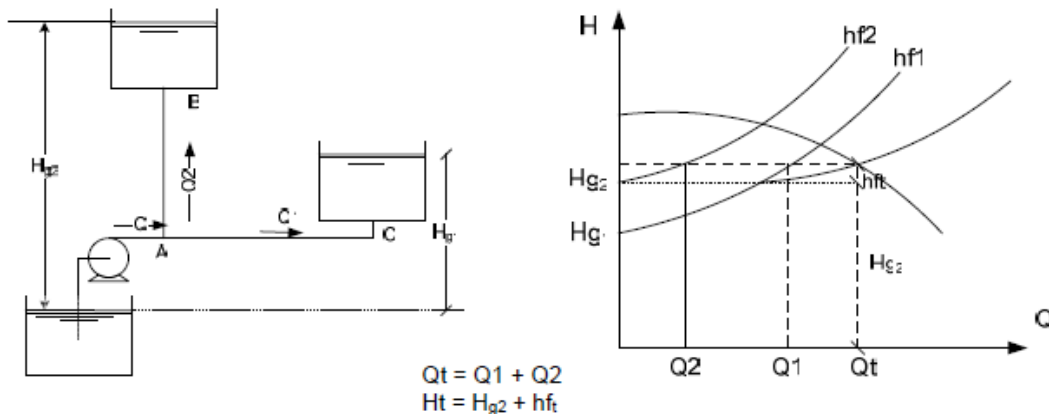
Curvas del sistema y punto de operación de la bomba para un sistema de tuberías en serie.

3.2.5.3 En tuberías en paralelo

Sea un sistema el cual se deriven dos tuberías en paralelo (considerando insignificante la fricción del tramo OA). La curva resultante es la suma de las abscisas de las dos curvas.



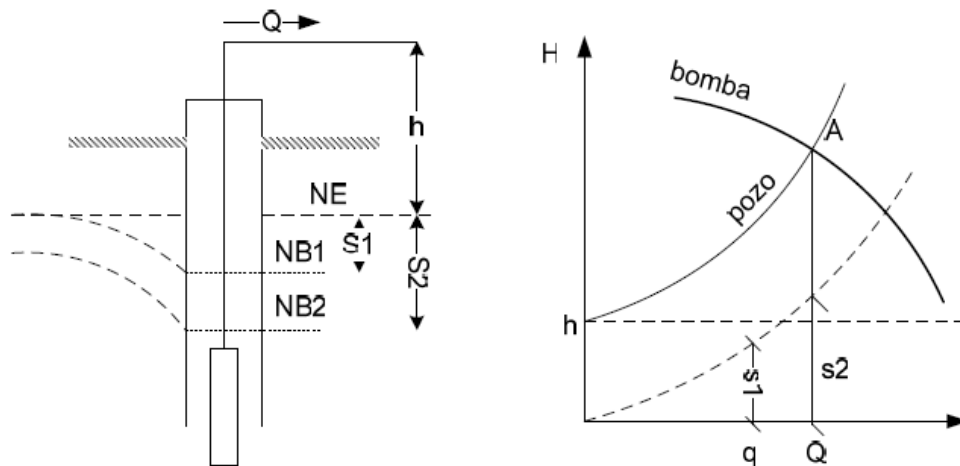
Curvas del sistema y puntos de operación de la bomba para un sistema de tuberías en paralelo con descargas al mismo nivel.



Curvas del sistema y puntos de operación de la bomba para un sistema de tuberías en paralelo con descargas a distinto nivel.

3.2.5.4 Extracción de agua subterránea

La característica producción-descenso de un pozo, o sea su curva de aforo, puede plotearse en el gráfico Q-H puesto que el descenso S es función de Q . El punto A, intersección de la curva característica del pozo con la curva de la bomba, es el punto de trabajo.



Curvas del sistema y puntos de operación de la bomba para un sistema de extracción de agua subterránea.

3.2.6 Relaciones características en las bombas centrífugas (ley de afinidad)

Para seleccionar una bomba adecuadamente se debe conocer las relaciones que permiten obtener la curva característica de la bomba para una rotación diferente de aquella para la cual se conoce su curva característica. Otras relaciones permiten predecir la nueva característica de una bomba si se reduciría el diámetro del impulsor, dentro de los límites aceptables por cada tipo de bomba.

3.2.6.1 Variación de la velocidad de rotación de la bomba

Cuando se varía la velocidad de rotación (n): el caudal de bombeo (Q) en cada punto de la curva característica varía en proporción directa a la velocidad de rotación; la altura (H) varía con el cuadrado de la velocidad de rotación y la potencia (P) consumida varía con el cubo de la velocidad de la rotación.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

3.2.6.2 Variación del diámetro del impulsor

Si se reduciría el diámetro del impulsor una bomba (D), manteniendo la misma velocidad de rotación: el caudal en cada punto de la curva característica variará en proporción directa del diámetro; la altura variara con el cuadrado del diámetro y la potencia consumida variara con el cubo del diámetro.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3$$

La confiabilidad de las relaciones anteriores es limitada a variaciones de $\pm 20\%$ respecto a las características originales, especialmente en lo que se refiere a la relación de potencia; puesto que en ellas se supone que el rendimiento se mantenga constante, condición esta que no se verifica en la práctica.

3.2.6.3 Aplicación práctica de la ley de afinidad

Las ecuaciones descritas anteriormente, permiten determinar la curva correspondiente al impulsor de una bomba que pasa por un determinado punto (C), donde trabajará con un caudal Q_1 y una altura H_1 . La curva relativa al impulsor de diámetro D_2 es conocida y es deseable que el punto C caiga sobre la curva correspondiente al diámetro del impulsor D_1 . Se supone que la velocidad de rotación es constante.

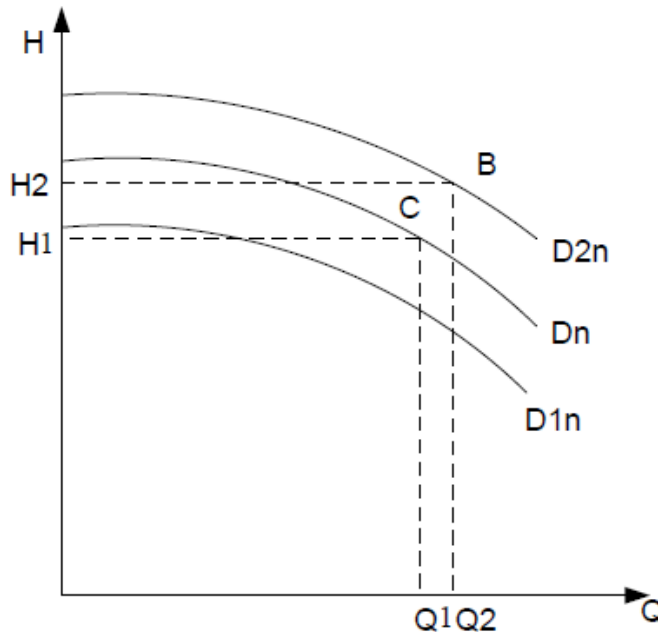
- Determinación del diámetro de impulsor requerido

Se ubica sobre la curva del impulsor D_2 el punto conocido $B(Q_2, H_2)$. El diámetro del impulsor correspondiente a la curva incógnita se determina mediante la siguiente relación:

$$D = D_2 * \frac{Q}{Q_2}$$

En este caso, la potencia de la bomba se calculará de la siguiente manera:

$$P = P_2 \left(\frac{Q}{Q_2}\right)^3$$



Determinación del diámetro del impulsor una bomba, en función a curvas conocidas para otros diámetros.

3.2.7 NPSH

Para la selección de bombas en general, debe considerarse que la determinación de la altura manométrica de succión también depende de los siguientes factores:

- Altitud del lugar de instalación de la bomba.
- Temperatura de líquido.
- Gravedad específica del líquido.

Estos factores y otros estudiados anteriormente; la altura estática de succión y las características de la línea de succión (diámetro, extensión, accesorios, etc.), intervienen en la determinación del NPSH ("net positive suction head"), el cual limita las condiciones de la línea de succión en la forma que se explicará a continuación.

El NPSH puede ser definido como la presión estática a que debe ser sometido un líquido, para que pueda fluir por sí mismo a través de las tuberías de succión y llegar a inundar los alabes en el orificio de entrada del impulsor de una bomba.

La presión en cualquier punto del sistema de bombeo deberá ser mayor a la presión de vapor del líquido bombeado, para evitar la ocurrencia del fenómeno de cavitación en la tubería de succión o en los alabes del impulsor de la bomba. El punto más crítico es la entrada del impulsor, donde ocurre la presión más baja. Por tanto, si mantuviéramos la presión en la entrada del impulsor superior a la presión de vapor, no tendremos vaporización en la entrada de la bomba y evitaremos así, el fenómeno de cavitación.

El fin práctico, por tanto, del NPSH es imponer limitaciones a las condiciones de succión, de modo a mantener la presión en la entrada del impulsor de la bomba sobre la presión de vapor del líquido bombeado.

3.2.7.1 NPSH requerido

El fabricante define las limitaciones de succión de una bomba mediante la curva del NPSH requerido por la misma, para varios valores de caudal. El NPSH requerido depende exclusivamente del diseño interno particular de cada bomba y varía mucho con el caudal y la velocidad de la bomba. Varía también entre bombas distintas de un mismo fabricante y con mayor razón entre las de distintos fabricantes.

Actualmente, toda curva característica de una bomba incluye la curva de NPSH requerido en función del caudal. Esta curva describe la magnitud de la presión total, que debe existir como mínimo en la entrada de la bomba para evitar la cavitación o en otras palabras permite calcular las alturas máximas de succión de la bomba para cada valor de caudal.

3.2.7.2 NPSH disponible

Es la presión abastecida por el sistema hidráulico externo a la bomba y depende exclusivamente de las características hidráulicas de la red externa de succión conectada a la bomba. Para que la instalación opere satisfactoriamente, sin fallas hidráulicas ni mecánicas, el NPSH disponible en el sistema deberá ser mayor por lo menos en 0.50 metros al NPSH requerido por la bomba. El NPSH disponible se calculará de la siguiente manera:

$$NPSH_d = \frac{\pm P + P_a - P_v}{G.E} \pm h_s - \sum h_{f_s}$$

Donde:

P = Presión externa en el tanque o pozo de succión, en los casos de tanques abiertos a la atmósfera, P=0.

P_a = Presión atmosférica.

P_v = Presión de vapor del líquido bombeado, a la temperatura de bombeo.

H_s = Altura estática de succión: positiva cuando el nivel del tanque de succión esté sobre la línea de eje de la bomba y negativa cuando esté debajo.

Σh_f = Sumatoria de todas las pérdidas de carga en la línea de succión.

G.E = Gravedad específica del líquido bombeado.

3.3 Características del líquido

Se debe especificar el tipo y las características del líquido a bombear, este dato es importante para determinar el tipo y tamaño de la bomba, tipo de impulsores y para establecer los materiales a utilizarse.

Son importantes los siguientes parámetros físicos y químicos del líquido a bombearse:

3.3.1 Temperatura

Debe ser indicado el rango de temperatura del líquido en el cual trabajará la bomba, es recomendable ser muy concreto en este aspecto y evitar dar indicaciones tales como “es agua limpia a temperatura ambiente”.

3.3.2 Gravedad específica

Debe ser indicado la gravedad específica del líquido a la temperatura de bombeo, es vital para una correcta determinación de la potencia de la bomba.

3.3.3 Viscosidad

Cuando la viscosidad del líquido manejado es distinta a la del agua, la capacidad de la bomba y la altura y potencia de bombeo deben ser corregidas.

3.3.4 pH

El conocimiento del pH que tenga el líquido a bombearse servirá para seleccionar el material adecuado de la bomba y sus componentes.

3.3.5 Sólidos en suspensión

El tamaño y naturaleza de los sólidos suspendidos en el líquido determinarán el tipo y el material del impulsor. Si los sólidos son muy abrasivos, se requerirá de impulsor abierto y hasta en algunos casos forrados con jebe. Cuando los sólidos son de gran tamaño es conveniente utilizar impulsores abiertos del tipo helicoidal.

3.4 Características de la bomba

3.4.1 Número de unidades

El número de unidades de bombeo dependerá del caudal de bombeo y de sus variaciones, y de la necesidad de contar con una unidad de reserva para atender situaciones de emergencia.

Es recomendable adoptar el siguiente criterio:

- Para pequeñas estaciones (población de diseño menor a 2000 habitantes) se colocarán dos unidades, cada una con capacidad de bombear el caudal de bombeo calculado. Una de ellas será la unidad de reserva y funcionará alternadamente con la unidad principal.

- En estaciones mayores (población de diseño mayor a 2000 habitantes), el número mínimo será de dos unidades. Cuando se utilicen únicamente dos bombas, cada una de ellas debe tener una capacidad igual al caudal de diseño de la estación y una trabajará de reserva. Cuando se utilicen más de dos bombas; deberá ser prevista además de las unidades necesarias para el caudal máximo, por lo menos una bomba de reserva con capacidad igual a la mayor de las bombas instaladas.

3.4.2 Velocidad específica

Antes de introducir este concepto y explicar cómo influye en la selección de bombas, es importante recordar la idea de similitud dinámica en bombas centrífugas.

Las bombas geoméricamente similares o unidades homologas son aquellas fabricadas en una serie de tamaños, donde las dimensiones interiores guardan una cierta proporción de escala. Sus eficiencias serán muy parecidas si operan en condiciones homologas, a velocidades y caudales tales que la proporción entre ellos se mantenga constante. Cuando se operan las bombas homologas de esta manera, es posible clasificar toda la serie basándose en las pruebas realizadas en un solo tamaño, o un pequeño número de tamaños típicos.

La velocidad específica N_s , que es un índice numérico igual a la velocidad que debería tener una bomba homologa para abastecer 1 m³/s a una altura de 1 metro. Es decir, con la velocidad específica podemos comparar los tipos de bomba con base a una unidad de presión y una unidad de caudal, así tenemos:

$$N_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

N_s = Velocidad específica

N = Velocidad de rotación, rpm

Q = Caudal, m³/s.

H = Altura, m.

La velocidad específica se calcula para una bomba de un diseño dado, utilizando aquellos valores de N, Q y H correspondiente a la capacidad nominal de la bomba, es decir, aquella de máxima eficiencia a la velocidad establecida.

Para bombas de succión doble, la velocidad específica se calcula a la mitad del caudal total y para bombas de etapas múltiples, en las que la presión total se distribuye entre las etapas, el valor de altura es el correspondiente a cada etapa.

La expresión de velocidad específica muestra que, si se tienen dos bombas:

-Que abastecen las mismas condiciones de altura y caudal, la de velocidad específica mayor tendrá rotación mayor y será de menor tamaño

-Con la misma rotación y capacidad, la de velocidad específica mayor abastecerá menor altura.

-Con la misma velocidad y altura, la de velocidad específica mayor abastece mayor capacidad.

La velocidad específica identifica a las características de un grupo de bombas, principalmente tiene estrecha relación con las características del impulsor, por tanto, el valor de la velocidad específica describirá de inmediato la configuración aproximada del impulsor. Del mismo, las bombas con la misma velocidad específica tendrán curvas características semejantes.

La selección preliminar de una bomba puede realizarse utilizando un gráfico de velocidad específica, tal como el que se muestra en la Figura 3.4:

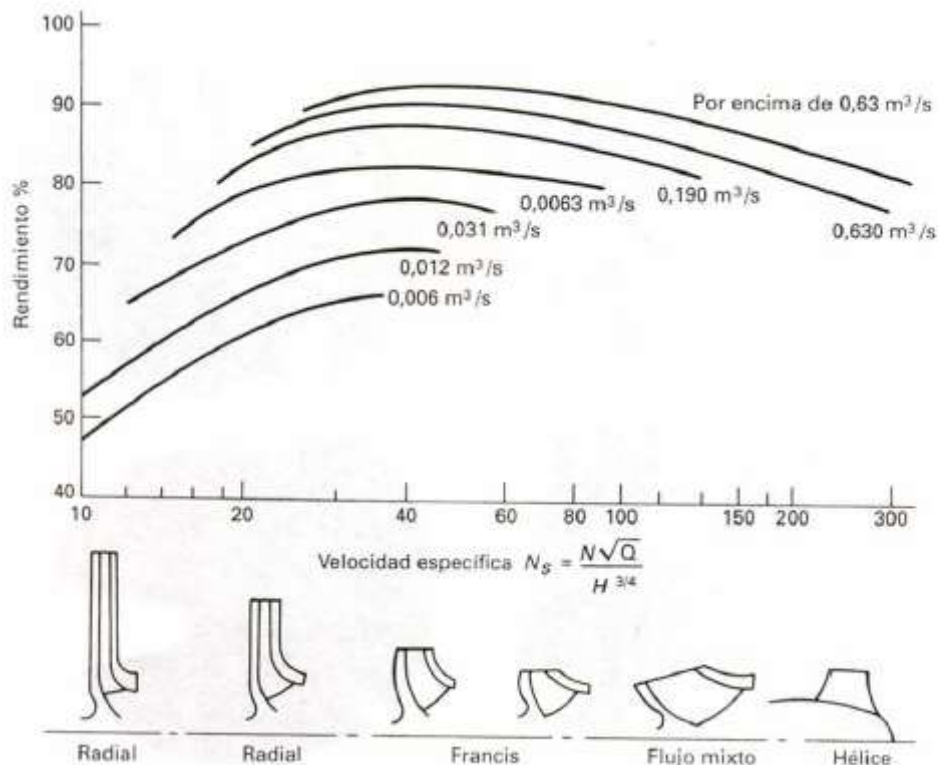


Fig. 3.4 Rendimiento de la bomba con respecto a la velocidad específica y al tamaño de la bomba

Con los datos de del proyecto se calcula la velocidad específica, recurrimos a un gráfico similar al anterior, y seleccionamos el tipo de bomba más eficiente para el caudal de bombeo de diseño.

3.4.3 Bombas horizontales contra verticales

En la Tabla 2 se detallan las ventajas y desventajas del uso de los diferentes tipos de bombas centrífugas y en la Tabla 3 se enumera las frecuentes aplicaciones de cada tipo de bombas.

Tabla 2

Tipo de bomba	Ventajas	Desventajas
Bomba de eje horizontal	<ul style="list-style-type: none"> - Maquinas simples y versátiles. - Facilidad de instalación, operación y mantenimiento. - Economía en su adquisición y mantenimiento. - Pueden ubicarse en un área distante del punto de captación, favoreciendo su ubicación en lugares seguros y libres de inundación, aluviones, etc. - Pueden ser utilizadas para el bombeo de considerables caudales a elevadas alturas. 	<ul style="list-style-type: none"> - Presenta limitaciones en la altura de succión (máximo 7 metros), limitado por la presión atmosférica, la temperatura y la altitud del lugar de operación. - Para ser instaladas requieren mayor área superficial que la que demanda una bomba de eje vertical. - Necesitan de la instalación de accesorios en la tubería de succión para mantenerlas cebadas durante el arranque - Son sensibles a perder el cebado durante la operación afectando al servicio que presta.
Bomba de eje vertical	<ul style="list-style-type: none"> - Requieren espacios menores para ser instaladas, en comparación a las áreas de instalación que demandan las bombas de eje horizontal, con lo cual es posible reducir los costos de construcción de la estación de bombeo. - La bomba puede trabajar alejada del motor, por tanto, ser instalada en un lugar de condición adversa o sumergida en el líquido a bombear (pozo seco o húmedo). - Pueden ser instaladas en lugares en los que la gran altura de succión u otros factores impiden la instalación de una bomba de eje horizontal (alturas mayores a 7 metros) - Pueden ser diseñadas para operar en serie mediante etapas superpuestas con un solo motor, para incrementar la presión que puede desarrollar la bomba. - Admite una diversidad de configuraciones para su accionamiento: directamente por un motor eléctrico, acoplados a un motor de combustión interna (gasolina o diesel) o tener un accionamiento mixto (eléctrico y combustión interna), asegurándose de esta manera su operación permanente. - Cuando son instaladas en pozos profundos, tienen gran flexibilidad de adaptar las condiciones de bombeo a las características del pozo, ya que presentan muchos parámetros que son susceptibles a ser ajustados. - Alta confiabilidad, su construcción robusta puede responder satisfactoriamente hasta en las condiciones más severas y prolongada vida útil. - Si se compara su funcionamiento en un pozo hasta 20 metros de profundidad, su eficiencia es mayor que la que puede lograr una bomba sumergible. 	<ul style="list-style-type: none"> - No recomendables para grandes profundidades porque requieren de un eje de transmisión excesivamente largo, lo cual puede resultar muy costoso. - El alineamiento vertical es exigente. - Elevado ruido eléctrico de los motores. - Mayor dificultad para la operación y mantenimiento; se requiere mano de obra especializada.

Tipo de bomba	Ventajas	Desventajas
Bomba sumergible	<ul style="list-style-type: none"> - La bomba y motor trabajan como un conjunto único sumergidos en el agua. - Económicamente ventajosa para pozos muy profundos. - Por debajo de 20 metros son más ventajosas que las bombas de eje vertical. - Se prefiere su instalación en pequeños diámetros por que no exigen la condición de verticalidad perfecta del pozo. - Mínima frecuencia de mantenimiento, puede operar mucho tiempo antes de requerir reparaciones. - Motor y bomba trabajan sumergidos lo cual se consigue aislar el ruido durante la operación. - Motor acoplado directamente al eje de la bomba, velocidad bomba-motor muy compacta con lo que se evitan largos tramos de eje y numerosas bocinas para el acoplamiento de ambos elementos. - Pueden ser instalados en pozos relativamente curvos o desalineados. 	<ul style="list-style-type: none"> - Gran dificultad en la instalación la bomba, debido al que motor va sumergido - Alto costo inicial del motor. - Requieren elevados costos en la operación y mantenimiento del equipo. Requieren de costosos y complicados elementos de control. Existe rápido desgaste de piezas de hierro expuestas a corrosión. - Se debe evitar el arranque de la bomba fuera del agua. Muy sensible al ingreso de arenas y agua al motor. - Requiere mano de obra calificada para la operación y mantenimiento. - Para el mantenimiento hay que extraer la bomba y el motor del pozo, debiéndose paralizar el servicio. - Concebidas con velocidades de rotación elevadas que reduce la vida del motor. - Están disponibles en pocas velocidades y sin opción de ser variadas. - En comparación a las bombas de turbina vertical requiere un mayor consumo de energía por volumen de agua extraída.

Tabla 3

Tipo de fuente	Tipo de bomba recomendado
Pozo profundo.	<ul style="list-style-type: none"> - Bomba centrífuga vertical, sumergible (cilíndrica, angosta). - Bomba axial vertical sumergible (cilíndrica angosta)
Pozo excavado para agua potable.	<ul style="list-style-type: none"> - Bomba centrífuga vertical sumergible - Bomba axial vertical sumergible - Si altura de succión menor a 4m: - Bomba centrífuga horizontal, no sumergible - Bomba centrífuga vertical, no sumergible
Cuerpo de agua superficial	<ul style="list-style-type: none"> - Bomba centrífuga vertical, sumergible (cuerpo chato) - Bomba centrífuga horizontal (sobre plataforma flotante o móvil). - Bomba axial horizontal (sobre plataforma flotante o móvil).
Cámara de aspiración de agua residual	- Bombas centrífuga vertical, no sumergible.

3.4.4 Tipo de servicio

Para seleccionar equipos de bombeo de agua potable se debe considerar el número de horas al día que trabajará la bomba y en que periodos.

Es recomendable por razones económicas y operativas que el periodo de bombeo en un día sea menor a 12 horas, que podrán ser distribuidas en una o más operaciones (arranques) de bombeos diarios. También tiene que ser considerado las recomendaciones del fabricante de los equipos de bombeo con respecto al número máximo de arranques por día de sus equipos.

En el caso de bombas de aguas residuales, se deberá considerar que el ciclo de funcionamiento de los equipos depende de la potencia de la bomba y de las recomendaciones del fabricante; tomar en cuenta la siguiente recomendación para bombas con motor de inducción de jaula de ardilla:

Potencia de bomba (HP)	Tiempo entre arranques (min)
20	10-15
20-100	Mayor a 15

Cuando las condiciones de funcionamiento de una estación de bombeo de aguas residuales sean muy cambiantes, es más recomendable la utilización de bombas de velocidad variable.

3.5 Accionamiento de bombas

El sistema de accionamiento de las bombas se clasifican en tres grupos: motores eléctricos, motores de combustión interna y energía no convencional. Dentro de estas últimas se encuentran las bombas manuales, bombas de ariete, turbobombas, rimbombas y aerobombas.

3.5.1 Motores eléctricos

Los motores eléctricos son las máquinas motrices más empleadas para propulsar de manera simple y eficiente las bombas utilizadas en los sistemas de saneamiento. Sus ventajas radican en su reducido tamaño y peso en comparación con otros sistemas motrices; en su limpieza, no contaminan el medio ambiente y producen menos ruido; en su facilidad de operación y finalmente en menor costo en comparación a sus similares de combustión interna. Su principal desventaja es que no pueden ser utilizadas en lugares donde se carece de energía eléctrica.

Los tipos de motores eléctricos usualmente utilizados en los sistemas de agua potable y alcantarillado son: síncronos de velocidad constante y asíncrona o de inducción que admite una ligera variación de velocidad en función al valor de la carga. Por su economía, fiabilidad y simplicidad se eligen motores de inducción para las bombas de velocidad constante. Motores síncronos pueden resultar más económicos para bombas de gran potencia y baja velocidad.

En general, los motores eléctricos más económicamente empleados son los trifásicos de 60 ciclos con corriente alterna, pero en ocasiones no es posible seguir este criterio debido al tipo de corriente que se utiliza localmente. El voltaje más frecuentemente utilizado, sobretodo en pequeñas plantas es de 220 voltios.

A continuación se nombran los principales criterios para la selección de motores eléctricos:

3.5.1.1 Potencia nominal

Se determina directamente a partir de las indicaciones del fabricante de la bomba. Se debe admitir en la práctica, un cierto margen para seleccionar el motor. Se recomienda los siguientes incrementos:

- 50% para las bombas hasta 2 HP.
- 30% para las bombas de 2 a 5 HP.

- 20% para las bombas de 5 a 10 HP.
- 15% para las bombas de 10 a 20 HP.
- 10% para las bombas de más de 20 HP.

3.5.1.2 Velocidad nominal

Determinada directamente a partir de las indicaciones del fabricante de la bomba. La velocidad del motor es función de la frecuencia del sistema eléctrico local y de número de polos del motor. Por tanto, al seleccionar la velocidad de la bomba se debe procurar que ella sea compatible con las velocidades normales de motores eléctricos, las cuales aparecen tabuladas en las normas de motores eléctricos.

3.5.1.3 Torque

Se debe considerar que durante el arranque del motor se consume una corriente varias veces la de carga plena, que produce caídas de voltaje y por consiguiente reducciones en el torque de arranque de motor. Una buena práctica es seleccionar un motor para que con el voltaje reducido desarrolle un torque al menos 10% mayor que el requerido por la bomba durante el proceso de aceleración.

3.5.1.4 Número de arranques

En cada arranque la temperatura interna del motor se incrementa, por tanto arranques muy frecuentes del motor causará sobrecalentamiento y daño posterior a los devanados del rotor.

3.5.1.5 Frecuencia y número de fases

La frecuencia del motor debe ser la misma de la red eléctrica que lo alimenta. Las normas permiten una variación del $\pm 5\%$ en la frecuencia de la red. Normalmente serán trifásicos lo mismo que el sistema eléctrico, excepto en los sistemas de potencias pequeñas donde podrán ser monofásicas.

3.5.1.6 Voltaje nominal

En estaciones de bombeo pequeñas, alimentadas por una red de distribución de bajo voltaje, 220 o 380 voltios, deberá ser el voltaje trifásico nominal del motor. En instalaciones alimentadas por redes primarias de media y alta tensión, deberá ser reducida por medio de transformadores hasta los valores normalizados para los motores.

3.5.1.7 Corriente de arranque

En el arranque y durante la aceleración a tensión nominal, el motor consume una corriente considerable que muchas veces no es tolerada por la instalación o por la red de distribución. Por tanto, la partida del motor será hecha bajo tensión reducida. Será necesario también evitar el arranque simultáneo de motores.

3.5.1.8 Factor de potencia

El factor de potencia, como la corriente de arranque, está regido por estipulaciones de las compañías de energía eléctrica, quienes establecen valores mínimos para este factor. Con el fin de evitar problemas inherentes a un bajo factor de potencia se debe evitar sobredimensionar el motor y usar condensadores para mejorar el bajo factor de potencia de las instalaciones.

3.5.1.9 Condiciones del medioambiente

Se debe especificar las condiciones ambientales donde trabajará el motor, como:

- Si el motor trabajara protegido de la intemperie por una edificación.
- Si funcionará en un ambiente con una temperatura mayor a 40°C o a una elevación mayor de 1000 m.s.n.m.
- Si trabajará en un ambiente abundante en polvo, humedad, residuos y gases.
- Se deberá establecer un aislamiento para el motor compatible con las condiciones ambientales y de funcionamiento.

3.5.1.10 Criterios económicos

Se debe tener especial consideración de este criterio durante la selección final de una instalación y en su operación. El costo de operación debe incluir el costo de la energía eléctrica y los costos de amortización, reparación y mantenimiento.

3.5.2 Motores a combustión

Los motores diésel, de gasolina y de gas natural o propano son motores de combustión interna que se emplean para accionar bombas en general. La energía primaria que se necesita para que un motor funcione está en el combustible. En el motor, la conversión en energía térmica se produce a través de un proceso de combustión en el que el combustible se mezcla con el oxígeno atmosférico, produciendo gases que al expandirse accionan el cigüeñal por medio del pistón, lo cual permite disponer de energía mecánica en el punto de salida del motor (embrague).

Este tipo de motores son de uso obligatorio para el accionamiento de bombas ubicadas en lugares muy apartados en donde no se dispone de suministro eléctrico o es muy poco fiable

Los más empleados son los motores diésel y el de gasolina, sin embargo no se debe descartar la utilización de los motores a gas, sobretodo porque la comercialización del gas natural y del gas licuado de petróleo se ha multiplicado en los últimos tiempos.

Probablemente, el motor diésel sea el más utilizado debido a su larga vida de servicio, a su alta eficiencia, al ahorro de combustible que se obtiene, a que emplea combustibles de menor precio y a que operan con un riesgo reducido de incendio. Las desventajas en seleccionar este tipo de motores radica a que son máquinas que requieren mayor inversión inicial, mayor costo de mantenimiento, su operación es más complicada y requieren una fuente exterior de energía para comprimir el aire a la temperatura de encendido en el cilindro, para lo cual generalmente utilizan acumuladores o recipientes de aire comprimido.

Los motores de gasolina pueden operar a mayores velocidades y su lubricación es obtenida más fácilmente, debido a las temperaturas menores a que trabajan. Son máquinas de menor peso por caballo de fuerza, de más fácil operación y su costo inicial es menor. Una de las mayores desventajas del empleo de estos motores está en los problemas derivados del almacenamiento del combustible.

Antes de seleccionar este tipo de motores es recomendable hacer un análisis comparativo de costos entre ambos tipos de motores para las condiciones locales.

Para la selección de motores de combustión se emplean curvas características suministradas por los fabricantes, las cuales ayudan a determinar los siguientes parámetros:

Curva característica	Significado
Potencia	Esta curva indica la potencia que se puede esperar para cada número de revoluciones; es una curva ascendente con pendiente acentuada disminuyendo rápidamente a altas velocidades.
Consumo específico	Esta curva varía muy poco en un gran rango de velocidades pero a altas velocidades aumenta el consumo específico notoriamente.
Torque o par al freno	Tiene en los motores a gasolina mayor variación con la velocidad que en los Diesel, los cuales tienen también un valor mayor del torque.
Presión media efectiva	Indica la potencia relativa de una máquina a una determinada velocidad por lo cual se prefieren valores altos, un medio de obtener valores altos es mejorando la eficiencia volumétrica o por sobrealimentación.
Eficiencia térmica al freno	Esta curva tiene su valor máximo a la velocidad de mínimo consumo específico, la variación de ésta con la velocidad es inversa a la del consumo específico.
Vacío en el múltiple de admisión	Con esta curva se puede verificar el tamaño apropiado de carburador y la sincronización de las válvulas. Cuando es demasiado alto el vacío, significa que hay mucha resistencia en el flujo de admisión lo cual reduce la eficiencia volumétrica y por lo tanto la potencia.

3.6 Cisternas y pozos de bombeo

3.6.1 Criterios de diseño

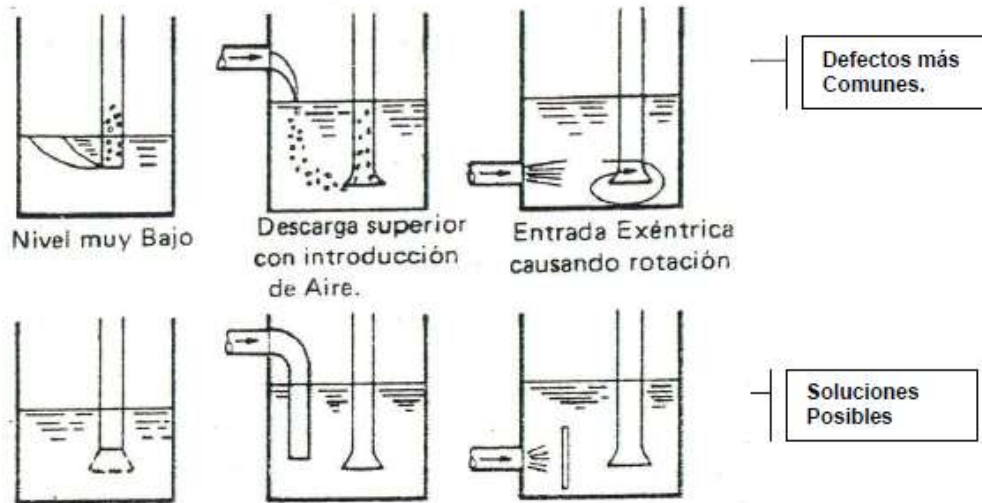
Los criterios generales de diseño de las cisternas de bombeo de agua potable y de las cámaras de succión de aguas residuales son las siguientes:

3.6.1.1 Condiciones y dirección del flujo.

Es recomendable evitar los siguientes aspectos geométricos que pueden conducir a un mal diseño:

- Flujo irregular, régimen turbulento y cambios bruscos en la dirección del flujo.
- Paredes contiguas y rotación del flujo.
- Pozos rápidamente divergentes.
- Pendientes pronunciadas.
- Distribución asimétrica de flujo en el pozo.
- Entrada de agua al pozo por debajo del nivel de la tubería de succión.

Son medidas aconsejables la adopción de velocidades moderadas (inferiores a 0,90 m/s), la cuidadosa adopción de dimensiones, la introducción de cortinas o paredes guías.



Defectos más comunes en la ubicación de la tubería de ingreso a pozos de bombeo que provocan la formación de burbujas de aire

Cuando las bombas están situadas en línea en una misma cámara de bombeo, se deberá evitar que el agua pase a través de las tuberías de succión de las bombas hasta alcanzar la última unidad. En el caso que no se pueda lograr esta condición, las bombas deberán espaciarse convenientemente y se deberán ampliar la anchura del, reduciéndose la velocidad del flujo al mínimo posible. Esa disposición no es recomendable para las bombas de alta velocidad específica

3.6.1.2 Entrada de aire y vórtices

La tubería de succión deberá ser completamente estanca para evitar la pérdida de agua y la introducción de aire. La entrada de aire en la tubería de succión puede ser causada por:

- Piezas y uniones que filtran.
- La formación de vórtices.
- La introducción y liberación de aire (aire enrarecido, aire emulsionado y aire disuelto), por una configuración inadecuada de la entrada de agua a la cisterna y de la tubería de succión de la bomba.

Las condiciones que favorecen la formación de vórtices son:

- Sumergimiento muy pequeño de la tubería de succión.
- Altas velocidades de flujo en la succión y mala distribución del flujo.

La entrada de aire a través de vórtices interfiere con el funcionamiento de las bombas, con las condiciones de cebaje, con el ruido y con el caudal de bombeo.

Para evitar vórtices se debe tener una profundidad mínima y reducir la velocidad de entrada en la boca de succión. Valores hasta 0,90 m/s son aceptables. Se recomienda también instalar una ampliación en forma de campana.

En el caso que las cámaras sean alimentadas por tuberías sobre el nivel de agua (descarga libre), deben evitarse descargas directas junto a los tubos de succión.

3.6.2 Dimensiones

El área mínima del pozo de bombeo individual (aislado) debe ser 12.5 veces el área de la sección de entrada en la tubería. El área de la sección de flujo en la parte inicial del pozo debe ser por lo menos 10 veces el área de sección de entrada en la tubería de succión.

3.6.2.1 Altura de sumergencia

Desde el punto de vista hidráulico, la altura mínima de agua por encima de la boca de succión debería ser:

$$H = \frac{v^2}{2g} + .2 \quad m.$$

Siendo v , la velocidad en la tubería de succión en m/s.

En la práctica se adopta las alturas mínimos siguientes para evitar la formación de vórtices:

- $H > 1.5D$ (a partir del plano del rotor en el caso de bombas verticales del tipo axial).
- $H > 2D$ (a partir de la superficie inferior de la boca de entrada en el caso de bombas centrífugas con aspiración).
- Para bombas pequeñas, la altura no debe ser inferior a 0.50 m.

3.6.2.2 Distancia a las paredes y al fondo

El espacio libre entre el fondo de la cámara de succión y la boca del tubo de aspiración debe encontrarse en el siguiente rango:

$$0.5 - 0.75D$$

Donde D , es el diámetro de la línea de succión.

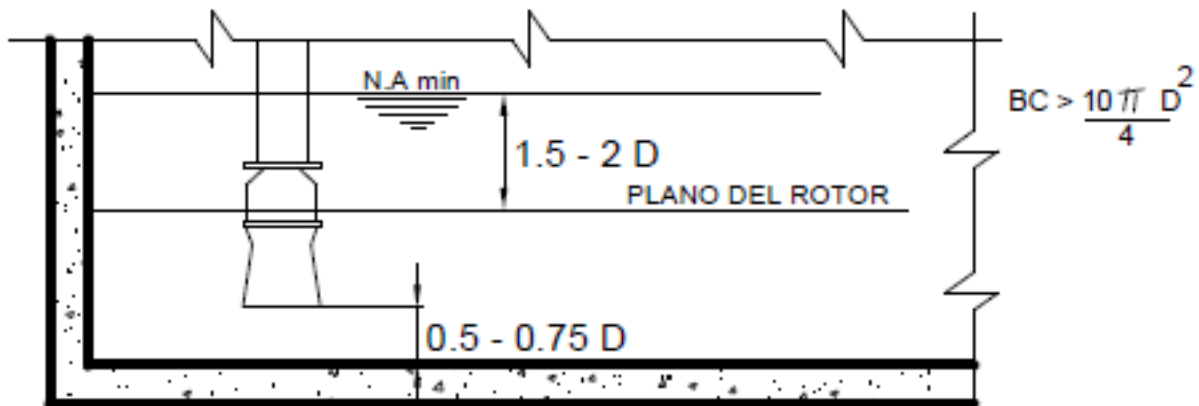


Fig. 3.6.2.2 Sugerencia mínima del tubo de succión y distancia de la campana de succión al fondo de la cámara de succión.

En los pozos con deflectores la distancia mínima entre el eje de la canalización y las paredes adyacentes será fijada como mínimo en 1.5D.

En los pozos sin deflectores, la distancia entre el eje de la canalización y las paredes adyacentes laterales será como mínimo de 1.5D y la distancia entre el eje de la canalización y la pared de fondo será del orden 1.1D a 1.2D.

Las distancias mínimas recomendadas entre las paredes de la cámara y las tuberías de aspiración se muestran en la Figura 3.6.2.3.

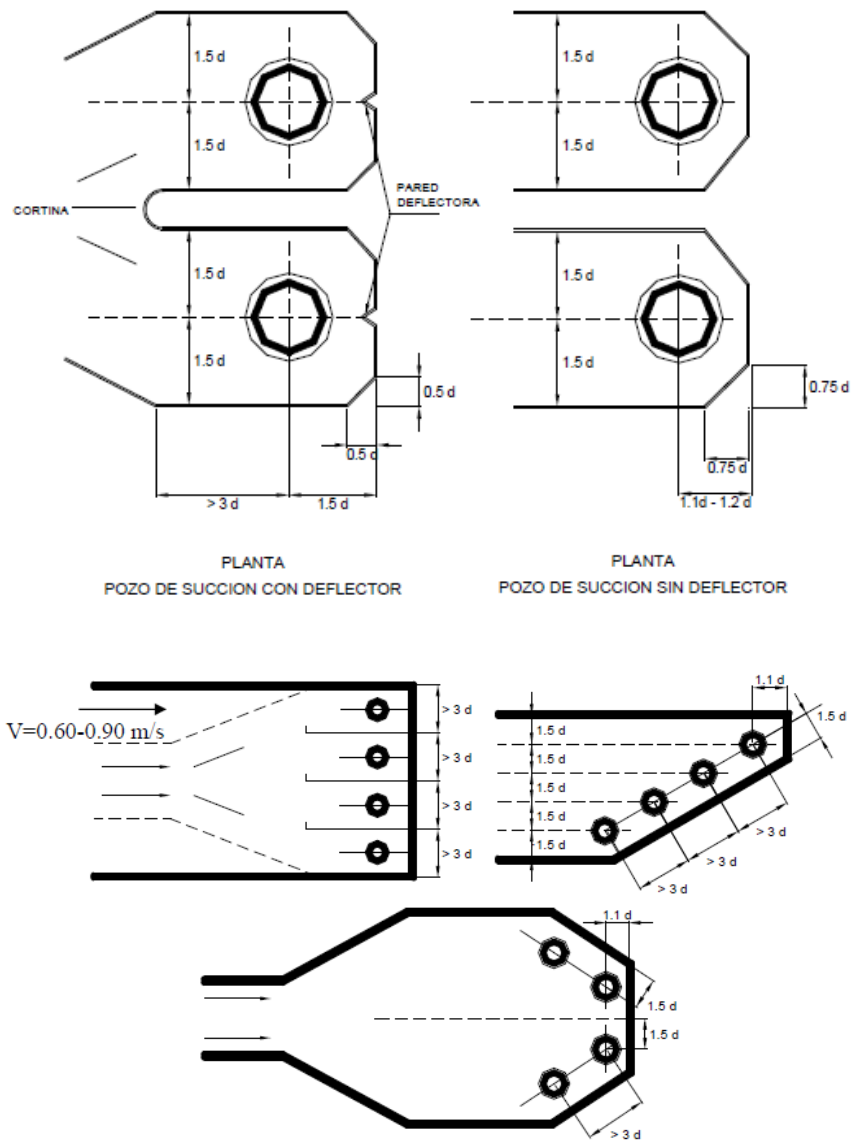


Fig. 3.6.2.3 Disposiciones y dimensiones recomendadas para pozos de Succión.

Las cisternas y pozos de bombeo deberán contar con la holgura necesaria para el montaje y desmontaje de los equipos e instalaciones complementarias y circulación del personal de operación y mantenimiento. Para cumplir con esta condición, las cisternas y pozos de succión deben cumplir con la recomendación mostrada en la Figura 3.6.2.3.

Se debe evitar ubicar las bombas en formas similares a las que se muestran en la Figura 3.6.2.4.

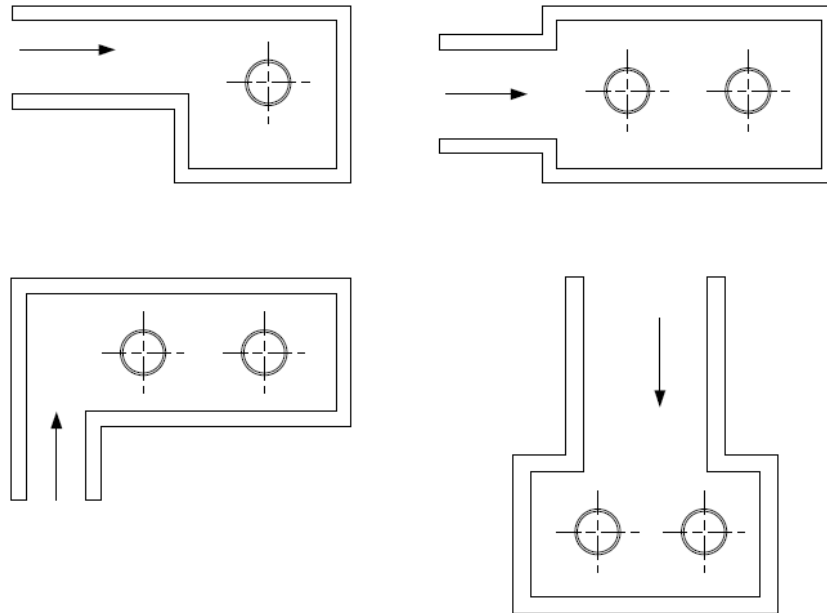


Fig. 3.6.2.4 Formas incorrectas de disponer las bombas en las cisternas de bombeo

3.6.2.3 Volumen y tiempo de retención

✓ *Cisternas de bombeo de agua potable*

Son cámaras de sección circular, cuadrada o rectangular (vista de planta) que tienen la función de almacenar el agua, previa a su bombeo.

En el cálculo del volumen de las cámaras de bombeo se presentan dos casos:

- Cisterna de bombeo con almacenamiento, que se debe emplear cuando el rendimiento de la fuente no sea suficiente para suministrar el caudal de bombeo.
- Cisterna de bombeo sin almacenamiento, que se debe emplear cuando la fuente de provisión de agua tenga una capacidad mayor o igual al caudal de bombeo.

En el primer caso, el volumen de la cisterna de bombeo con almacenamiento debe ser calculado realizando un balance o diagrama de masas, considerando el caudal mínimo de la fuente de agua y el caudal de bombeo.

En el segundo caso, el volumen de la cisterna debe ser calculado considerando un tiempo de retención entre 3 a 5 minutos, para el caudal máximo diario.

✓ Pozos de succión de aguas residuales

Estas estructuras se utilizan para almacenar las aguas residuales antes de su bombeo, también se les denomina cámaras húmedas o de aspiración.

El volumen de la cámara húmeda se diseña de acuerdo al sistema de funcionamiento de las bombas; si las bombas son de velocidad variable el volumen de regulación de la cámara será pequeño, si las bombas son de velocidad constante la cámara tendrá un mayor volumen. En este último caso, el volumen de la cámara está en función del tiempo entre arranques de las bombas, el cual a su vez, dependerá del tamaño de la bomba. Generalmente el tiempo entre arranques de las bombas varía entre 10 y 30 minutos.

Es una buena práctica dividir la cámara de aspiración en dos o más compartimentos, de manera que pueda dejarse fuera de servicio una parte de la estación para su inspección y

limpieza. Estos compartimentos deben estar interconectados, pero a su vez deben tener entradas y compuertas de aislamiento individuales para facilitar su limpieza. La solera de la cámara debe tener una inclinación hacia la zona de aspiración de las bombas.

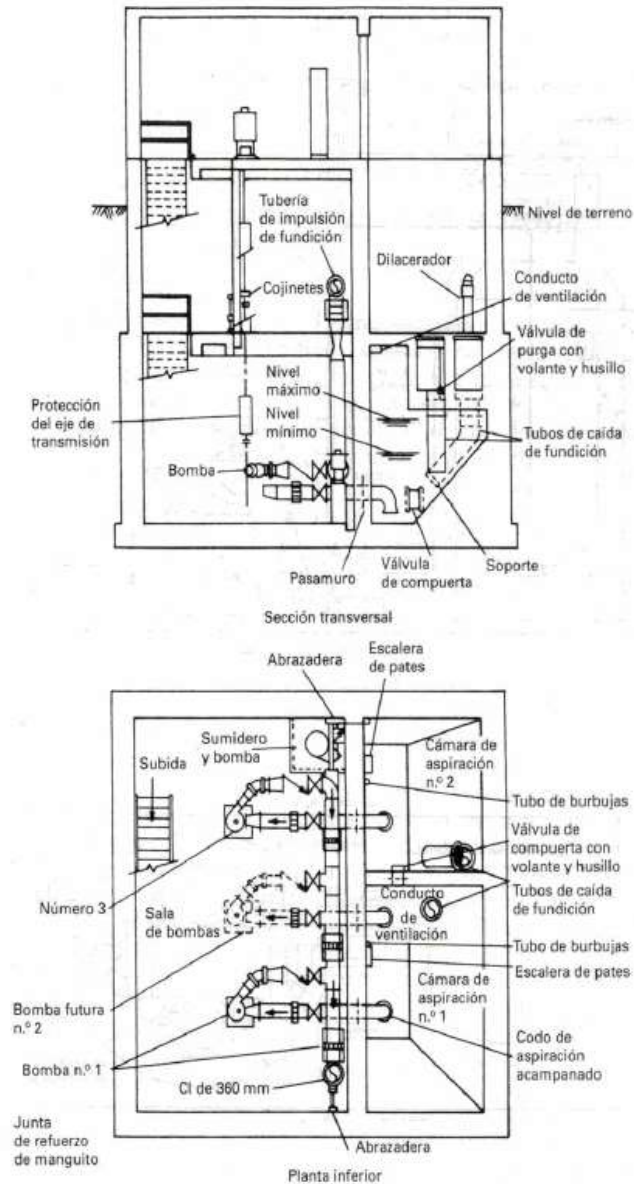


Fig. 3.6.2.5 Cámara típica de bombeo de aguas residuales

La geometría de la cámara es importante para minimizar la deposición de sólidos. La solera deberá ser horizontal hasta un punto situado 0.3-0.4 metros más allá del borde exterior de la campana de la tubería de aspiración y, a continuación debe ascender hacia la pared opuesta con una pendiente igual o superior a 1:1.

La cámara seca está ubicada adyacente a la de aspiración y alberga las bombas y el conjunto de tuberías de aspiración e impulsión y sus correspondientes válvulas.

3.7 Materiales de construcción de bombas

Existen dos criterios para seleccionar el material de construcción de la bomba:

- Resistencia a los requerimientos de presión y temperatura.
- Resistencia a la corrosión y erosión que producirá el fluido en movimiento.

Las bombas centrífugas pequeñas para servicio normal y presiones hasta 150 m y más, tienen el cuerpo de hierro fundido, el eje de acceso de alta resistencia y las partes sujetas a desgaste de bronce. Los impulsores normalmente son de hierro fundido, acero o bronce.

Las bombas para alta presión son fabricadas en acero forjado o fundido muchas veces en acero inoxidable. El acero además tiene muy buena resistencia a las temperaturas elevadas.

El bronce tiene buena resistencia a la corrosión, pero muy poca a la abrasión. En el caso de fluidos muy corrosivos son aplicados también materiales cerámicos y plásticos, pero adaptando simplificaciones a los equipos que muchas veces les resta eficiencia.

El fierro y el acero tienen buena resistencia a la abrasión.

Normalmente el prensa-estopa es satisfactorio; los de algodón enebados, grafitados o empapados con teflón, de cuero o material plástico son generalmente sellos especiales.

Son usados sellos mecánicos para servicios más severos; los materiales generalmente utilizados son el acero, el bronce, el carbón y los materiales plásticos.

Entre el impulsor y la parte estacionaria de la bomba existen sellos hidráulicos que separan la presión alta de la presión baja de entrada. Normalmente son previstos con aros o discos de desgaste, que son sustituidos cuando el desgaste tiene una influencia inadmisiblemente sobre la eficiencia de la bomba.

Capítulo. 4

Calculo del Sistema

La evaluación correcta entre la gran diversidad de bombas con sus respectivas subdivisiones es una de las tareas principales en la selección de una bomba para una aplicación dada.

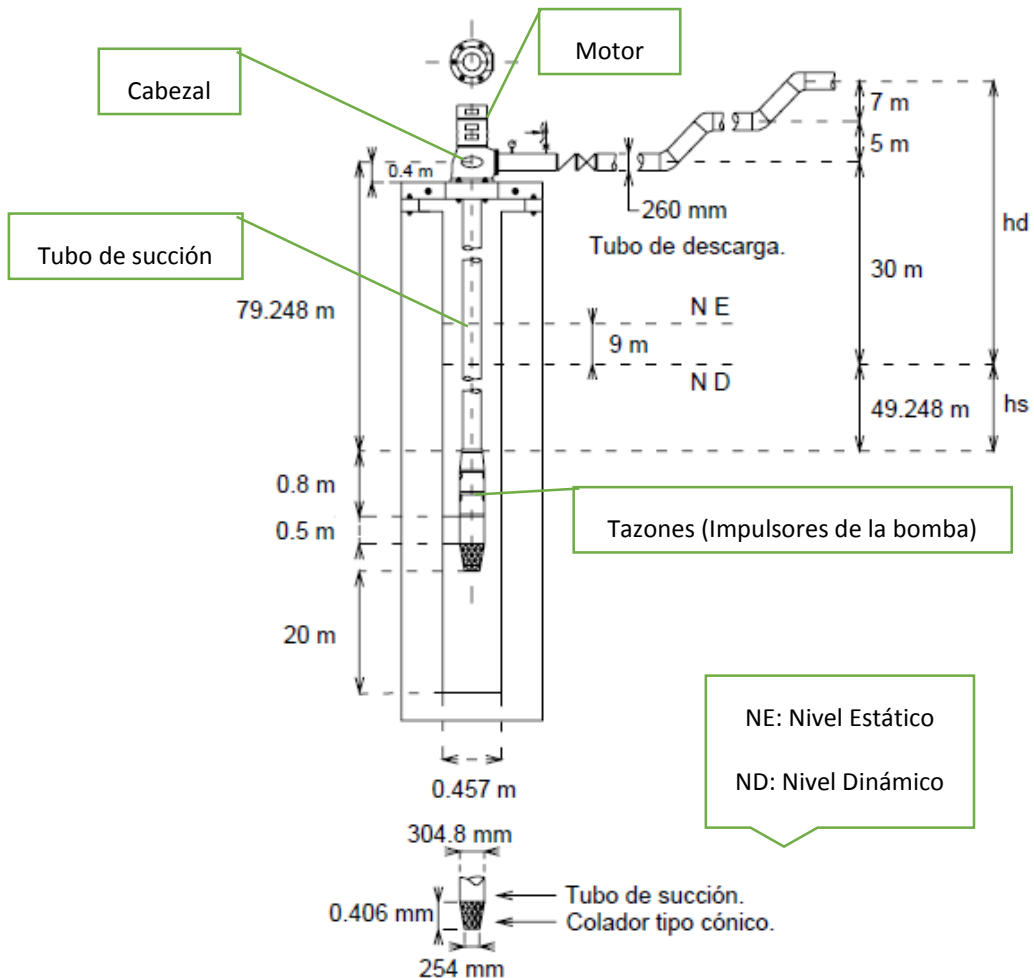
Los diseños normales para servicios específicos facilitan la selección de la bomba, porque muchos de los problemas usuales han sido resueltos por el fabricante.

Pero esto no releva al Ingeniero del sistema de bombeo de la responsabilidad de comprobar un diseño dado en función de su aplicación.

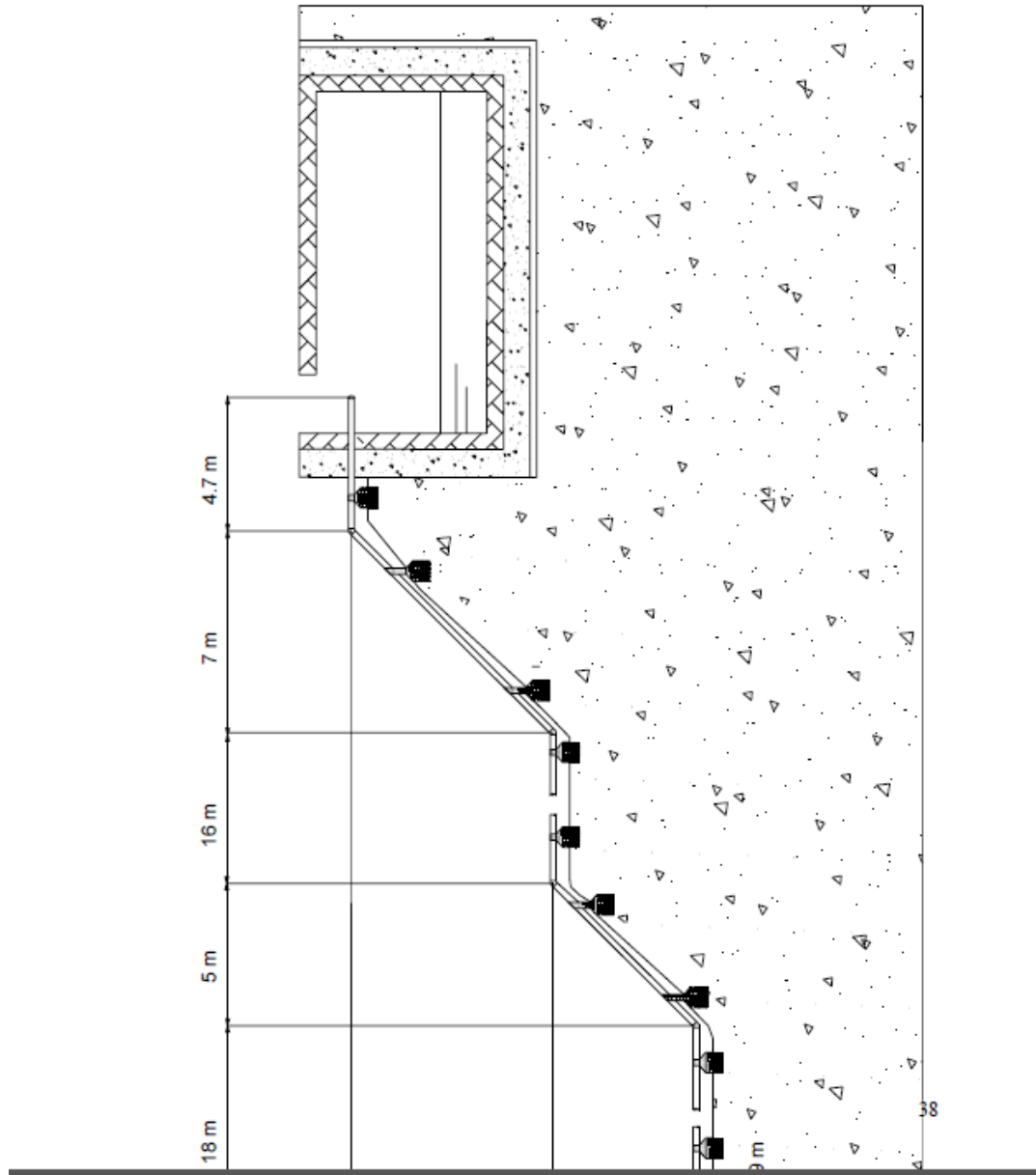
Tampoco elimina la necesidad de un cálculo para cubrir un determinado grupo de condiciones.

4.1 Análisis para el suministro

A continuación se presenta un ejemplo que describe el suministro de agua subterránea a un sistema de abastecimiento.



Ejemplo: Vista en corte del sistema de descarga en agua subterránea a un deposito



Análisis del consumo de agua		
Volumen depositado	800,000	L
Consumo en 24 hrs.	681,377	L
Consumo en 8 hrs.	227,125	L
Suministro 1/2 hr.	126.181	L/s

Datos del ejemplo

Ademe		
Dimensiones		
Longitud	100.554	m
Área	.164	m ²
Nivel estático	79.954	m
Nivel dinámico	70.954	m
Abatimiento	9	m

4.2 Datos para el cálculo

Símbolo	Unidades	
Q (Gasto)	.126	m ³ /s
D_{nominal} (Diámetro nominal)	10.25	inch
D_{interno} (Diámetro Interno)	260	mm
n (Velocidad de rotación)	1760	rpm
v (Viscosidad)	1x10 ⁻⁶	m ² /s
γ (Peso específico)	9,800	N/m ³
P_{atm} (Presión atmosférica)	100,370	N/m ²
P_V (Presión Volumétrica)	2,340	N/m ²

4.3.1 Cálculo de la Carga Dinámica Total

Desarrollo

- Cálculo de las velocidades (V_1, V_2).

Datos:

$$Q = 0.126 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D_1 = 0.26 \text{ m}$$

$$D_2 = 0.26 \text{ m}$$

Ec. De Continuidad

$$Q = VA \text{ ---- } \text{m}^3/\text{s}$$

$$V = Q/A \text{ ---- } \text{m/s}$$

$$A = Q/V \text{ ---- } \text{m}^2$$

$$A = \pi/4 (D^2) \text{ ---- } \text{m}^2$$

$$V_1 A_1 = V_2 A_2$$

$$V_2 = \frac{V_1 A_1}{A_2} = V_1 \frac{\frac{\pi D_1^2}{4}}{\frac{\pi D_2^2}{4}}$$

$$V_2 = \frac{D_1^2}{D_2^2}$$

Operaciones

$$A_1 = \pi/4 (.457^2) = 0.164 \text{ m}^2$$

$$A_1 = 0.164 \text{ m}^2$$

$$V_1 = \frac{0.126 \text{ m}^3/\text{s}}{0.164 \text{ m}^2} = 0.769 \text{ m/s}$$

$$V_1 = 0.769 \text{ m/s}$$

$$A_2 = \pi/4 (.26^2) = 0.053 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 0.053 \text{ m}^2$$

$$V_2 = \frac{0.126 \text{ m}^3/\text{s}}{0.053 \text{ m}^2} = 2.37 \text{ m/s}$$

$$V_2 = 2.37 \text{ m/s}$$

- Cálculo de la rugosidad relativa.

Datos

Acero comercial o hierro forjado

$$\varepsilon = 0.0457 \text{ mm}$$

$$D = 260.35 \text{ mm}$$

Rugosidad relativa

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$$

Operaciones

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0457 \text{ mm}}{260.35 \text{ mm}} = 1.75 \times 10^{-4}$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \mathbf{1.75 \times 10^{-4}}$$

(Adimensional)

- Cálculo del número de Reynolds.

Datos

R= Adimensional

$$v = 1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$V_2 = 2.37 \text{ m/s}$$

$$D = 0.26 \text{ m}$$

Número de Reynolds

$$R = \frac{VD}{v}$$

Operaciones

$$R = \frac{VD}{v}$$

$$R = \frac{2.37 \text{ m/s}(0.26 \text{ m})}{1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$R = 617,084.1$$

$$\mathbf{R = 6.1 \times 10^5}$$

(Adimensional)

- Cálculo del coeficiente de fricción con la ecuación de Colebrook White.
Cálculo del coeficiente de fricción con el diagrama de Moody.

Datos

$$D = 0.26 \text{ m}$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = 1.75 \times 10^{-4}$$

$$R = 1 \times 10^5$$

Coefficiente de Rozamiento

f= Adimensional

Operaciones

Ec. De Colebrook White

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left\{ \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{R \sqrt{f}} \right\}$$

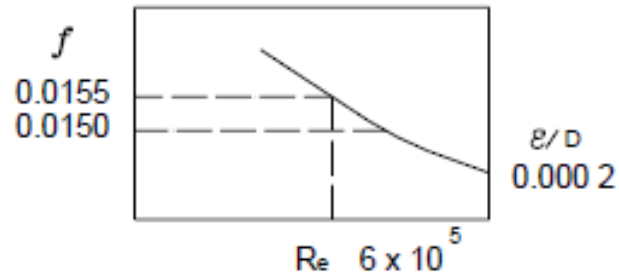
$$\frac{1}{\sqrt{0.149}} = -2 \log_{10} \left\{ \frac{0.000175}{3.7} + \frac{2.51}{617084.1 \sqrt{0.149}} \right\}$$

$$1 = -\sqrt{0.149}(2) \log_{10} \left\{ \frac{0.000175}{3.7} + \frac{2.51}{617084.1 \sqrt{0.149}} \right\}$$

$$\mathbf{1 = 8.184}$$

$$\mathbf{f = 0.149}$$

Del diagrama de Moody se tiene:



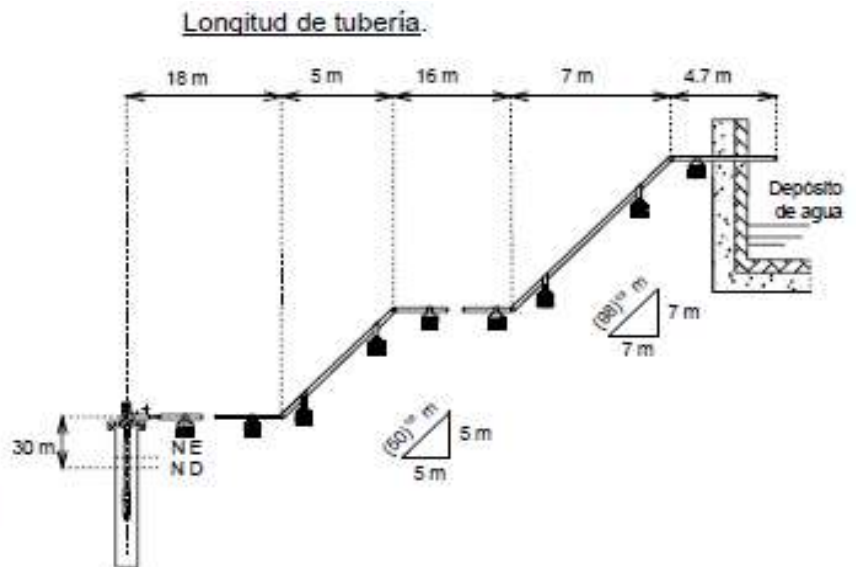
$$\underline{\underline{f = 0.0155}}$$

- Sumatoria de los tramos de tubería.

Datos.

Acero cedula 20
 $D_{in} = 260 \text{ mm}$

Fig. 3.2. - 2



Operaciones.

$$\Sigma L = (30 + 18 + \sqrt[2]{50} + 16 + \sqrt[2]{98} + 4.7) \text{ m}$$

$$\underline{\underline{L = 85.67 \text{ m}}}$$

- Sumatoria de la longitud equivalente.

Longitud equivalente				
Accesorio	Le/D	Le (m)	Piezas	Resultado
Válvula de compuerta, abierta	13	3.385	1	Le=91.643 m
Válvula de retención	75	19.526	1	
Válvula de expulsión de aire	1	.26	1	
Codo de 90°	89	23.14	1	
Codo 45°	16	4.166	4	
Medidor	110	28.639	1	

- Cálculo de las pérdidas primarias y secundarias en el sistema.

Datos
 D= 0.26 m
 V₂ = 2.37 m/s
 L_{tubería} = 85.67 m

L_e = 91.643 m
 f= 0.0149
 g= 9.081 m/s²

Operaciones

$$h_{f1 \rightarrow 2} = f \left\{ \frac{L + \sum Le}{D} \right\} \frac{V_2^2}{2g} \rightarrow m$$

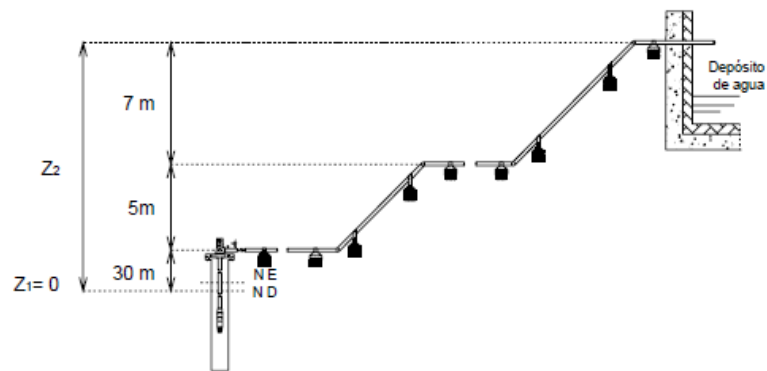
$$h_{f1 \rightarrow 2} = 0.0149 \left\{ \frac{(85.67 + 91.64)m}{0.26 m} \right\} \frac{(2.37 \text{ m/s}^2)^2}{2 * 9.081 \text{ m/s}^2} \rightarrow m$$

$$h_{f1 \rightarrow 2} = 2.905 m$$

- Cálculo de la altura geodésica.

Datos

z₂ = (30 + 5 + 7)m
 z₁ = 0m



Altura geodésica.

Operaciones

$$z_{2-1} = z_2 - z_1 \rightarrow m$$

$$z_{2-1} = (30 + 5 + 7)m - (0)m$$

$$z_{2-1} = 42 m$$

- Cálculo de la carga de velocidad.

Datos

$$V_1 = 0.769 \text{ m/s}$$

$$V_2 = 2.37 \text{ m/s}$$

- Cálculo de la carga dinámica total.

Datos

$$P_2 = P_1 = P_{atm}$$

$$z_{2-1} = 42 m$$

$$h_v = 0.256 m$$

$$h_{f_{1 \rightarrow 2}} = 2.905 m$$

Operaciones

$$h_v = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \rightarrow m$$

$$h_v = \frac{(2.37)^2 - (0.769)^2}{2(9.81)} \left\{ \frac{m^2/s^2}{m/s^2} \right\} \\ = 0.256 m$$

$$h_v = 0.256 m$$

Operaciones

$$CDT = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + Z_{2-1} + h_v + h_{f_{1 \rightarrow 2}} \\ \rightarrow m. c. a$$

$$CDT = (0 + 42 + 0.256 + 2.905)m$$

$$CDT = 45.161 m. c. a$$

4.3.2 Tabla con los parámetros implicados en la carga dinámica total.

Símbolo	Valores	Unidades
Q (Gasto)	0.126	m ³ /s
D_{nominal} (Diámetro nominal)	10.25	Pulgada
D (tubo–descarga) (Diámetro de tubo en la descarga)	260	mm
P_{atm} (Presión atmosférica)	100,370	N/m ²
P_v (Presión volumétrica)	2,340	N/m ²
γ (Peso específico)	9,800	N/m ³
ν (Viscosidad)	1X10 ⁻⁶	m ² /s
ε (Rugosidad)	0.046	mm
f (Cof.rozamiento)	0.0149	Adimensional
L (tubería)	80.7	m
L_e	91.643	m
z₂₋₁	42	m
h_{f1→2}	2.824	m
h_v	0.256	m
CDT (Carga dinámica total)	45.161	m.c.a

4.4 Cálculo de la Carga Neta Positiva de Succión.

$$N_{PSHD} = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} + h_s$$

$$N_{PSHD} = \frac{100,370 - 2,340}{9,800} \left\{ \frac{N/m^2}{N/m^3} \right\} + 49.248 \text{ m}$$

$$N_{PSHD} = 59.251 \text{ m}$$

4.5 Cálculo para la bomba centrífuga vertical tipo turbina y motor eléctrico, primera propuesta.

4.5.1 Cálculo de la potencia mecánica de la bomba

Potencia hidráulica de la bomba.

$$W_{KW} = Q * H_T * \gamma / 1,000$$

$$W_{KW} = 0.126 \left\{ \frac{m^3}{s} \right\} * 45.161 \{m\} * 9,800 \left\{ \frac{N}{m^3} \right\} * \frac{1}{1,000}$$

$$W_{KW} = 55.764 \text{ Kw}$$

Potencia mecánica de la bomba

$$B_{KW} = \frac{Q * H * \gamma}{1,000 * \eta}$$

$$B_{KW} = \left(\frac{55.764}{0.79} \right) Kw = 70.588 \text{ Kw}$$

$$B_{KW} = 70.588Kw$$

Símbolo	Valores	Unidades
n	1760	rpm
η	79	%
W_{KW}	55.764	Kw
B_{KW}	70.588	Kw
N_{PSHD}	59.251	m.c.a.

4.5.2 Hoja de datos de la Bomba Centrífuga Vertical tipo Turbina.

Empresa:	WDM Pumps		
Marca:	DEMIGN WDM.	Curva Propuesta:	# VTP283
Modelo:	15C-277	Costo de la bomba:	\$420,000 s/iva
Comportamiento			
Símbolo	Condiciones de Operación	Condiciones de trabajo de la bomba	Unidades
Líquido:	Agua de Manto freático		
T_{bombeo} :	20		°C
Q :	0.126		m ³ /s
CDT :	45.161	51.206	m.c.a.
W_{KW} :	70.588	79.298	Kw
η :	79		%
N_{PSHD} :	59.251	-----	m.c.a.
N_{PSHB} :	-----	32	m.c.a.
P_{atm} :	100,370	-----	N/m ²
P_v :	2,340	-----	N/m ²
P_s :	-----	1	kgf/cm ²
P_d :	-----	6	kgf/cm ²
$\Phi_{impulsor}$:	-----	238	mm
N :	-----	1,760	RPM

Bomba Centrífuga Vertical tipo Turbina			
WDM Pumps.			
Construcción y Materiales			
Transmisión		Tazones	
Diámetro:	19.21 mm	Fabricado:	Fierro Fundido
Longitud:	80.8 m	Modelo:	PF 70 NW
Peso unitario (W):	14.905 kgf/cm ²	Peso (W), 1ra Fase:	207 kg
Factor Empuje (f_e):	26.36 kgf/cm ²	Peso (W), por Fase:	84 kg
Fabricado:	Acero SAE 1045	Pasos:	2
Colador		Impulsor	
Tipo:	Cónico	Tipo:	Cerrado
Diámetro:	304.8 mm	Fabricado:	Bronce
Longitud:	0.406 mm	Peso (W), por fase:	26 kg
Cabezal de descarga			

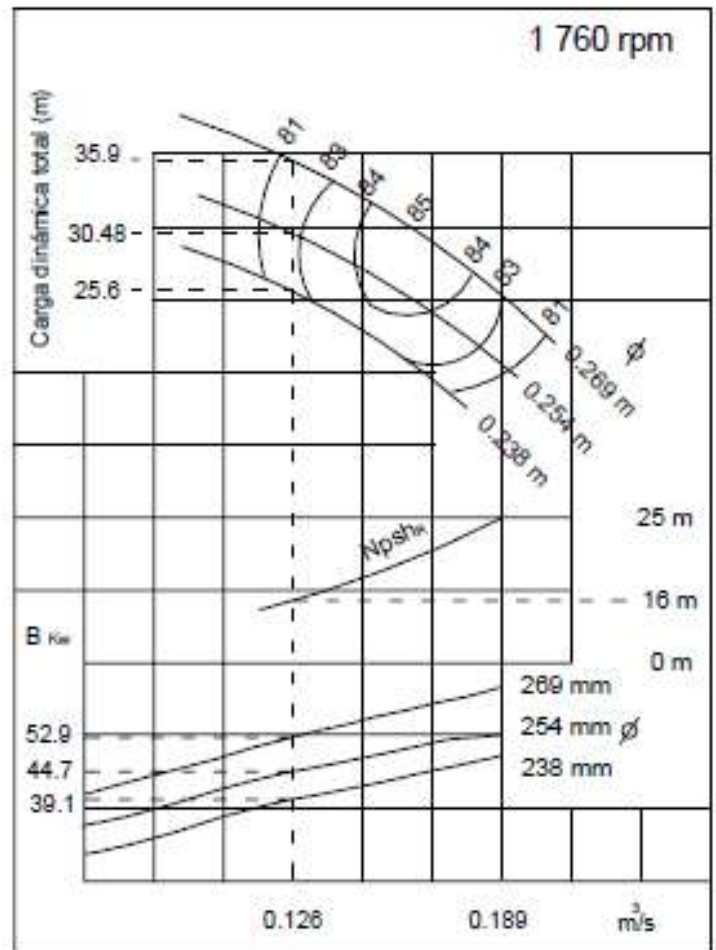
Tipo:	De no-retroceso	Tamaño:	(419*254*228*254) mm
Lubricación:	Agua	Fabricado:	Acero

4.5.3 Gráfica de la bomba centrífuga vertical tipo turbina.

Marca:
DEMIGN WDM.

Gráfica Núm.
VTP283

Modelo:
15C-277



Pasos	Cambio de eficiencia	Pasos	Cambio de eficiencia
1	-4	3	-0.5
2	-2	4	0

Valores de tabla, para 2 etapas

Símbolo	Valores			Unidades
$\Phi_{impulsor}$	296	254	238	mm
Q	0.126			m^3/s
CDT	71.932	60.960	51.206	m
B_{Kw}	105.890	89.484	78.298	Kw
η	79			%

4.5.4 Cálculo del empuje axial

Datos
 $E_A = E_H + W_{MR} - F_F$

E_A : Empuje Axial.
 E_H : Empuje Hidráulico.
 W_{MR} : Peso muerto del elemento rotativo.
 F_F : Peso de la Flecha

$E_H: f_E * CDT * \rho_R$

f_E : 23.36 kgf/m
 CDT : 45.08 m
 ρ_R : 0.999

$W_{MR} = W_R + W_T + W_F$

W_R : (26) 2 kgf
 W_T : (207+84) kgf
 W_F : (14.905 kgf/m) 80.8 m

$F_F = P_s * A_F$

P_s : 10,000 kgf/m²
 A_F : $(\pi/4)(0.049 \text{ m})^2$

Operaciones
 $E_H: f_E * CDT * \rho_R$

$E_H: (23.36 \text{ kgf/m})(45.161 \text{ m})(0.999)$
 $E_H: 1,053.905 \text{ kgf}$

$W_{MR} = W_R + W_T + W_F$

$W_{MR} = (26)(23) \text{ kgf} + (207+84) \text{ kgf} + (14.905)(80.8) \text{ kgf/m}$
 $W_{MR} = 4,547.4 \text{ kgf}$

$F_F = P_s * A_F$

$F_F = (10,000 \text{ kgf/m}^2)(0.0019 \text{ m}^2)$
 $F_F = 19 \text{ kgf}$

$E_A = E_H + W_{MR} - F_F$
 $E_A = (1,053.905 + 1,547.4 - 19) \text{ kgf}$
 $E_A = 2,582.305 \text{ kgf}$

4.5.5 Empuje Axial en motores marca IEM

Rangos del empuje axial con motores IEM:

Motor vertical trifásico. De inducción, jaula de ardilla, alto empuje axial, flecha hueca y sólida.

- E_{A1} : Motor abierto a prueba de goteo; Armazón TP.
- E_{A2} : Motor totalmente cerrado con ventilación exterior, Armazón TP.

Empuje axial		Potencia	Velocidad angular
kgf		Kw	rpm
E_{A1}	2,754.3	111.8	1,760
	-----	186.4	
	-----	223.6	
	-----	260.9	
E_{A2}	2,467.5	74.5	3,600
	3,011.8	93.2	
	3,098.9	111.8	
	3,120.7	149.1	

4.5.6 Cálculo de la potencia eléctrica.

Datos

P_e =Potencia eléctrica

$V = 440 \text{ V}$

$I = 148 \text{ A}$

$f_p = 87.5\%$

$\eta_m = 94.5\%$

$$P_e = \sqrt[3]{3} * V * I * f_p * \eta_m$$

$$P_e = \sqrt[3]{3} (440V)(148A)(0.875)(0.945)$$

$$P_e = 93.264 \text{ Kw}$$

4.5.7 Datos del Motor eléctrico vertical.

Datos del Motor eléctrico vertical			
Marca: IEM	Armazón: TP	Fases: 3	
Plena carga			
Potencia	P_e	93.2	Kw
Voltaje	V	440	V
Amperaje	I	148	A
Frecuencia	f	60	Hz
Factor de potencia	f_p	87.5	%
Eficiencia	η_m	94.5	%
Rev. Por minuto	n	1775	rpm
Par	τ	501.6	Nm
Inercia del rotor	I_o	1.867	$\text{Kg} * \text{m}^2$
Peso	W	703	Kg
Rotor Bloqueado a plena carga			
Par	τ	200	%
<i>Par</i> máximo	τ	220	%
Amperaje	I	907.5	A

4.6 **Cálculo para la bomba centrífuga vertical tipo turbina y motor eléctrico, segunda propuesta.**

4.6.1 Cálculo de la potencia mecánica de la bomba.

Potencia hidráulica de la bomba.

$$W_{KW} = \frac{Q * H_T * \gamma}{1,000}$$

$$W_{KW} = \frac{0.126 \left\{ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right\} * 45.161 \{m\} * 9,800 \left\{ \frac{N}{\text{m}^3} \right\}}{1,000}$$

$$W_{KW} = 55.764 \text{ Kw}$$

Potencia mecánica de la bomba.

$$B_{KW} = \frac{Q * H * \gamma}{1,000 * \eta}$$

$$B_{KW} = \frac{55.764}{0.825} \{Kw\}$$

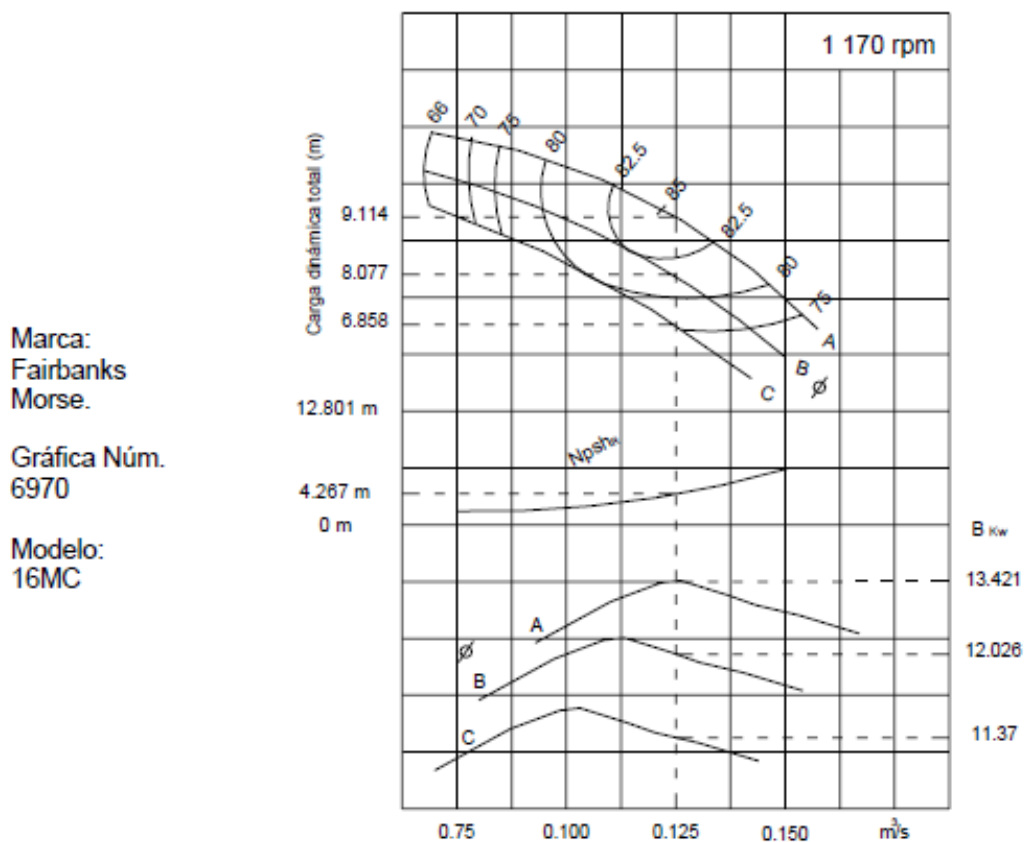
$$B_{KW} = 67.593 \text{ Kw}$$

4.6.2 Hoja de datos de la Bomba Centrífuga Vertical tipo Turbina

Empresa:	Manufacturer Fairbanks Morse S.A.		
Marca:	Fairbanks Morse.	Curva Propuesta:	6970
Modelo:	16MC	Costo de la bomba:	\$580,000 s/iva
Comportamiento			
Símbolo	Condiciones de Operación	Condiciones de trabajo de la bomba	Unidades
Líquido:	Agua de Manto freático		
T_{bombeo} :	20		°C
Q:	0.126		m ³ /s
CDT:	45.161	45.57	m.c.a.
W_{KW} :	67.593	67.105	Kw
η :	75		%
N_{PSHD} :	59.25	-----	m.c.a.
N_{PSHB} :	-----	21.335	m.c.a.
P_{atm} :	100,370	-----	N/m ²
P_V :	2,340	-----	N/m ²
P_s :	-----	2	kgf/cm ²
P_d :	-----	4	kgf/cm ²
$\Phi_{impulsor}$:	-----	A	mm
N:	-----	1,170	RPM

Bomba Centrífuga Vertical tipo Turbina			
Manufacturer Fairbanks Morse S.A.			
Construcción y Materiales			
Transmisión		Tazones	
Diámetro:	53.975 mm	Fabricado:	Fierro Fundido
Longitud:	80.8 m	Modelo:	6970
Peso unitario (W):	11.35 kgf/cm ²	Peso (W), 1ra Fase:	235.786 kg
Factor Empuje (f _e):	34.22 kgf/cm ²	Peso (W), por Fase:	108.824 kg
Fabricado:	Acero SAE 1045	Pasos:	5
Colador		Impulsor	
Tipo:	Cónico	Tipo:	Cerrado
Diámetro:	304.8 mm	Fabricado:	Bronce
Longitud:	0.406 mm	Peso (W), por fase:	15.643 kg
Cabezal de descarga			
Tipo:	De no-retroceso	Tamaño:	(420*310*300*330) mm
Lubricación:	Agua	Fabricado:	Acero

4.6.3 Gráfica de la bomba centrífuga vertical tipo turbina.



Pasos	Cambio de eficiencia	Pasos	Cambio de eficiencia
1	-2.5	3	-0.5
2	-1.5	4	0

Valores de tabla, para 2 etapas

Símbolo	Valores			Unidades
Pasos	5	6	7	-----
$\Phi_{impulsor}$	A	B	C	mm
Q	0.126			m ³ /s
CDT	45.57	48.462	48.006	m
B_{KW}	67.105	72.156	79.59	Kw
η	82.5	80	75	%
N_{PSH_B}	21.335	25.602	29.869	m

4.6. 4 Cálculo del empuje axial

Datos

$$E_A = E_H + W_{MR} - F_F$$

E_A : Empuje Axial.
 E_H : Empuje Hidráulico.
 W_{MR} : Peso muerto del elemento rotativo.
 F_F : Peso de la Flecha

$$E_H: f_E * CDT * \rho_R$$

f_E : 34.216 kgf/m
 CDT : 45.161 m
 ρ_R : 0.999

$$W_{MR} = W_R + W_T + W_F$$

W_R : (215.643) 5 kgf
 W_T : (235.786+108.824)4 kgf
 W_F :(11.35 kgf/m) 80.8 m

$$F_F = P_s * A_F$$

P_s : 20,000 kgf/m²
 A_F : $(\pi/4)(0.0539 \text{ m})^2$

Operaciones

$$E_H: f_E * CDT * \rho_R$$

E_H : (34.216 kgf/m)(45.161 m)
(0.999)
 $E_H = 1,543.683 \text{ kgf}$

$$W_{MR} = W_R + W_T + W_F$$

$W_{MR} = (15.643)(5) \text{ kgf}$
 $+ (235.786) \text{ kgf} + (108.824)(4)$
 $\text{kgf} + (11.35)(\text{kgf/m})(80.8)$
m
 $W_{MR} = 1,666.377 \text{ kgf}$

$$F_F = P_s * A_F$$

$F_F = (20,000$
 $\text{kgf/m}^2)(0.00228 \text{ m}^2)$
 $F_F = 45.6 \text{ kgf}$

$$E_A = E_H + W_{MR} - F_F$$

E_A
 $= (1,543.683 + 1,666.377$
 $- 45.6) \text{ kgf}$
 $E_A = 3,164 \text{ kgf}$

4.6.5 Empuje Axial en motores marca IEM

Rangos del empuje axial con motores IEM:

Motor vertical trifásico. De inducción, jaula de ardilla, alto empuje axial, flecha hueca y sólida.

- E_{A1} : Motor abierto a prueba de goteo; Armazón TP.
- E_{A2} : Motor totalmente cerrado con ventilación exterior, Armazón TP.

Empuje axial		Potencia	Velocidad angular
kgf		Kw	rpm
E_{A1}	2,754.3	111.8	900
	-----	186.4	
	-----	223.6	
	-----	260.9	
E_{A2}	3628	111.8	1,200
	3719	149.1	
	3810	186.4	
	3900	223.6	

4.6.6 Cálculo de la potencia eléctrica.

Datos

P_e =Potencia eléctrica

$V = 440 V$

$I = 177 A$

$f_p = 86.5\%$

$\eta_m = 95\%$

$$P_e = \sqrt{3} * V * I * f_p * \eta_m$$

$$P_e = \sqrt{3} (440V)(177A)(0.865)(0.95)$$

$$P_e = 111.539Kw$$

4.6.7 Datos del Motor eléctrico vertical.

Datos del Motor eléctrico vertical			
Marca: IEM	Armazón: TP	Fases: 3	
Plena carga			
Potencia	P_e	111.539	Kw
Voltaje	V	440	V
Amperaje	I	177	A
Factor de Servicio	FC	1.5	-----
Frecuencia	f	60	Hz
Factor de potencia	f_p	86.5	%
Eficiencia	η_m	95	%

Rev. Por minuto	n	1180	rpm
Par	τ	904.3	Nm
Inercia del rotor	I_o	4.51	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$
Peso	W	1021	Kg
Rotor Bloqueado a plena carga			
Par	τ	200	%
<i>Par</i> _{máximo}	τ	210	%
Amperaje	I	1085	A

4.7 Selección de la bomba y el motor eléctrico

4.7.1 Conclusión

- La bomba vertical tipo turbina y el motor eléctrico seleccionado corresponden a la primera opción.
- Se considera esta propuesta por tener menor costo en tanto al motor eléctrico y el equipo para cubrir las cinco etapas, como son tazones y rotores principales.
- Se cubre la carga dinámica total requerida, con la primera opción, con un menor costo de la bomba.

4.7.2 Tabla con los parámetros implicados en la selección de la bomba centrífuga vertical tipo turbina y motor eléctrico vertical.

Datos para la Carga Dinámica Total		
Símbolo	Valores	Unidades
Q	0.126	m^3/s
D_{nominal}	10.25	Pulgada
$D_{\text{(tubo-descarga)}}$	260	mm
P_{atm}	100,370	N/m^2
P_v	2,340	N/m^2
γ	9,800	N/m^3
v	1×10^{-6}	m^2/s
ϵ	0.046	mm
$f_{\text{(Cof.rozamiento)}}$	0.0149	Adimensional
$L_{\text{(tubería)}}$	80.7	m
L_e	91.643	m
z_{2-1}	42	m
$h_{f1 \rightarrow 2}$	2.824	m
h_v	0.256	m
CDT	45.161	m.c.a

Datos para la potencia mecánica de la bomba		
Símbolo	Valores	Unidades
n	1760	rpm
η	79	%
W_{KW}	55.764	Kw
B_{KW}	70.588	Kw
N_{PSHD}	59.251	m.c.a.

Datos de la gráfica de la bomba centrífuga vertical tipo turbina				
Símbolo		Valores	Unidades	
$\Phi_{impulsor}$	296	254	238	mm
Q		0.126		m ³ /s
CDT	71.932	60.960	51.206	m
B_{KW}	105.890	89.484	78.298	Kw
η		79		%
N_{PSH_B}		32		m

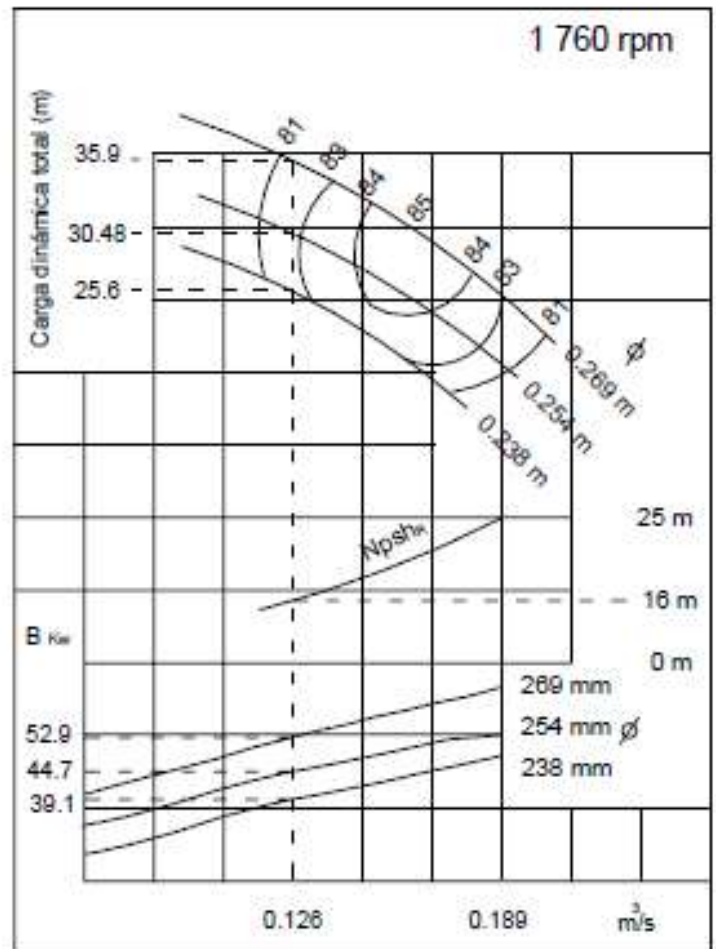
Valores de tabla, para dos etapas

- Gráfica de la bomba centrífuga vertical tipo turbina.

Marca:
DEMIGN WDM.

Gráfica Núm.
VTP283

Modelo:
15C-277



Pasos	Cambio de eficiencia	Pasos	Cambio de eficiencia
1	-4	3	-0.5
2	-2	4	0

Valores de tabla, para 2 etapas

Símbolo	Valores			Unidades
$\Phi_{impulsor}$	296	254	238	mm
Q	0.126			m ³ /s
CDT	71.932	60.960	51.206	m
B_{KW}	105.890	89.484	78.298	Kw
η	79			%
N_{PSH_R}	32			m

Datos del Motor eléctrico vertical			
Marca: IEM	Armazón: TP		Fases: 3
Plena carga			
Potencia	P_e	93.2	Kw
Voltaje	V	440	V
Amperaje	I	148	A
Frecuencia	f	60	Hz
Factor de potencia	f_p	87.5	%
Eficiencia	η_m	94.5	%
Rev. Por minuto	n	1775	rpm
Par	τ	501.6	Nm
Inercia del rotor	I_o	1.867	Kg * m ²
Peso	W	703	Kg
Rotor Bloqueado a plena carga			
Par	τ	200	%
$Par_{máximo}$	τ	220	%
Amperaje	I	907.5	A

Capítulo. 5

Mantenimiento y Operación

5.1 Conceptos teóricos de mantenimiento

Mantenimiento:

Son el conjunto de actividades encargadas de mantener conservar y preservar los equipos, herramientas, maquinaria, sistemas, inmuebles e instalaciones de la empresa en buen estado y en condiciones de operación normales, con la garantía de un funcionamiento óptimo e interrumpido. Estas actividades comprenden lo siguiente:

1. **Inspección:**
Por medio de la inspección podemos detectar diversas fallas o inconvenientes físicos que afectan a los equipos e instalaciones; estos efectos pueden ser detectados por el uso de los sentidos y también con la experiencia del mecánico de mantenimiento.
2. **Servicio:**
El servicio es el cambio de las piezas de una maquinaria, quipo o instalación. Para eso debemos hacer una limpieza previa de los agentes nocivos para la pieza que se requiere instalar.
Para cambiar una pieza nueva de maquinaria debemos saber exactamente la forma de instalar la refacción de manera que debemos verificar las instrucciones de instalación.
3. **Limpieza:**
La limpieza es importante ya que la suciedad puede bajar el rendimiento de la maquinaria, equipo o instalación.
4. **Lubricación:**
La aplicación particular en múltiples aspectos determina la selección del lubricante. Los lubricantes se fabrican a fin de que tengan ciertas características específicas que se pueden definir en términos de propiedades físicas o químicas o por su comportamiento.
El concepto lubricante, como parte de las consideraciones de diseño o de mantenimiento, ha ayudado a dar la importancia que tienen los aspectos de la lubricación en el funcionamiento de los mecanismos y ha dado como resultado un rendimiento más satisfactorio. El fabricante y los proveedores de quipo seleccionan los lubricantes aptos para las condiciones de operación.
5. **Pintura:**
Básicamente es dar un recubrimiento que brinde una protección al equipo; como la mayoría del equipo, maquinaria e instalaciones con las que trabajamos están diseñados en acero es importante tener un orden de proporción par el pintado de acero el cual consiste en:
 - 1) Quitar el aceite con disolvente.
 - 2) Separación de la suciedad de la herrumbre floja y de la cascarilla suelta del laminado con un raspador o cepillo de alambre.
 - 3) Limpieza a la llama.
 - 4) Tratado con chorro de arena.
 - 5) Limpieza con baño químico.
 - 6) Fosfatación.

Los medios a los que quedará expuesta la pintura están por orden de severidad:

- a) Interiores secos o regiones áridas.
- b) Zonas rurales o de industrias ligeras, normalmente secas.
- c) Climas húmedos con frecuencia.
- d) Climas continuamente húmedos

5.2 Tipos de mantenimiento

- **Mantenimiento Correctivo.**

Las actividades de mantenimiento correctivo estarán enfocadas a la reparación de posibles desperfectos, que las cuadrillas de inspección no podrán evitar, por lo que las fallas solo se detectaran, dictaminaran y programaran, para una reparación posterior o inmediata según sea el caso.

Al realizar los chequeos periódicos en forma constante y programada, será posible evitar los servicios correctivos.

- **Mantenimiento Preventivo**

Las actividades de mantenimiento preventivo, estarán enfocadas a realizar las inspecciones periódicas en todas las instalaciones con el objetivo de poder determinar las áreas o secciones donde puede presentarse una falla, y de inmediato sea reparada. Es decir, su principal objetivo será el detectar las fallas en su fase inicial y corregirlas en el momento oportuno.

- **Mantenimiento Predictivo**

El mantenimiento predictivo proporciona un medio más eficaz de advertencia de fallas inminentes en el equipo. Un programa de mantenimiento predictivo se compone de 4 objetos principales:

1. Establecer lineamientos de mantenimiento predictivo.
2. Minimizar el tiempo de mantenimiento.
3. Mejorar la eficiencia de la maquinaria y equipo.
4. Suministrar en primer orden el diagnóstico de los datos para el grupo de diseño de equipo, para evolución y posibles modificaciones.

Cuando ha sido verificado el sistema por el ingeniero con los datos principales adecuados y los límites de tolerancia identificados, un técnico capacitado puede analizar los archivos, comparar los datos y predecir necesidades de mantenimiento.

El mantenimiento puede también ser auxiliar en la reducción de la cantidad del periodo de paralización necesaria, para identificar un problema.

El mantenimiento predictivo proporciona mediante instrumentos la falla en determinados equipos, maquinaria e instalaciones.

Esta importante etapa adicional de mantenimiento debe ser tomada para asegurar que el equipo no tenga fallas y ocasione interrupciones en la producción.

5.3 Herramientas de diagnóstico

Las herramientas de diagnóstico para un programa de mantenimiento predictivo efectivo incluyen: los elementos de medición de vibraciones, acústicas e infrarrojas.

1. **Análisis de vibración.**

Debido a que la mayoría de la maquinaria involucra movimiento, una primera consideración debería ser el uso de equipo de análisis de vibración; una sencilla prueba manual, la que puede ser usada para medir la vibración en puntos específicos de la maquinaria. El equipo que es crítico para la productividad de la bomba tiene que ser constantemente monitoreado, en cuyo caso, los

sensores pueden estar colocados permanentemente en varios lugares pudiendo ser transmitidas las lecturas a equipos de grabación.

2. Análisis acústico.

Las mediciones acústicas, también son útiles para la detección de imperfecciones en el funcionamiento del equipo. Estas medidas deben de ser tomadas por un medidor de nivel de sonido preciso y un equipo de filtro de banda octava.

3. Análisis infrarrojo.

El equipo o componentes eléctricos con el potencial de ceder el calor excesivo se deben inspeccionar bajo el infrarrojo, un sistema de detección infrarrojo consiste en un detector y una unidad de video cuyo sistema detecte radiaciones infrarrojas dentro de un rango de 20°C a más de 900°C, pueden ampliar este rango hasta 2000°C con el uso de filtros. El detector convierte la radiación infrarroja en una señal que es una proyección térmica en blanco y negro. Cuando en la pantalla se detecta un punto caliente, la unidad puede instantáneamente tomar una fotografía para proporcionar un registro permanente.

- Organización del mantenimiento predictivo.

Como con cualquier programa nuevo, el departamento de ingeniería deberá guardar los registros de las mejoras resultantes del mantenimiento predictivo, las reducciones en los tiempos de paro por mantenimiento predictivo, las reducciones en los tiempos de paro por mantenimiento y los costos de mantenimiento así como las mejoras en las capacidades de producción. Mantenimiento contantemente informada a la gerencia de los méritos del programa, tales como:

1. Ayudar al horario de trabajo del mantenimiento.
2. Reducir emergencias.
3. Mejorar la calidad del producto.
4. Reducir la contaminación del producto.
5. Reducir las consecuencias medias y el daño excesivo al equipo.

5.4 Motobombas sumergibles

- Aparatos auxiliares para el montaje y desmontaje.

Para el montaje y desmontaje de la bomba se necesita un aparato elevador (trípode y polipasto o una grúa de montaje) con la suficiente capacidad de carga. Los pesos máximos que pueden presentarse para el montaje están formados por el peso del grupo motobomba y el peso de la tubería de impulsión hasta la superficie con el cable. Para el desmontaje hay que tener en cuenta además el peso del agua que se encuentra en el interior de la tubería de impulsión, cuando exista una válvula de retención sobre la bomba.

Peso aproximado del volumen de agua por metro de tubería de impulsión.

Diámetro interior de la tubería	mm.	40	50	65	80	100	120	150	200	250	300	350
Pulgada		1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8	10	12	14
Peso del agua	Kg.	1.3	2	3.3	5	8	12	18	32	49	71	96

Examen previo del pozo para determinar la posibilidad del montaje.

Antes de proceder al montaje del grupo motobomba en pozos estrechos en los cuales el espacio disponible con relación al grupo es reducido, recomendamos verificar previamente las medidas del pozo en toda su profundidad (por ejemplo, introduciendo un tubo de la longitud y diámetro exterior del grupo que se va a instalar). Una ligera inclinación del pozo perforado no tendrá importancia, en cambio el posible pandeo en un punto puede dificultar e incluso hacer imposible el montaje.

Temperatura del agua.

Es completamente necesario comprobar que la temperatura del agua no es superior a la máxima admisible para el motor sumergible. Si la temperatura es superior a la máxima admisible es recomendable utilizar una camisa de refrigeración, la cual se puede emplear dentro de ciertos límites de temperatura.

- Montaje y profundidad de instalación.

Si el pozo esta en debidas condiciones y la temperatura del agua es inferior a la máxima admisible, se puede comenzar con el montaje de la bomba. Los accesorios auxiliares para el montaje y la forma de suspensión de la bomba variaran según el tamaño del grupo motobomba. El “nivel más bajo del agua” - es decir, el nivel de agua que se presenta después de un servicio prolongado de la bomba y el pozo- ha de encontrarse todavía por lo menos 0.5 metros por encima de la brida superior de la bomba. En las bombas que necesiten además una altura de carga determinada (calculada para agua de 20°C de CNPS -10 m, por ejemplo para CNPS=14 m es la altura de carga necesaria H_z requerida= 14-10= 4m) deberá montarse el grupo a una profundidad correspondiente sobre el fondo del pozo. Se debe poner cuidado en instalar el grupo de tal manera que no pueda enlodarse o cubrirse de arena el motor ya que en tales casos se dificultaría su refrigeración.

Debido al gran caudal que suministran las bombas de hélice, es necesario un cierto nivel mínimo de agua sobre el borde superior del cuerpo de succión para poder garantizar la afluencia suave del agua. El nivel de agua mínimo necesario depende del tipo de bomba que se va a instalar.

El primer tramo de tubería, sobre el que se habrá fijado a una altura conveniente una de las parejas de abrazaderas de soporten, se montará sobre la bomba. Con la abrazadera suspendida de polipasto se hace descender el grupo al interior del pozo, hasta que la abrazadera apoye en el borde superior del mismo. A continuación se montará el siguiente tramo de tubería sobre el que se habrá montado la segunda abrazadera. De esta forma se ira montando tramo por tramo de tubería y la bomba descende al interior del pozo por etapas, hasta alcanzar la profundidad del montaje necesaria. Los tubos roscados deberán atomillarse firmemente, asegurándolos en caso necesario contra el giro, para que el grupo, al alojarse las roscas durante el servicio, no puedan desprenderse y caer al pozo. Para ello hay que tener en cuenta que al conectar y desconectar la bomba, la tubería de impulsión se somete por breves instantes a esfuerzos de giro.

Durante el montaje siempre deberá estar atomillada una pareja de abrazaderas a la tubería de impulsión, con el objeto de prevenir en todo momento la posible caída de la bomba al pozo en el caso de que falle el polipasto.

En todos los casos la suspensión se realizara de forma que la tubería de impulsión no pueda deslizarse hacia abajo y quede después colgada con el grupo motobomba por el codo de impulsión e la pared del pozo, pues este estado puede producir oscilaciones poco favorables al grupo y al pozo.

La medida adecuada es apoyar una brida de la tubería, o si los tubos son roscados, un manguito de unión, sobre el elemento de soporte (por ejemplo abrazaderas) siempre que no haya una construcción especial que de antemano impida que la tubería de impulsión pueda deslizarse hacia abajo.

- Fijación del cable a la tubería de impulsión.

Durante la operación de montaje nunca deberá tirarse violentamente del cable. Cuando se trata de tramos de tubería de impulsión de hasta 4 m, se fijará el cable en cada uno de los tramos con una abrazadera, inmediatamente delante o detrás de la brida o manguito del tubo. Si los tramos de una tubería son más largos de 4 m, es conveniente colocar hacia el centro del tubo, entre los dos puntos indicados otra abrazadera de cable hacia abajo, a causa del peso propio del mismo. En ningún caso deberá ocurrir que durante el montaje, el cable se deslice a lo largo de la cavidad del pozo, ya que de esta forma forzosamente sufrirá deterioros. Por esta causa deberán preverse en las bridas de la tubería de impulsión unos recortes adecuados para el cable, a

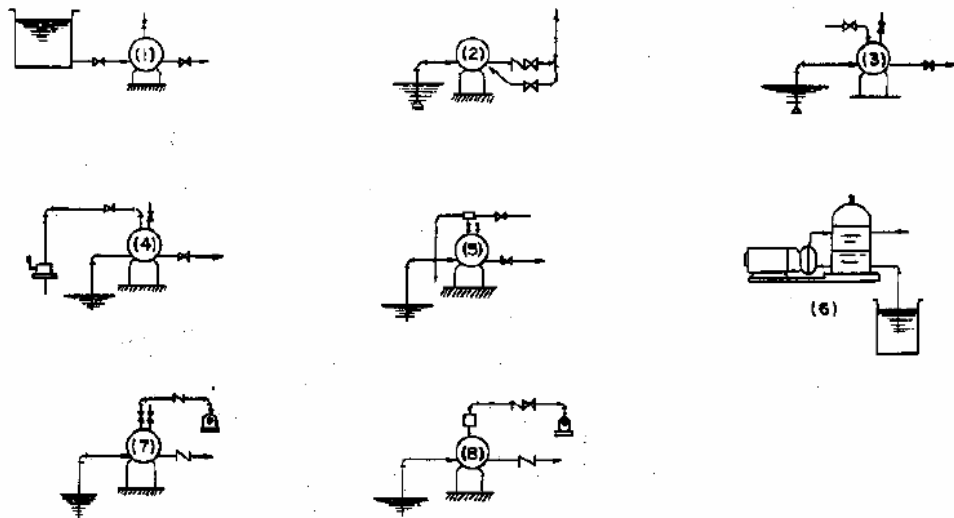
fin de que quede protegido constantemente contra presiones y golpes durante el montaje y desmontaje de la bomba.
Según el diámetro, y con ello según el peso del cable deberán emplearse diferentes tipos de abrazaderas.

5.5 Cebado

Cebear una bomba significa reemplazar el aire, gas o vapor que se encuentre en la bomba y sus tuberías, por el líquido a bombear. Las bombas se pueden cebear, automáticamente o manualmente.

Normalmente, las bombas de desplazamiento positivo tipo rotatorio o reciprocante son autocebantes, si su diseño incluye un buen sellado, podrán extraer aire del lado de succión sin dificultad puesto que dichas bombas manejan muy bien tanto el aire como el líquido.

Existen varios sistemas de cebado auxiliar, algunos de los cuales se muestran en las figuras:



1. Una succión sumergida de compuerta de succión permite que el líquido de entrada empuje el aire fuera de la carcasa.
2. El paso lateral que puentea la válvula chocadora de descarga, usa el mismo líquido de la línea de descarga para cebear la bomba.
3. Aquí se muestra el uso de la válvula de pie. Esta cierra cuando se deja de bombear e impide que se descargue la succión. Se puede usar una fuente de líquido auxiliar.
4. Una bomba auxiliar extrae el aire de la carcasa de la bomba principal para efectuar el cebado de la misma.
5. Un eyector extrae el aire de la carcasa para cebear la bomba principal.
6. Un tanque de cebado que contenga una cantidad suficiente de líquido para establecer el flujo a través de la bomba en el momento del arranque.
- 7.y 8. Se usan bombas de vacío para cebear la bomba. Estas pueden controlar en forma manual o automática.

El mantenimiento de los sistemas auxiliares de cebado se reducen a la inspección periódica de sus partes, a fin de evitar las fugas entre uniones. La operación de la válvula de purga indicará cuando un sistema de cebado no está cumpliendo con su cometido. Esta válvula debe abrirse antes de poner en servicio la bomba principal; cuando la bomba expulsa el líquido, esto es un inicio de que está cebada.

En algunos casos de cebado automático la bomba principal debe marchar en seco puesto que ella misma colabora en su cebado, pero debe procurarse que no se exceda el tiempo de marcha en seco por más de dos minutos a menos que el fabricante de especificaciones especiales.

5.6 Arranque y parada

- Puesta en servicio

Por razones de tranquilidad de funcionamiento y para evitar el peligro de cavitación, debe funcionar las bombas radiales y semiaxiales solamente hasta el caudal máximo (Q_{max}) indicado en las curvas características, es decir, solamente hasta el final de la curva correspondiente hacia la derecha.

Las bombas de hélice deben funcionar solamente hacia la derecha e su “límite de servicio” y como máximo en el sector de caudal cubierto por la correspondiente curva. A la izquierda del “límite de servicio” puede correr el peligro de sobrecargar el motor, de un funcionamiento intranquilo (vibraciones) y de cavitación. Las bombas de hélice deben arrancar solamente con la válvula de compuerta abierta.

- Control del sentido del giro

- Bombas radiales y semiaxiales:

Para determinar el sentido del giro correcto se hará funcionar el motor en ambos sentidos con la válvula de compuerta cerrada. El cambio del sentido de giro se efectúa intercambiando dos fases en la acometida de corriente. Al funcionar la bomba se podrán comprobar en el manómetro dos presiones diferentes. La presión más alta indica siempre el sentido de giro correcto. Si la descarga de la bomba es libre, también se puede determinar el sentido de giro correcto por el caudal del agua y en los surtidores se puede determinar por la altura que alcanzan los chorros de agua.

- Bombas axiales:

Las bombas axiales no producen ninguna presión cuando funcionan en sentido de giro inverso y su caudal es igual a cero. Pero cambiar el sentido de giro se intercambian dos fases en la acometida de la corriente.

- Primer arranque, conducción y contenido de arena.

Cuando se instale la bomba en un pozo recién terminado, las bombas radiales y semiaxiales deberán funcionar al principio solamente con la válvula muy poco abierta. El agua impulsada deberá controlarse con respecto a su posible contenido de arena. Cuando exista conducción de arena apreciable, la bomba corre peligro. Será necesario que la bomba funcione con la válvula moderadamente abierta (como máximo con el 40% de rendimiento del pozo), hasta que se haya reducido el contenido de arena. Solamente entonces podrá irse abriendo poco a poco la válvula de compuerta.

En las bombas axiales hay que tener cuidado de que no funcionen por fuera de su límite de servicio ($Q_{min.}$ o $H_{max.}$)

En los pozos que normalmente solo dan agua con contenido de arena, según la cantidad, clase y granulado de la arena, las diferentes partes de la bomba están sometidas al desgaste prematuro. Hasta 25g de arena por m^3 de agua (0.001% del volumen ó 0.0025% del peso) puede considerarse por lo general como cantidad de arena “insignificante”.

- Frecuencia de conexión.

El tiempo entre la parada y el nuevo arranque (tiempo de parada) depende de la potencia del motor y de su número de polos (válido solamente para voltajes de servicio inferiores a 1000 V). Este tiempo de ‘parada será como mínimo:

Potencia Kw	Número de Polos	Tiempo de parada Min.
Hasta 3		3
3.7 a 73.5	2	4
Más de 73.5		6
Hasta 55		4
Más de 55	4	6
Hasta 40		4
Más de 40	6	6

Antes de arrancar una bomba se deberán verificar las condiciones de succión, ver si la bomba está provista de un colador o pichanca y asegurar que no está obstruida.

Estas precauciones se toman sólo cuando la bomba trabaja por primera vez. En el caso de las últimas, es necesario llenar la parte inferior de la carcasa con el líquido a bombear para que queden cebadas.

Una vez que se haya inspeccionado el equipo auxiliar de la bomba, efectuado el cebado correcto si lo necesita y verificado sus condiciones normales de succión se puede arrancar la bomba.

Una bomba centrífuga se puede poner en marcha con la válvula de descarga abierta o cerrada. Si la válvula está cerrada, el agua dentro de la carcasa de la bomba circulará en circuito cerrado; no así en las bombas de desplazamiento positivo tales como las rotatorias o reciprocantes, que cuando tienen una obstrucción en la descarga sufren fuertes daños, pues desarrollan una gran presión que requiere alta potencia.

Normalmente, en las descargas de las bombas de desplazamiento positivo, las válvulas de obstrucción tales como las de compuerta, no se instalan a menos de que se requiera regular un gasto o puentear; por lo regular sólo se instalan válvulas del tipo chocadora. Pero en caso de que se tengan válvulas de compuerta en las descargas de bombas de desplazamiento positivo, se debe verificar que estén completamente abiertas antes de arrancar la bomba.

Según el tipo de lubricación que se use en una bomba y sus accesorios, antes de arrancarla se debe proceder a inspeccionar aceiteras, graseras y tanques de agua para prelubricación; en caso de que la bomba sea de flecha vertical con columna más o menos larga, se deberá dejar correr el lubricante por algún tiempo para asegurar que las chumaceras queden bien bañadas de aceite o agua, según el caso. Si el lubricante usado es grasa, basta con verificar que no falte en el sistema lubricador.

La mayoría de las bombas son propulsadas por motor eléctrico ya sea del tipo síncrono o asíncrono. Si el voltaje aplicado, el número de fases, ciclaje, alimentación y medio de arranque han sido bien seleccionados y el motor es del tamaño correcto para los HP requeridos, el arranque del motor no presentará problemas.

5.7 Paro de bombas.

- Tiempo de parada.

La bomba no deberá permanecer parada más de dos semanas como máximo, ya que de lo contrario se deposita cal, hierro, y similares en los cojinetes e intersticios de los rodets, lo que podría bloquear el rotor de la bomba. Si debido a condiciones particulares es necesario un tiempo de parada más largo, será preciso poner en servicio la bomba por lo menos durante 5 minutos cada dos semanas (pero mejor cada 8 días). Sólo de esta forma es posible mantener la bomba en perfectas condiciones de servicio.

- Tiempo de funcionamiento contra válvula de compuerta cerrada.

Las bombas sumergibles del tipo radial y semiaxial no deben funcionar más de 5 minutos con la válvula de compuerta cerrada ya que el agua se calienta rápidamente en la bomba y este calor se transmite al motor y a su

bobinado, corriendo el peligro de quemarse este último. También es muy posible que sufran deterioros los cojinetes.

Las bombas de hélice (bombas axiales) se pondrán en marcha solamente con la válvula de compuerta abierta para así evitar la sobrecarga del motor, ya que la bomba absorbe mayor potencia cuanto menor sea su caudal, alcanzando, por lo tanto, la máxima potencia absorbida en el eje de la bomba cuando el caudal es cero ($Q=0$) y para esta potencia lógicamente no está dimensionado el motor.

- Caudal mínimo con la válvula cerrada parcialmente.

Si por cualquier razón debe funcionar una bomba sumergible con la válvula de compuerta parcialmente cerrada, el caudal mínimo, con miras a evitar el calentamiento innecesario del grupo, debe ser por lo menos igual al 10% (si el motor está equipado con la camisa de refrigeración, el 50%) del caudal en el punto máximo rendimiento de la bomba. De esta regla general se exceptúan las bombas de hélice que solamente deben funcionar por debajo de su correspondiente límite de servicio.

- Control durante el servicio.

A las bombas sumergibles no es necesario dedicarles mantenimiento, sin embargo se deberá controlar de vez en cuando la intensidad del motor en el amperímetro y la altura de impulsión en el manómetro para comprobar si los instrumentos indican valores iguales a los del principio.

- Anomalías de servicio y sus causas.

A continuación damos una relación de posibles anomalías de servicio y las causas que generalmente son responsables de estas anomalías.

- Clases de la anomalía y sus causas.

Anomalia	Causas
La bomba no impulsa	1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11
El caudal es pequeño	8,9,12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22
Altura de elevación es pequeña	8,9,12,13,14,15,17,18,19,20,21
El consumo de corriente es excesivo	7,14,18,19,23,24,25,26,27,28
La bomba absorbe potencia excesiva	18,19,27,28
La bomba no funciona tranquila y hace ruido	18,21,22,27,28,29,30,31,32,33

1. El motor no funciona por falta de corriente.
2. Un fusible fundido, el motor no arranca con dos fases.
3. El rotor está agarrotado debido a corrosión y oxidación de los intersticios de los rodets y de los cojinetes por culpa de un almacenamiento inadecuado antes del montaje.
4. El rotor está agarrotado debido a corrosión y oxidación de los intersticios y de los cojinetes por culpa de una parada demasiado larga.
5. La bomba está cubierta de arena por haber entrado excesiva cantidad de arena al pozo.
6. El bobinado del motor está deteriorado.
7. El cable está deteriorado.
8. El sentido de giro es inverso.
9. La tubería de impulsión está deteriorada (tubería o sus uniones).
10. La bomba cayó al pozo por corrosión excesiva de la tubería.
11. El eje de la bomba está agarrotado por haber funcionado en seco.
12. El nivel de agua descendió excesivamente durante el servicio.
13. Velocidad insuficiente por caída de tensión o de frecuencia.
14. El motor se queda en estrella si debe arrancar en estrella-triángulo (Si hay transformador de arranque se queda a voltaje parcial) es decir, el arrancador no funciona bien.

15. Excesivas pérdidas de cargas (las pérdidas de carga supuestas para el proyecto son inferiores a las existentes).
16. La válvula de compuerta está cerrada parcialmente.
17. Los canales de los álabes están obstruidos con cuerpos sólidos.
18. Las piezas de la bomba están desgastadas después de cierto tiempo, debido a que el agua contiene arena o a que es agresiva.
19. Las diferencias de nivel a superar han cambiado.
20. Incrustaciones en la tubería de impulsión hasta la superficie y sobre esta.
21. El líquido de bombeo contiene aire o grasa en cantidades excesivas.
22. Los rodetes están obstruidos con cuerpos sólidos.
23. El voltaje es insuficiente.
24. Un fusible está quemado (si se deteriora un fusible durante el servicio, la bomba sigue funcionando y el motor consume hasta el 80% más de corriente que en casos normales).
25. El amperímetro está defectuoso.
26. El valor de aislamiento del bobinado es deficiente (valor mínimo cuando el motor está caliente por el funcionamiento debe ser 1000 ohms por voltio de la tensión de servicio).
27. El cojinete de ragua del motor está deteriorado.
28. Los cojinetes radiales del motor están defectuosos.
29. La bomba funciona con cavitación.
30. La altura de carga es insuficiente.
31. El eje de la bomba o el del motor están descentrados.
32. Las vibraciones son originadas por la instalación.
33. La bomba funciona en el campo de descenso de su curva característica.

El paro de una bomba puede examinarse en dos casos generales: paro controlado y paro imprevisto.

En el paro controlado, y según sean los diversos tipos de instalación, se debe procurar primero que, por medio de las válvulas de compuerta o de otro tipo que se encuentren en la descarga, se eviten las presiones por regreso del líquido (golpe de ariete) que se pueden producir al parar la bomba. Esto se evita cerrando las válvulas de compuerta antes de parar la bomba (en el caso de bombas centrífugas).

El verdadero problema se presenta cuando una bomba sufre un paro imprevisto. Si está conectada a un sistema de tubería cerrada, cuando el líquido sufre el cambio brusco de velocidad se presenta el golpe de ariete que, debido a la elevación rápida de presión, puede ocasionar graves desperfectos.

Para evitar los efectos destructores del golpe de ariete se recurre a medios que reducen la presión desarrollada durante el impulso del flujo del líquido. Los más comunes son: el aumento del tiempo en que se efectúa la detención del flujo, para lo cual se usa un volante en la bomba o una cámara de aire en el tubo cerca de la bomba o del objeto que causa el golpe de ariete; y purgando algo de agua del tubo, para lo cual se usan válvulas de alivio que también se usan para extraer aire y agua durante un impulso. Asimismo, pueden usarse válvulas chocadoras de cierre lento solas o en combinación con válvulas de alivio para aumentar el tiempo del cese de flujo.

En los sistemas donde se usan tanques de aire para aliviar el golpe de ariete se instalan aparatos para mantener las proporciones adecuadas de agua y de aire dentro del tanque a fin de tenerlo siempre listo para usar.

Hay estaciones de bombeo donde se aprovecha el sifón en la descarga de una bomba para disminuir la columna total de descarga.

En la cúspide de la tubería de descarga se inserta una válvula cuyo objeto es comunicar con la atmósfera la zona de vacío que se produce entre las columnas de líquido que forman el sifón. Generalmente, estas válvulas llevan un solenoide que las mantiene normalmente abiertas al arrancar el motor de la bomba.

- **Bomba:**
Es una máquina que agrega o cede energía a una fluido y que este puede ser accionado mediante una unidad motriz.

- **Bomba vertical tipo turbina de pozo profundo:**
Se puede decir que es una máquina diseñada para incrementar la energía de un fluido, recibiendo energía mecánica de algún equipo motriz (motor eléctrico, de combustión interna, etc.) para que este se desplace de un lugar a otros.

- **Bomba vertical de pozo profundo:**
Esquipo de bombeo para extraer del subsuelo agua de los mantos acuíferos. No hay ninguna especificación concreta sobre la profundidad a que debe encontrarse el nivel del agua de un pozo (espejo), para considerarlo como profundo, más bien lo que se trata es de grandes cargas con relación al caudal manejado.

Clasificación:

Independientemente de la marca se clasifican en:

- a) **Lubricadas por aceite**
En este tipo de bombas todos los cojinetes del cabezal de descarga y el conjunto de la columna se lubrican con el aceite que proviene de un depósito montado sobre el cabezal de descarga, que puede operar manual o automático.

- b) **Lubricadas por agua**
En este tipo de bombas todas las chumaceras y cojinetes de hule están lubricadas con la misma agua que se extrae la bomba por su columna. Tiene un sistema de prelubricación que funciona manualmente; se opera antes del arranque del motor, y se cierra la válvula después de que la bomba este trabajando y realice su lubricación propia.

- c) **Grupo motor-bomba sumergible**
En el grupo motor-bomba sumergible; el motor está sumergido en el agua, colocado bajo los tazones con lo que se eliminan las flechas y los problemas que están acarreado.

- **Componentes de una bomba de pozo profundo.**

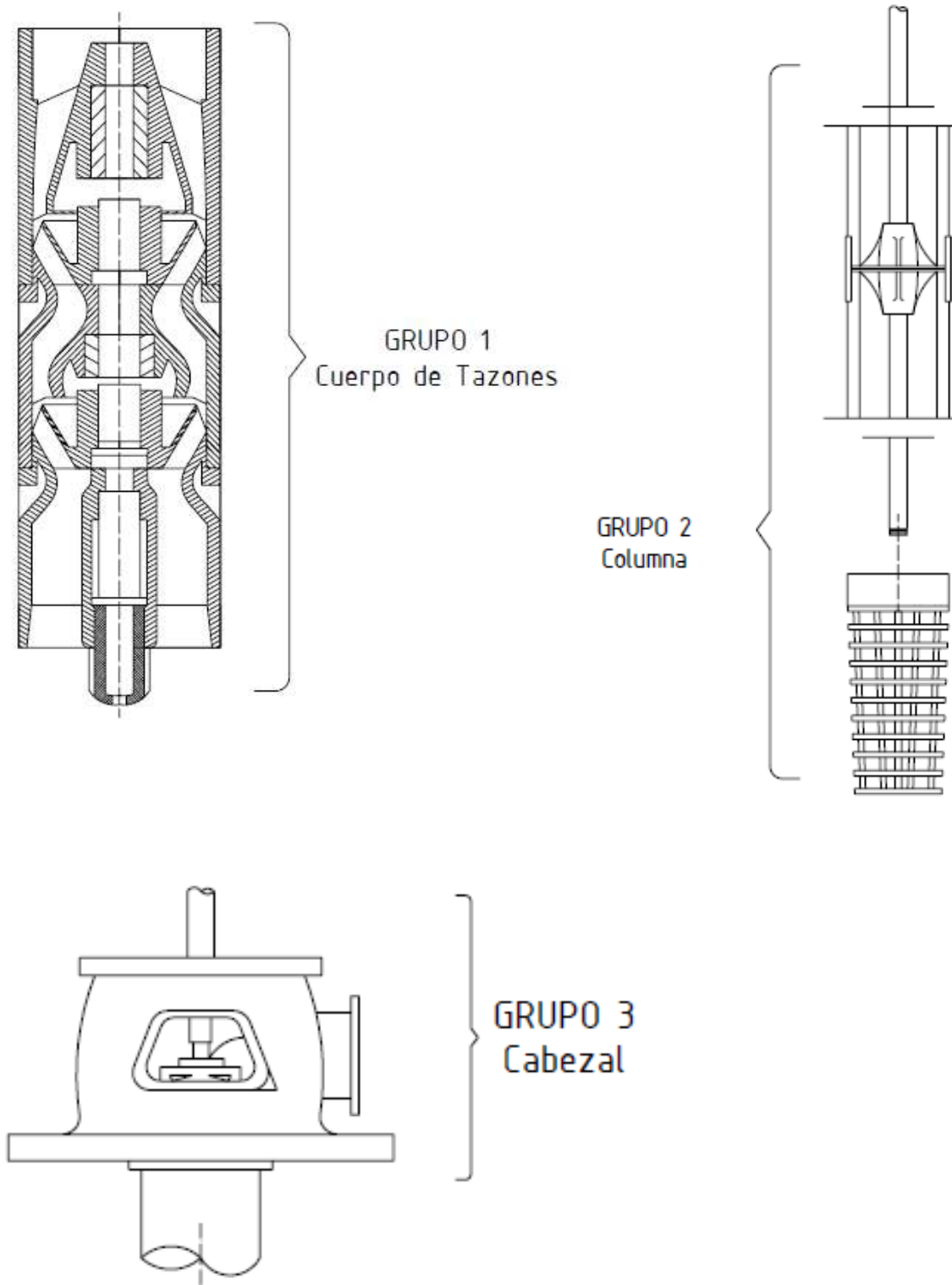
Cimentación:

Básicamente indica el tamaño y peso de la unidad de bombeo, las condiciones del terreno y los niveles de las crecientes de los canales, determinarán el diseño adecuado, el cimiento, anclaje, la longitud, la perforación y el diámetro del tubo de ademe; son resultados de estudios realizados a las necesidades.

El conjunto total de la bomba de pozo profundo, se divide en tres subconjuntos.

1. **Cuerpo de tazones:** Que comprende la sección de impulsores y tazones ensamblados.
2. **Columna:** que incluye coladera, tubos de succión, tubos de columna, flecas, coples y chumaceras.
3. **Cabezal:** que contiene cabezal de descarga incluyendo codo de descarga, soporte para el elemento motriz y caja de estopeño y en el caso de bombas lubricadas por aceite, el dispositivo de lubricación.

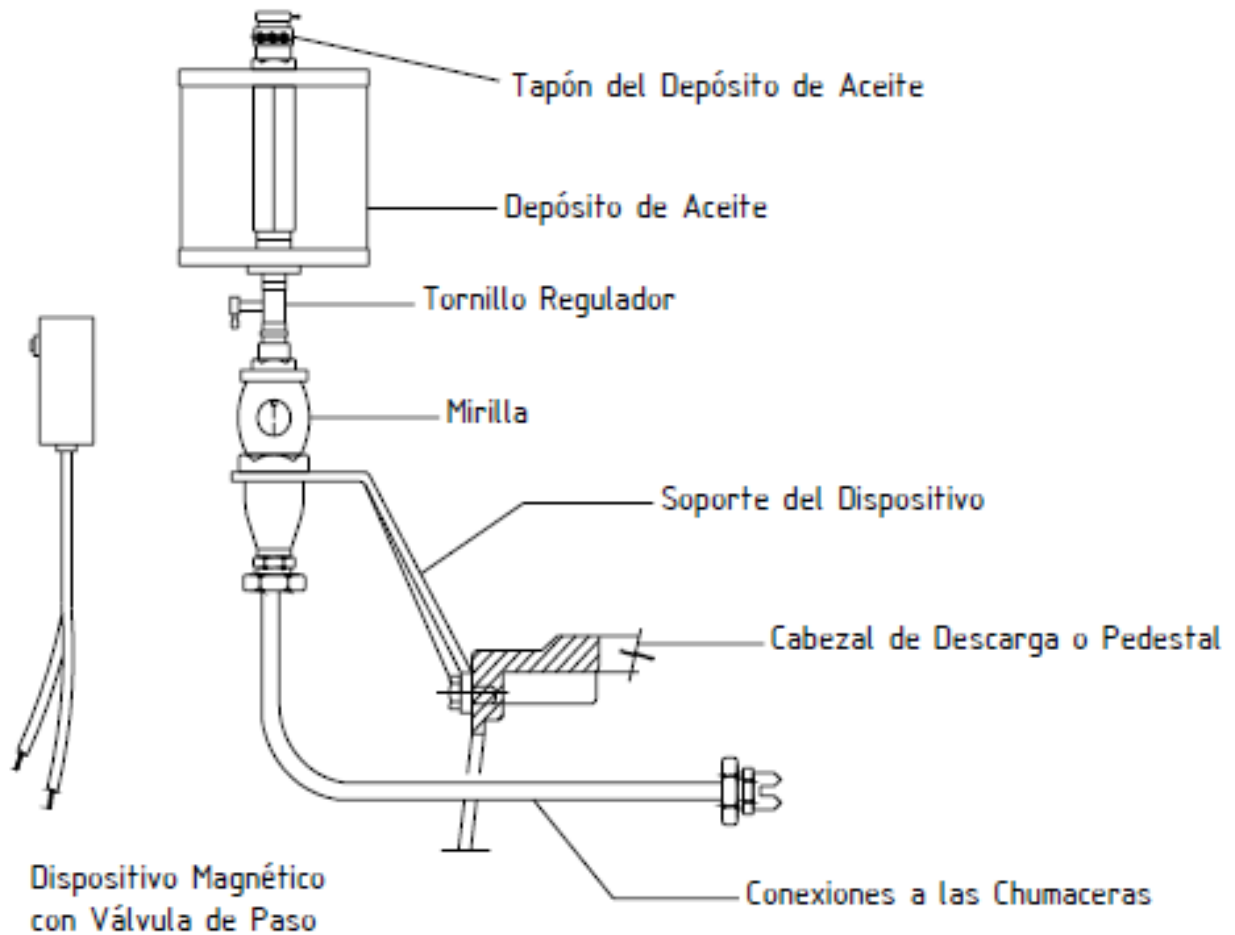
Fig. 5.1 Componentes de una bomba de pozo profundo



- Conjunto del cabezal de descarga, lubricación por aceite.

El cabezal de descarga es la parte de la bomba que soporta el peso del equipo. Tiene el pedestal donde se asienta el medio del impulsor, y por la parte inferior está suspendida toda a columna y el cuerpo de tazones.

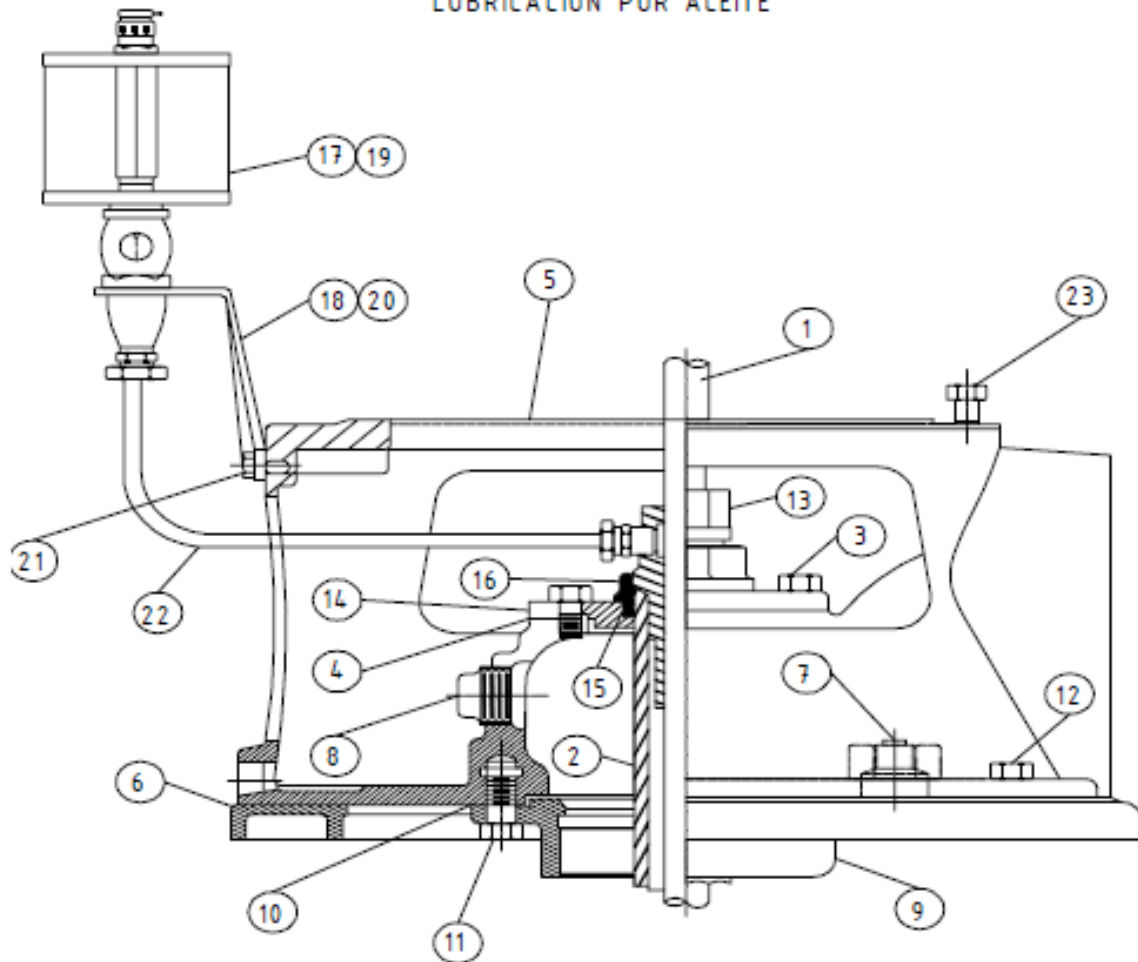
Los subensambles del conjunto del cabezal para la bomba lubricada por aceite, son los que se muestran en la figura, como se ve, está el cabezal, una tuerca tensora de cubierta (funda), y sus funciones son el mantener la cubierta de la flecha a una determinada tensión, así como evitar el contacto del lubricante con el agua que se está siendo bombeada.



**ESTE DISPOSITIVO LUBRICADO
POR ACEITE PUEDE SER MANUAL O AUTOMÁTICO**

Fig. 5.2 Conjunto del cabezal de descarga, lubricación por aceite.

PARTES DEL CABEZAL DE DESCARGA
LUBRICACION POR ACEITE



- | | |
|---------------------------------|--|
| 1.- Flecha Superior | 12.- Tornillo para Fijar Pedestal |
| 2.- Tubo Funda Superior | 13.- Chumacera Superior |
| 3.- Tornillos de Cab. Hexagonal | 14.- Plato Adaptador |
| 4.- Empaque del Plato Adaptador | 15.- Empaque |
| 5.- Cabezal de Descarga | 16.- Tuerca Tensora de Tubo Funda |
| 6.- Base de Cabezal | 17.- Aceitera Manual |
| 7.- Tapon para Pruebas | 18.- Soporte de la Aceitera Manual |
| 8.- Tapon | 19.- Aceitera Automatica (Solenoid) |
| 9.- Brida de Columna | 20.- Soporte de la Aceitera Automatica |
| 10.- Empaque para Brida | 21.- Tornillo para Soporte |
| 11.- Tornillos para Fijar Base | 22.- Tubo para Lubricación |
| | 23.- Tornillos para Fijar Motor al Cabezal |

Fig. 5.3 Partes del Cabezal de descarga lubricación por aceite.

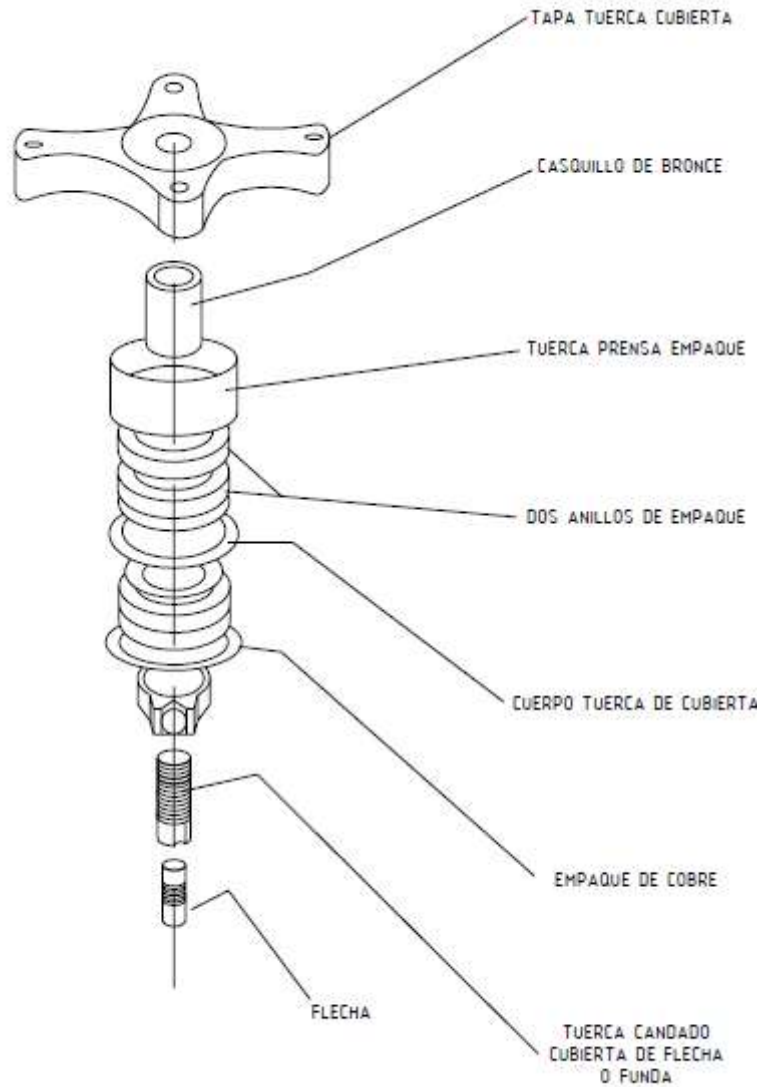
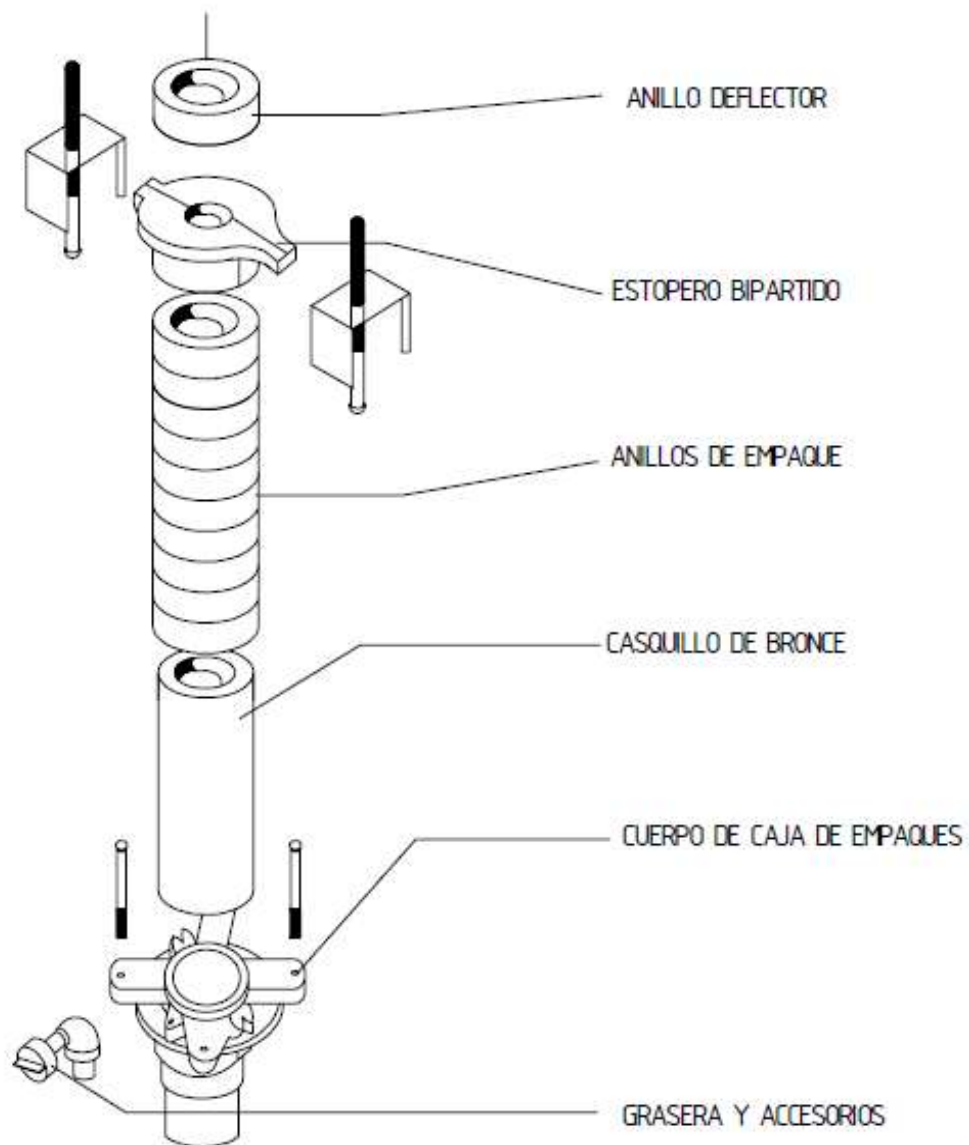


Fig. 5.4 Cabezal de descarga

El cabezal de descarga “Lubricación por agua” esta provista de una caja de empaques y una grasera que se opera manualmente, para engrasar un sistema de empaques con anillo separador o jaula que asegura una perfecta lubricación.

El prensa-estopa tipo bipartido que mantiene los empaques en el estopeño tiene un buje de bronce que sirve como garganta del estopeño y una chumacera.



- Conjunto de la columna de la bomba

La función que desempeña este conjunto es la de conducir el agua impulsada por el cuerpo de tazones a la superficie, así como sostener y dirigir los elementos de transmisión y lubricación de la unidad.

Un tramo completo de columna para bomba "Lubricada por aceite" se compone de las siguientes piezas:

- a) El tubo de columna con su respectivo cople.
- b) El tubo de cubierta o funda de aceite.
- c) La flecha de transmisión con su cople.
- d) La chumacera de bronce de rosca exterior.
- e) El estabilizador o "Araña de Hule"

Normalmente el material del tubo de la columna es de acero cédula 40 y roscado en los extremos para tope, la rosca es recta de 8 hilos por pulgada, el tubo de cubierta o funda de aceite es de acero extra fuerte, este tubo además de evitar contaminación de agua con el aceite, provee a la bomba de un soporte rígido t libre de

vibraciones, ya que sus extremos están maquinados especialmente para mantener una alimentación perfecta y una unión impermeable.

La flecha de transmisión es una barra de acero, con rosca (cuerdas) en ambos extremos, que permiten un ajuste a tope exacto y perfecto, la rosca que lleva en los extremos de acoplamiento es siempre izquierda, esta flecha transmite energía motriz en forma rotatoria a los impelentes (impulsores) de la bomba, por tal efecto, soporta todo el peso de la carga estática del líquido más su propio peso, de ahí que su fabricación es de acero estirado en frío.

Existe una chumacera de bronce en la cual gira la flecha y además desempeña la función de coplee unión entre cubiertas (camisas), formando así la columna interior o de aceite.

5.8 Accesorios

A continuación damos una breve explicación de los accesorios que complementaran la instalación de la bomba, con la finalidad de conocer la finalidad que tiene cada uno de estos en la tubería y el funcionamiento de esta.

- Clases de tuberías

Dentro de los materiales con los que son construidas las tuberías se pueden clasificar principalmente dentro de dos grupos. Los cuales son:

- Tuberías Metálicas
- Tuberías no Metálicas

- Tuberías metálicas

Dentro de los materiales de fabricación de las tuberías el más utilizado es el acero al carbón. Este es fabricado en gran variedad de tamaños y formas para facilitar su obtención.

Para condiciones de trabajo en las cuales sea necesaria una buena resistencia a la corrosión se recomiendan aquellas cuyo material de fabricación sean aleaciones de níquel y cromo.

Tuberías de aluminio sin costuras son construidas para algunas dimensiones estándar y para tuberías extrafuertes.

- Tuberías de acero y hierro dulce:
Este tipo de tuberías se usa para transportar vapor de agua, aceites, y gases y se utiliza muy comúnmente en aquellos casos donde haya altas temperaturas y presiones. Las tuberías de acero y hierro dulce se especifican por el diámetro nominal, el cual es siempre menor que el diámetro interno (DI) real de la tubería. Hasta hace poco, este tipo de tuberías se conseguía entre clases únicamente: “estándar”, extrafuerte y doble extrafuerte. Para usar accesorios comunes en estas diferentes clases de tuberías, el diámetro externo (DE) es el mismo y el metal adicional se añade interiormente disminuyendo el diámetro interior (DI) para aumentar el espesor de las paredes de las tuberías extrafuertes y doble extrafuertes.

Debido a la demanda de una gran variedad de tuberías en usos donde se encuentran presiones y temperaturas muy elevadas, el ASA y la CSA distinguen diez clases diferentes de tuberías, cada una de ellas identificada por un número de Schedule. La tubería estándar se conoce como tubería Schedule 40 y la tubería extrafuerte como tubería Schedule 80. Las tuberías con diámetros superiores a 12 pulgadas se conocen como tuberías de diámetro externo (DE) y el diámetro nominal es el diámetro externo (DE) de la tubería.

- Tuberías de hierro fundido:

Este tipo de tuberías se instala frecuentemente bajo tierra para transportar agua, gas y aguas negras. También se usan en conexiones para vapor a baja presión. Los acoplamientos de tuberías de hierro fundido generalmente son del tipo de bridas o del tipo campana y espigo.

- Tuberías no metálicas.

Las tuberías no metálicas utilizadas en procesos industriales están fabricadas en una gran variedad de materiales dentro de los cuales se destacan:

- Plásticos, Cerámicos, Vidrio, Sílice fundida, Carbón, Rubber.

De todos estos materiales, el grupo más utilizado es el de los plásticos. Las tuberías de plástico tienen gran resistencia a las soluciones alcalinas, cerca de todo tipo de ácidos y otros fluidos corrosivos.

Además son resistentes a todo tipo de bacteria, algas y principalmente son no tóxicas.

La mayor importancia se obtiene cuando el proceso debe de estar libre de contaminación. Las tuberías de plástico ofrecen la ventaja de pesar la mitad o menos de la gran mayoría de las tuberías metálicas.

La principal desventaja de las tuberías de plástico es la tendencia de estos a sufrir algún tipo de deformación cuando están sometidas a determinadas temperaturas de trabajo e igualmente a determinados esfuerzos de trabajo, también hay que tener en cuenta la facilidad con que las tuberías de plástico se rompen bajo una carga elástica.

Por otra parte los termoplásticos tienen una gran importancia comercial en las tuberías de poliestireno PE, PVC, ABS, CAB.

- Soportes

La importancia de soportar la tubería correctamente es uno de los principales aspectos a considerar en el diseño de tuberías. El tema está relacionado con la dilatación y la flexibilidad de las tuberías y los esfuerzos impuestos no deben exceder los valores admisibles para el tubo, ya que de otro modo pueden producirse atascos junto con deformaciones indebidas de las uniones. También deben considerarse las estructuras locales desde las que han de ser soportadas las tuberías.

- Soportes de tubos para tuberías a temperatura ambiente.

El elemento más importante al estudiar los soportes de tubos es el vano admisible del tamaño del tubo, los tramos de tubería no son siempre sencillos o rectos. Se encuentran con frecuencia válvulas pesadas u otros elementos similares pesados y estas cargas concentradas han de tenerse en cuenta. Además el punto más importante es asegurarse de que el tendido aprovecha al máximo las condiciones locales para hacer los soportes.

El enfoque matemático para hacer el vano admisible entre los soportes utiliza las fórmulas de las vigas, los esfuerzos flectores máximos y las flechas resultantes. Normalmente, se supone que los tubos están simplemente apoyados o que son vigas continuamente apoyadas.

- Tubos de fundición gris y fundición dúctil.

Los tubos de fundición en tramos largos y rectos se consideran, en general, como vigas continuas. Para asegurar que bridas no sufren elevados esfuerzos, los soportes deben situarse de modo que las bridas estén tan cerca como sea posible de los puntos de momento flector nulo. Los soportes, deben situarse en el tercio medio de tramos alternados, lo que significa que los centros de soporte máximo están en función de las longitudes normalizadas.

- Selección de los soportes.

Hablando en sentido amplio, hay dos tipos de soportes de suspensión que se pueden emplear para adaptarse a los movimientos verticales:

- El soporte de carga constante.
- El soporte de carga variable de resorte.

El soporte de carga variable de resorte se utiliza para absorber pequeños movimientos verticales de hasta 50 ó 60 mm aproximadamente. No crea una fuerza constante sobre el conducto, es decir, la fuerza varía según el grado de compresión o expansión del resorte, lo que está en función del desplazamiento del mismo.

Se emplean en sistemas no críticos, aunque, si el movimiento es pequeño, pueden emplearse en sistemas críticos.

El soporte de carga constante es un dispositivo mecánico que incorpora un resorte que trabaja a compresión, que debido a su geometría una fuerza de sustentación constante en cualquier posición de su recorrido. Hablando en términos generales, el soporte de carga constante es necesario si el movimiento vertical excede de 60 mm.

- Válvulas

Son un dispositivo mecánico para controlar, retener, regular, o dar paso a cualquier fluido entubado.

Existen numerosos tipos de válvulas diseñadas para cierto tipo de uso. En la selección de la válvula se requiere de los siguientes datos: Tipos de fluido, material, presión, tipo de unión, temperatura, diámetro, etc.

- Tipos de válvulas

Existe una gran variedad de válvulas, las más comunes son:

- Válvulas tipo compuerta:

Es utilizada para el flujo de fluidos limpios y sin interrupción, este tipo de válvula no es recomendable para estrangulamiento ya que posee un disco que se alterna en el cuerpo lo que causaría una erosión arruinando su funcionamiento.

En las válvulas de compuerta el área máxima del flujo es el área del círculo formado por el diámetro nominal de la válvula, debido a esto es que se recomienda el uso en posiciones extremas, es decir, completamente abierta o completamente cerrada, ya que de ser así ofrecen la mínima resistencia al paso del fluido y así su caída de presión es muy pequeña.

Existen diferentes tipos de válvula de compuerta, los que se diferencian mayormente por el tipo de disco de cierre, como lo son: válvula de compuerta tipo cuña sólida, tipo flexible, tipo abierta, válvula de guillotina, válvula de cierre rápido.

Normalmente este tipo de válvulas son construida en su cuerpo de latón, bronce, hierro, acero fundido. En su interior normalmente son de bronce, acero inoxidable, acero aleado, monel, cromo, estelita o molibdeno.

Dependiendo del uso que se le dé a la válvula y del tipo de fluido va a cambiar el material de construcción. Otro cambio que surge es el tipo de unión, a veces es con hilo, otras para soldadura, otras es con brida.

- **Válvula de retención:**

Las válvulas de retención se usan como medida de seguridad para evitar que el flujo retroceda en la tubería, también se usan para mantener la tubería llena cuando la bomba no está funcionando automáticamente.

Este tipo de válvula se usa en serie con las de compuerta y funcionan en posición horizontal o vertical.

La presión del fluido circulante abre la válvula; el peso del mecanismo de retención y cualquier inversión en el flujo la cierra.

Existen distintos tipos de válvulas de retención y su selección depende de la temperatura, caída de presión que producen y la limpieza del fluido.

Ciertas válvulas de retención se pueden equipar con pesos externos. Esto producirá el cierre rápido del disco.

Este tipo de válvula se compone principalmente de asiento, cuerpo, disco, pasador oscilante.

Las válvulas de retención de bisagra constan de un disco colocado sobre el agujero de la válvula. Cuando no hay flujo el disco permanecerá contra el asiento debido a la gravedad. Notar que este tipo de válvula es unidireccional o sea el flujo corre en un solo sentido.

Este tipo de válvulas se puede poner en posición vertical como horizontal, notando que en la posición vertical debe estar con flujo ascendente.

Las válvulas de retención de bisagra se fabrican con una amplia gama de materiales: bronce, hierro, hierro fundido, acero forjado, monel, acero fundido y acero inoxidable. Los extremos pueden ser de rosca, con brida o soldados.

Un tipo especial de válvula de retención es la especial para vapor. Esta se utiliza en las instalaciones de calderas para evitar contracorriente de vapor.

En este tipo de válvulas el vástago no queda conectado al disco, solo sirve para mantener el disco en el asiento. Si el vástago sube, la presión del vapor levanta el disco permitiendo el paso de vapor.

Otros tipos de válvulas de retención son: válvulas de retención tipo columpio, chapaleta, tipo pistón, tipo bola o balón.

Capítulo 6

Análisis Económico

En todos los servicios, obras e instalaciones que se realizan están presentes todas las áreas además de la ingeniería, como las administrativas y contables debido a la importancia de los presupuestos y problemas legales. A continuación daremos algunas definiciones que nos servirán para entender mejor el análisis económico que se presenta, pues aunque no estamos enfocados en el área contable, si es importante reconocer los distintos conceptos que lo conforman.

6.1 Conceptos teóricos

Contabilidad de Costos.

La contabilidad de costos se ocupa de la clasificación, acumulación, control y asignación de costos, de acuerdo a patrones de comportamiento, actividades y procesos con los cuales se relacionan productos y otras categorías, dependiendo del tipo de medición que se desea. Los costos pueden acumularse por cuentas: trabajos, procesos, productos u otros segmentos del negocio.

Teniendo esta información, se calcula, informa y analiza el costo para realizar diferentes funciones como la operación de un proceso, la fabricación de un producto y la realización de proyectos especiales.

Presupuesto:

Estimación programada de manera sistemática, de las condiciones de operación y de los resultados a obtener por un organismo en un periodo de tiempo determinado.

Plan financiero que sirve como estimación sobre operaciones futuras como, entradas, salidas, gastos, costos, ventas o cualquier otro evento, a ocurrir en un periodo determinado. Se le conoce con el nombre de la operación que presenta como se planean los gastos y los ingresos.

El presupuesto surge como una herramienta moderna de planeación y control al reflejar el comportamiento de los distintos indicadores económicos.

6.1.1 Presupuesto de producción

Objetivos específicos

- Establecer los nexos entre los objetivos mercantiles y las diversas decisiones atinentes al campo fabril, programación de la producción, administración de inventarios, planeación del abastecimiento, control de calidad, desarrollo industrial de productos, y gestión del mantenimiento.
- Destacar la selección de las alternativas existentes en cuanto a los campos de acción encomendados a la gerencias de la producción, planeamiento, control de calidades y cantidades, exigencias de mano de obra, movimiento de inventarios, y distribución de la planta fija tiene implicaciones financieras y se reflejan en las proyecciones presupuestales.

6.1.2 Presupuesto de mano de obra

Este presupuesto incorpora los costos de la mano de obra directa que asumirá la empresa para cumplir el plan de producción previamente seleccionado. Para el caso de empresas industriales, la mano de obra está representada por los operarios que prestan su concurso directamente en las labores de transformación de materias primas o de ensamble de partes y componentes.

La determinación de los recursos presupuestales previstos para financiar la remuneración de los operarios es clave porque contribuye a la cuantificación de los costos unitarios, al establecimiento de precios, a la elaboración del flujo de caja y al ejercicio del control.

6.2 Definición de términos

- Estación de trabajo: Sitios o lugares de trabajo del proceso industrial donde se transforman los insumos o se ensamblan las partes o componentes de un producto.
- Estándar: Coeficiente de consumo de materias primas o de requerimiento de mano de obra por parte de un producto específico.
- Capacidad Máxima: Capacidad teórica de ingeniería o de diseño, basada en el supuesto del pleno empleo de los medios productivos.
- Capacidad Práctica: Nivel de utilización de la capacidad de producción instalada en que se opera con la mayor eficiencia.
- Plantilla Laboral: Número de operarios comprometidos directamente en las tareas productivas, en cuya determinación intervienen las especificaciones técnicas de los equipos y las exigencias laborales derivadas de los planes de producción.
- Costo de Producción: Integra los costos del material directo de la mano de obra y de los gastos indirectos asignados por unidad de producto.
- Sistema de Producción: Comprende la articulación y la sincronización de los elementos materiales, físicos y humanos que convergen a la preparación de productos por ubicar en los canales de comercialización.
- Costos Directos: Son aquellos identificados claramente con una actividad, un nivel organizacional o un producto.
- Control de Producción: Planeamiento, curso, programación, que se efectúan en la preparación de mercancías o servicios, con objeto de coordinar hombres y máquinas, de tal manera que se cumpla con las normas establecidas de calidad, cantidad, tiempo, lugar y costos lo más bajo posible.
- Costo Fijo: Costos que se tienen, aun cuando el pozo se encuentre fuera de operación; básicamente los aspectos de depreciación, inversión, seguros y mantenimiento, de pozo, bomba, y obra civil, además de los sueldos del personal y todos los demás costos fijos que se puedan determinar.
- Costo Variable: Son aquellos que se generan durante la explotación del pozo y que por tanto están afectados por la operación del mismo.

6.3 Cotización de material

A continuación presentamos las piezas necesarias para la bomba elegida en el capítulo 4.

	Descripción	Unidad	Cantidad	Costo Unitario	Total
1	Tubería para la columna, de 3.05 m Ced. 20, 260 mm de diámetro interior.	Pza.	27	\$1,925.00	\$54,975.00
2	Colador cónico de 254mm x 0.46 mm.	Pza.	1	\$3,600.00	\$3,600.00
3	Cople de 203 mm de diámetro.	Pza.	27	\$450.00	\$12,150.00
4	Porta chumaceras y arañas.	Pza.	8	\$190.00	\$1,520.00
5	Manómetro de 14 kg/cm y carátula de 4".	Pza.	1	\$900.00	\$900.00
6	Válvula de admisión y expulsión de aire de 51 mm de diámetro.	Pza.	1	\$2,200.00	\$2,200.00
7	Válvula de compuerta briada de 203 mm de diámetro	Pza.	1	\$4,950.00	\$4,950.00
8	Válvula de retención briada de 203 mm de diámetro.	Pza.	1	\$5,600.00	\$5,600.00
9	Briada de traslape de 203 mm de acero ASTM-SLI de 10kg/cm (120 lb/pulg).	Pza.	6	\$1,200.00	\$7,200.00
10	Codo de 90 de acero de diámetro de 203 mm para el cabezal de descarga.	Pza.	1	\$900.00	\$900.00
11	Empaque de plomo de diámetro de 203 mm.	Pza.	20	\$85.00	\$1,700.00
12	Tornillos cadminizados con cabeza hexagonal de 19 mm de diámetro.	Pza.	160	\$18.00	\$2,880.00
13	Tuerca cadminizada hexagonal de 19 mm de diámetro.	Pza.	160	\$11.00	\$1,760.00
14	Cabezal de descarga.	Pza.	1	\$32,000.00	\$32,000.00
15	Bomba centrífuga vertical tipo turbina Mod. 15C-277 Marca DEMIGN WDM o similar de 2 pasos.	Pza.	1	\$420,000.00	\$420,000.00
16	Motor eléctrico vertical de inducción alto empuje axial Marca IEM flecha hueva de 93.2 Kw, 3F, 440 Volts, 4 polos, 170 rpm.	Pza.	1	\$70,000.00	\$70,000.00
17	Arrancador para 125 HP, 3F, 440 Volts, a tensión reducida.	Pza.	1	\$43,000.00	\$43,000.00
18	Interruptor general tipo navaja de 300 A, 220 volts.	Pza.	1	\$12,300.00	\$12,300.00
19	Cable AWG 4/0	Mts.	12	\$285.00	\$3,420.00
20	Tubo conduit pared gruesa de 64 mm de diámetro.	Mts	10	\$75.00	\$750.00

21	Condulet tipo LR de 64 mm de diámetro.	Pza.	6	\$160.00	\$960.00
22	Transformador de 150 KVA, 220V.	Pza.	1	\$160,000.00	\$160,000.00
23	Soportes y herrajes.	Lote	1	\$1,500.00	\$1,500.00
24	Codo de 45 de acero de diámetro de 203 mm para longitud y trayecto de la tubería de descarga.	Pza.	4	\$700.00	\$2,800.00
25	Montaje e instalación de equipo de bombeo.	Lote	1	\$43,000.00	\$43,000.00
26	Mano de obra para la instalación eléctrica.	Lote	1	\$14,800.00	\$14,800.00
27	Mano de obra para la instalación de tubería de acero, PVC, válvulas y accesorios.	Lote	1	\$18,500.00	\$18,500.00
28	Mano de obra para pintar la caseta, bomba, motor, válvulas, y accesorios.	Lote	1	\$7,600.00	\$7,600.00
29	Pintura en caseta, tubería y accesorios en general	Lote	1	\$6,000.00	\$6,000.00
Subtotal				\$933,965.00	
IVA				\$140,094.75	
Total				\$1,074,059.75	

Los precios del ejercicio son precios del 2013, alterados por el índice de precios al consumidor del 2015, para que tuviéramos los datos más actuales, y los cálculos sean los más exactos y aplicables para la vida diaria.

Para determinar el pago de las contribuciones y sus accesorios, se utiliza el índice nacional de precios al consumidor (INPC) que se da a conocer por el Instituto Nacional de Estadística y Geografía e Informática (INEGI) y se publica en el Diario Oficial de la Federación en los primeros diez días del mes siguiente al que corresponda.

Mes	Índice	Fecha de publicación en el DOF
Noviembre	*118.051	10 de diciembre de 2015
Octubre	*117.410	10 de noviembre de 2015
Septiembre	*116.809	09 de octubre de 2015
Agosto	*116.373	10 de septiembre de 2015
Julio	*116.128	10 de agosto de 2015
Junio	*115.958	10 de julio de 2015
Mayo	*115.764	10 de junio de 2015
Abril	*116.345	08 de mayo de 2015
Marzo	*116.647	10 de abril de 2015
Febrero	*116.174	10 de marzo de 2015
Enero	*115.954	10 de febrero de 2015

* El Banco de México, con la participación del INEGI, ha resuelto actualizar la base del índice nacional de precios al consumidor y las metodologías que se utilizan para compilarlo. El periodo de referencia es la segunda quincena de diciembre de 2010.

Ejercicio:

Los costos del bombeo del agua subterránea tienden a ser de mayor interés conforme los niveles freáticos y superficies piezométricas continúan declinando y el costo de energía continúa incrementándose. De la hidráulica, sabemos que la energía utilizada se calcula con la expresión:

$$Potencia = \frac{Q\gamma H}{\eta}$$

Donde:

$$\begin{aligned} \gamma &= \text{peso específica del agua} \\ \eta &= \text{eficiencia de la bomba} \\ H &= h_{estática} + h_{dinámica} \end{aligned}$$

La carga estática es dada por:

$$h_{estática} = \text{elevación inicial} + \text{pérdidas de pozo} + \text{pérdidas por penetración parcial}$$

Mientras que la carga dinámica es dada por las pérdidas de formación:

$$h_{dinámica} = s(r_w, t)$$

En términos de costo, un paga por la energía utilizada. La energía total usada puede calcularse:

$$Energía\ utilizada = \int Potencia\ dt$$

Mientras el costo es calculado de la energía total usada y el costo por kw-hr:

$$Costo = x \left(\frac{\$}{kw - hr} \right) * energía\ usada$$

Por lo tanto, para calcular el costo del agua bombeada, queremos evaluar la energía usada. La energía estática usada es fácilmente calculada con:

$$Energía\ estática\ usada = \frac{Q\gamma h_{estática}t}{\eta}$$

Para la energía dinámica usada, tenemos que:

$$\frac{Q\gamma}{\eta} \int_0^t dt = \frac{Q\gamma}{\eta} * \frac{Q}{4\pi T} \int_0^t W(u)dt = \frac{Q\gamma}{\eta} * \frac{Q}{4\pi T} t(W(u_t) - 1) = \frac{Q\gamma}{\eta} t(s(r_w, t) - \frac{Q}{4\pi T})$$

Por lo tanto, la energía total usada (E.T.U) es dada por:

$$E. T. U. = \frac{Q\gamma t}{\eta} (h_{estática} + s(r_w, t) - \frac{Q}{4\pi T})$$

Cuando se evalúan la energía usada y los costos de energía (potencia), la cuestión es jugar con las unidades. Un conjunto de unidades consistente es provisto por $Q=m^3/día$, $\gamma = 9.81\ kN/m^3$, $t=días$, $h,s= metros$, y $T=m^2/d$. Entonces, la E.T.U. es dada en términos de $kN-m=Kj$. El costo total se calcula con:

$$x \left(\frac{\$}{kW - hr} \right) * \frac{1\ hr}{3600\ seg} * E. T. U. (kJ)$$

* NOTA: 1 Kj=1KN-m; 1Kw=kj/s=1.341HP.

EJEMPLO:

Un pozo de radio $r_w = .40 \text{ m}$ produce agua de un acuífero confinado a un caudal de $Q=1000\text{m}^3/\text{día}$ Para un período de 6 meses por año. ¿Cuál es el costo de la energía anual si la tarifa unitaria es $X= 0.09 \text{ \$/kw/hr}$? Considerar que $\eta = 0.7$, que el nivel del agua se recupera cada año, y que la elevación estática es $h_{estática}=20 \text{ m}$. Los parámetros del acuífero son $T=150 \text{ m}^2/d$ y $S=0.0002$. Para estos datos, la elevación dinámica se calcula con la ecuación de Cooper- Jacob para flujo transitorio en pozos captando un acuífero confinado como sigue:

$$s = \frac{Q}{4\pi T} \text{Ln} \left(\frac{2.25 T t}{r^2 S} \right) = \frac{1000\text{m}^3/\text{día}}{4\pi (150\text{m}^2/d)} \text{Ln} \left(\frac{2.25(150\text{m}^2/d)(365 \text{ días})}{(0.4\text{m})^2(0.0002)} \right) = 11.34 \text{ m}$$

La ecuación de E.T.U. nos da:

$$E. T. U. = \frac{Q\gamma t}{\eta} (h_{estática} + s(r_w, t) - \frac{Q}{4\pi T})$$

$$E. T. U. = \frac{1000\text{m}^3/\text{día}(9.81 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3})(365 \text{ días})}{0.7} ((20 \text{ m} + 11.34\text{m}) - \frac{1000\text{m}^3/\text{día}}{4\pi(150\text{m}^2/d)})$$

$$E. T. U = 7.88 \times 10^7 \text{ kJ}$$

La ecuación de nuestro costo total anual de consumo de energía es:

$$C. T. E = x \left(\frac{\$}{\text{kw} - \text{hr}} \right) * \left(\frac{1\text{hr}}{3600 \text{ seg}} \right) * E. T. U.$$

$$C. T. E = 0.09 \left(\frac{\$}{\text{kw} - \text{hr}} \right) * \left(\frac{1\text{hr}}{3600 \text{ seg}} \right) * 7.88 \times 10^7 = \$1,970.00$$

Conclusiones

- 1- Se logró el objetivo de aplicar los conceptos, características físicas y elementos mecánicos a un caso práctico de selección de una bomba y un motor eléctrico, en donde la bomba cumple con el requerimiento principalmente del gasto necesario, con una eficiencia y potencia eléctrica aceptable, y la carga total a vencer para elevar el agua al punto que se requiera disponer de ella.
- 2- Se considera para dicho análisis la carga dinámica total, en donde se proponen accesorios que permiten un desplazamiento del líquido sin sufrir grandes pérdidas, haciendo más eficiente el sistema.
- 3- Al proponer la bomba vertical tipo turbina, se tiene presente de que es necesario alcanzar una cierta profundidad, en donde otras bombas no proporcionan los elementos para poder llegar al nivel deseado del líquido.
- 4- Después de realizar los cálculos y analizar los costos, determinamos que la bomba cumple con las expectativas de producción, por lo tanto, la recuperación de la inversión está programada para cinco años, considerando un mantenimiento correctivo una vez al año, por lo que a partir del quinto año se empezará a obtener ganancia con respecto a la utilización de la bomba, pues ya que todo será beneficio.
- 5- Se logró desarrollar una guía didáctica la cual apoyará al usuario en la rama de la hidráulica de la ingeniería civil en la orientación de cómo llevar a cabo la selección de bombas, para la extracción de aguas subterráneas a cualquier profundidad deseada en un pozo.

Apéndice

A.1. Simbología.

A.1.1. Símbolos.

B

B_{KW} : Potencia al freno o de entrada en la bomba, Expresada en (Kw)

E

Empuje Axial

E_{A1} : Motor abierto a prueba de goteo.

E_{A2} : Motor totalmente cerrado con ventilación exterior.
Con motor vertical trifásico marca IEM, de inducción, jaula de ardilla, alto empuje axial, flecha hueca y sólida.

C

CDT: Carga Dinámica Total
Expresada en (m) del líquido que se maneja.

D

D_I : Diámetro interno de la tubería, expresada en (m)

F

f : Coeficiente de rozamiento.
El factor de rozamiento es adimensional y depende de la velocidad, del diámetro de la tubería, de la densidad, viscosidad del fluido y rugosidad relativa.

f_e : Factor eléctrico, adimensional.

f_E : Factor de empuje axial; Expresado en (kgf/m)

G

g : Aceleración debido a la gravedad. (9.807 m/s^2)

H

H_e : Carga estática total.
La carga estática total, es la distancia vertical entre los niveles de succión y descarga. Expresado en (m) del líquido que se maneja.

$h_{f_{1 \rightarrow 2}}$: Carga de fricción.
Pérdidas de carga por rozamiento. La carga de rozamiento es la columna en metros de líquido que se maneja, equivalente y necesaria para vencer la resistencia de las tuberías de succión, descarga y de sus accesorios. Varía de acuerdo con la velocidad del líquido, tamaño, tipo y condiciones interiores de las tuberías y naturaleza del líquido que se maneja.

h_s : Carga estática de succión.

- Positiva; Se tiene cuando la fuente de suministro está por arriba de la línea central de la bomba. Es decir, es la distancia vertical que existe entre la línea central de la bomba al nivel del líquido que va a ser bombeado.
- Negativa; Se tiene cuando la fuente de alimentación está por debajo de la línea central de la bomba. Así la altura estática de succión, es la distancia vertical que existe entre la línea central de la bomba al nivel del líquido que va a ser bombeado.

NOTA: No se consideran las pérdidas por rozamiento en la tubería y sus accesorios.

h_v : Carga estática de velocidad.
La carga de velocidad, de un líquido que se mueve a cualquier velocidad dentro de un tubo, tiene una energía cinética debida a su movimiento. La carga de velocidad es la distancia de caída necesaria para que un líquido adquiera una velocidad dada. Expresada en (m) del líquido que se maneja.

h_d : Carga estática de descarga.
Es la distancia vertical entre el eje central de la bomba y el punto de entrega libre del líquido. Expresada en (m) del líquido que se maneja.

M

m : Gasto másico. Expresado en, (Kg/s)

N

N_{PSH} : Carga neta positiva de succión.
Expresada en (m) del líquido que se maneja.

N_{PSHD} : Carga neta positiva de succión disponible.
Es proporcional a la cantidad (Q) manejada por la bomba. Expresada en (m), del líquido que se maneja.

N_{PSHB} : Carga neta positiva de succión requerida en la bomba.
Expresada en (m), del líquido que se maneja.
Es la carga positiva, en metros de columna del líquido bombeado, que se necesita en la succión de la bomba para mantener el líquido arriba de su presión de succión de vapor y superar las caídas de presión. Depende del diseño de la bomba y varía con la velocidad de la bomba y la capacidad; el fabricante proporciona dicho dato.

P

P : Presión. Expresada en (Pa)

P_{atm} : Presión atmosférica.
Presión atmosférica en San Luis Potosí, (1003.7 mb) sobre el nivel del mar (mb=milibar)

P_v : Presión de vapor.
La presión de vapor de un líquido a cierta temperatura, es aquella presión a la que se vaporiza rápidamente si se agrega calor al líquido o si la presión a la cual el vapor a una temperatura dada se condensa (al líquido se le quita el calor). Expresado en (Pa), (m.c.a.)

Q

Q : Gasto, Expresado en (m^3/s)

V

V : Velocidad del líquido.
Velocidad promedio del fluido en la tubería, en (m/s)

V_1, V_2 : Velocidades (1,2)
Velocidad que experimenta el fluido en los puntos (1,2) respectivamente, expresada en (m/s).

W

W_{KW} : Potencia hidráulica, Expresada en (Kw)

A.1.2. Letras griegas.

- γ : Peso específico del fluido a la temperatura de bombeo, en (N/m^3)
- Δh : Incremento de la carga hidráulica (*En la tubería*)
- ε : Rugosidad absoluta, en $(m, pies)$
- ε/D : Rugosidad relativa (*Adimensional*)
- η : Eficiencia de la bomba, rendimiento (*Adimensional, expresada en %*)
- ρ : Densidad del fluido, en (Kg/m^3)
- ν : Viscosidad cinemática, en (m^2/s)
- ϕ : Diámetro del impulsor, en (mm)

A.2. Símbolos del sistema hidráulico.



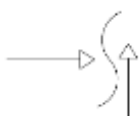
Bomba



Válvula de retención (Check)



Unión bridada



Válvula de Expulsión de aire



Válvula de Globo



Manómetro



Válvula de compuerta



Codo de 45°



Depósito



Tubería

A.3. Definiciones.

A

Ademe:

Tubo generalmente metálico o de policloruro de vinilo (PVC), de diámetro y espesor definidos, liso o ranurado, cuya función es evitar el derrumbe o el colapso de las paredes del pozo que afecten a la estructura integral del mismo; En su porción ranurada, permite el flujo de agua hacia los elementos mecánicos de impulsión de la bomba.

B

Bomba:

Máquina hidráulica que convierte la energía mecánica en energía de presión transferida al agua.

Bomba sumergible:

Máquina hidráulica que convierte la energía mecánica en energía de presión, transfiriéndola al fluido; construida especialmente para trabajar acoplada directamente a un motor eléctrico sumergible.

Bomba vertical tipo turbina con motor externo eléctrico vertical:

Diseño específico de una bomba centrífuga que opera con el eje de rotación vertical y parcialmente sumergida en el fluido que maneja; su mayor aplicación es la extracción de agua de pozos profundos para irrigación, abastecimiento municipal y abastecimientos industriales.

C

Capacidad de una bomba:

El requisito principal de una bomba es el de entregar la cantidad correcta del líquido (Q) contra la carga (H) existente en el sistema.

Capacidad:

Las condiciones de la aplicación fijan la capacidad requerida. La columna (H) y capacidad (Q) tiene quizá la misma categoría.

Contraademe:

Tubería, generalmente de acero, utilizada en la ampliación de la parte superior de un pozo, cuya función es evitar derrumbes, entradas de agua superficiales e infiltraciones que contaminen el acuífero.

N

Nivel Freático:

Nivel superior de la zona saturada de agua en el subsuelo, en el cual el agua contenida en los pozos se encuentra sometida a la presión atmosférica.

T

Temperatura implicada en la bomba:

La densidad del líquido cambia con la temperatura, es importante señalar la temperatura a las condiciones de bombeo, cuando se señala la capacidad requerida.

El agua fría entre (0°C a 27°C) se supone generalmente con una densidad constante.

El cambio de la densidad se convierte en un factor considerable para los cálculos de la capacidad de la bomba.

P

Pozo:

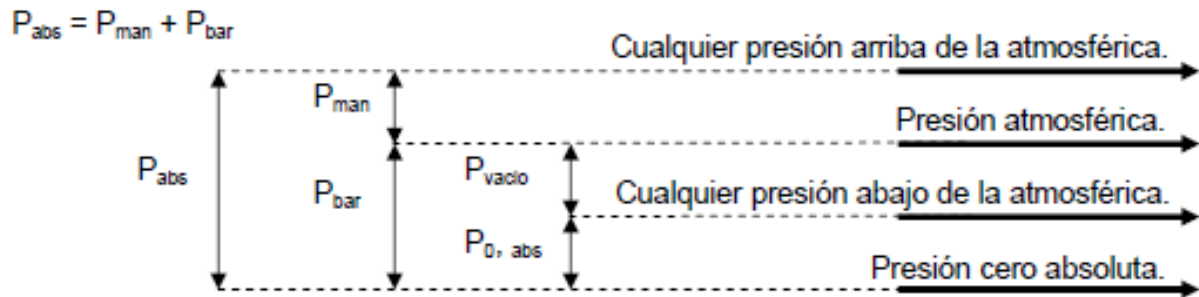
Obra de ingeniería, en la que se utilizan maquinarias y herramientas mecánicas para su construcción, para permitir extraer agua del subsuelo.

Presión:

En los problemas que implica una bomba se acostumbra generalmente los tipos de presión.

- 1) Absoluta:
Es la presión arriba del cero absoluto, puede encontrarse arriba o debajo de la presión atmosférica existente en el punto de consideración.
- 2) Barométrica:
Es la presión atmosférica de la localidad estudiada y varia con las condiciones de altitud y clima.
- 3) De columna:
La presión arriba de la atmosférica en la localidad estudiada.
- 4) Vacío:
Se tiene cuando las instalaciones operan debajo de la presión atmosférica pero no en un término de presión en el mismo sentido que los tres anteriores, es una presión de columna negativa.

Esquema de presiones:



Para problemas de bombeo, es posible trabajar en función de presiones de columna, hay algunos casos en los que el empleo de presiones absolutas da un mejor concepto de las condiciones existentes y simplifica los cálculos requeridos.

Presión de vapor:

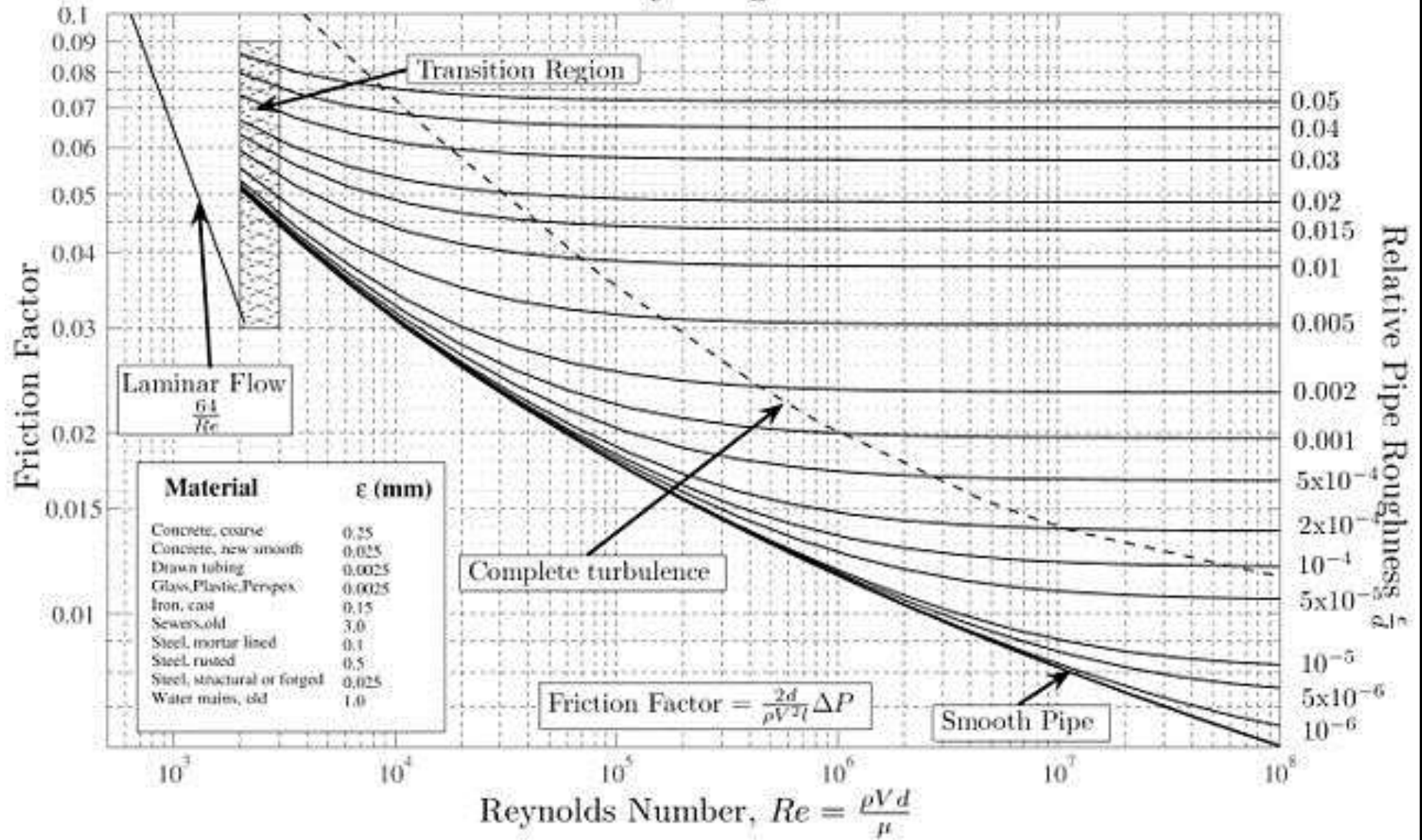
Todo líquido a cualquier temperatura arriba de su punto de congelación, ejerce una presión debida a la formación de vapor en su superficie libre.

Esta presión conocida como presión de vapor del líquido, es función de la temperatura del líquido, mientras más alta sea la temperatura, mayor será la presión de vapor.

La presión de vapor es un factor importante en las condiciones de succión de las bombas que manejan líquidos de todo tipo. En cualquier sistema de bombeo la presión en cualquier punto nunca debe de reducirse más allá de la presión correspondiente a la temperatura del líquido, porque el líquido forma vapor que puede parcialmente o totalmente hacer que el flujo del líquido cese en la bomba.

A.4. Diagrama de Moody.

Moody Diagram



A.5. Rugosidad Relativa.

Rugosidad relativa para tubos fabricados de materiales en ingeniería.

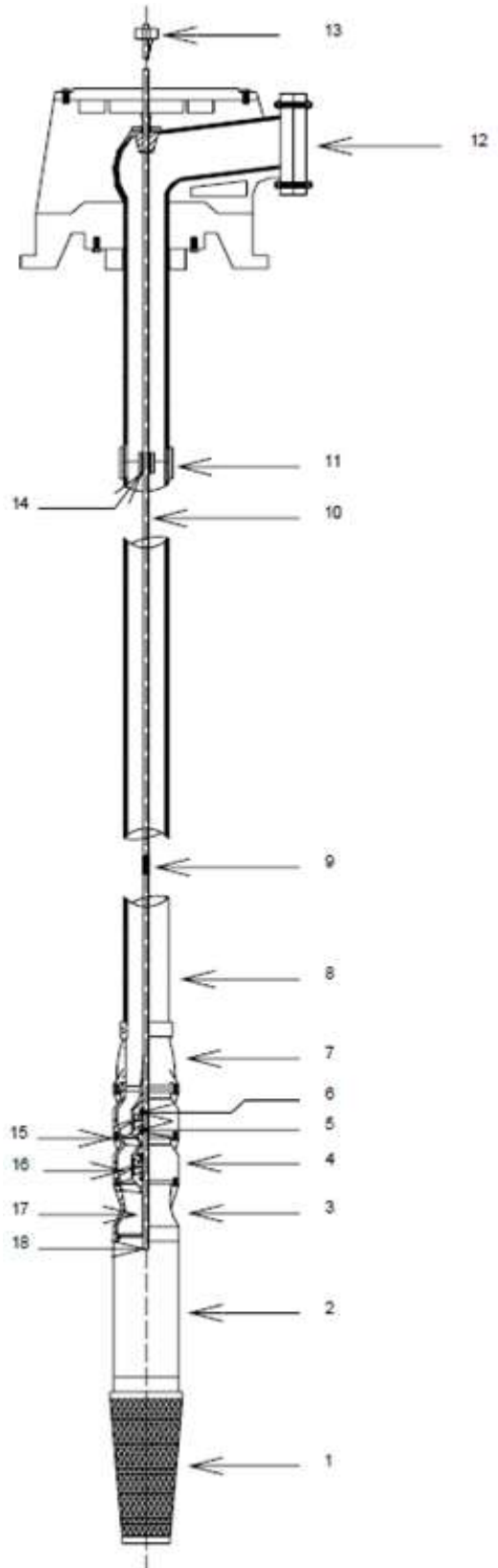
Material	Rugosidad absoluta (ϵ)		Rugosidad relativa (ϵ/D) (con D=260 mm)	
		ϵ (mm)		
Acero remachado		9.144		0.035121
Concreto		3.048		0.011707
Acero Remachado		0.9144		0.003512
Concreto		0.3048		0.001170
Hierro fundido		0.28908		0.000995
Duelas de madera		0.18288		0.000702
Hierro galvanizado		0.1524		0.000585
Hierro fundido revestido de asfalto		0.12192		0.000468
Acero comercial o hierro forjado		0.04572		0.000175
Tubo estirado		0.001524		0.000005

A.6. Diámetro de la válvula de admisión y expulsión de aire.

Tabla para seleccionar las válvulas de admisión y expulsión de aire.

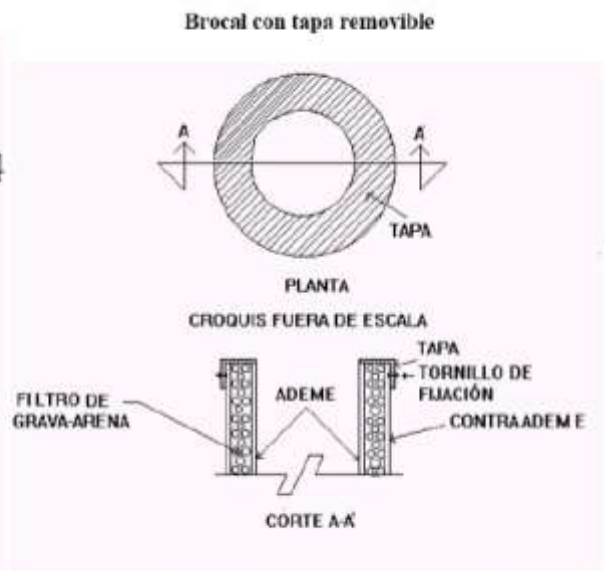
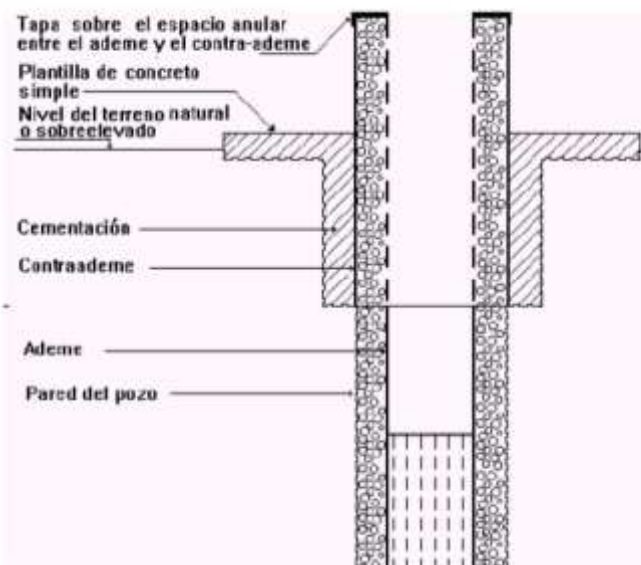
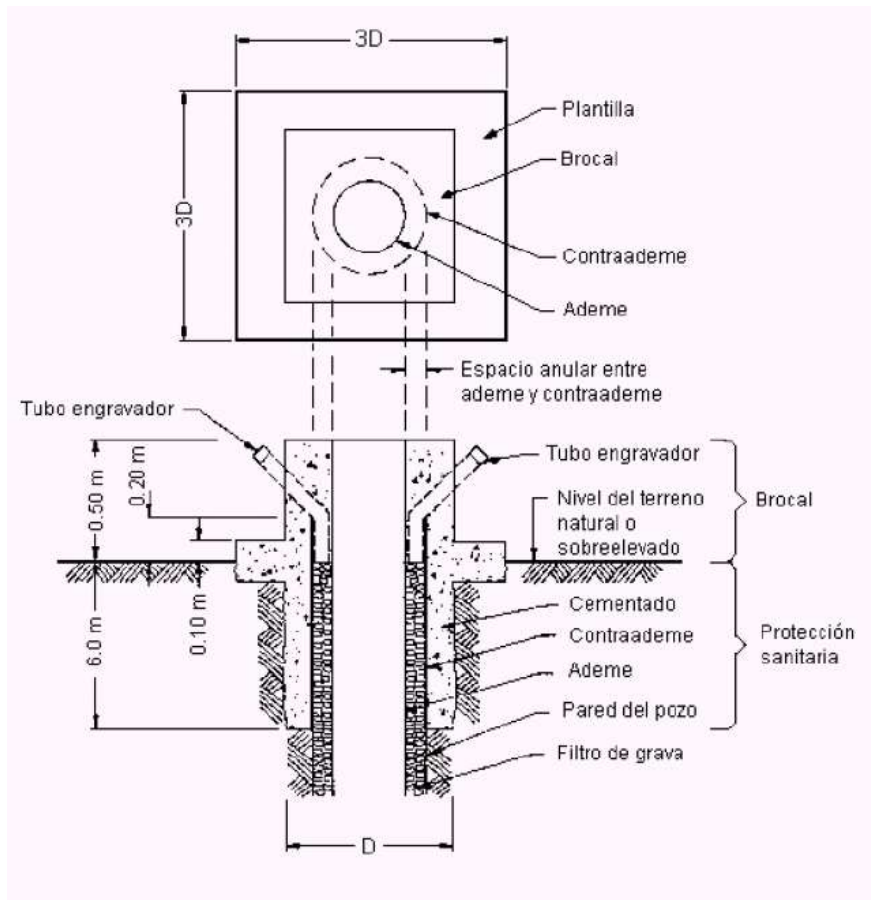
En la descarga de bombas de pozo profundo		En la línea de conducción.	
Lps	$D_{valvula}$ (mm)	Lps	$D_{valvula}$ (mm)
13	1207	25	12.7
20	19.05	45	19.05
30	25.4	80	25.4
75	50.8	245	50.8
125	76.2	450	76.2
310	101.6	690	101.6
500	127	1450	127
1260	152.4	3150	152.4
2250	177.8	4500	177.8
3150	203.2	7000	203.2

A.7. Corte del tazón de una bomba vertical tipo turbina.



- 1) Colador
- 2) Tubo de succión
- 3) Caja de succión
- 4) Tazón
- 5) Candado del impulsor
- 6) Cojinete del tazón
- 7) Caja de descarga
- 8) Tubo de la Columna de descarga
- 9) Cople del eje
- 10) Eje del cuerpo de tazones
- 11) Cople del tubo de columna
- 12) Brida de deascarga
- 13) Tuerca de ajuste del eje superior
- 14) Estabilizador del tubo de cubierta
- 15) Tornillos exagonales
- 16) Impulsor tipo cerrado
- 17) Cojinete de la caja de succión
- 18) Tapón

A.8. Ademe.



Detalle de la tapa sobre el espacio anular del filtro

Bibliografía

Libros:

Fay James; Máquinas de fluidos; Ed. CECSA, México, 1996.

G. Hicks Tyler; Bombas, selección y aplicación; Ed. Continental, México, 1976.

J. Karassik Igor; Bombas Centrifugas; Ed. CECSA, México, 1986.

Mataix Claudio; Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas; Ed. Harper, México, 1979.

Viejo Zubizaray Manuel; Bombas, teoría, diseño y aplicación, Ed. Limusa, México, 2003.

H. Ferrero José; Tratamiento de la hidráulica; Ed. Alambra, España, 1996.

Dr. Jorge Casa Jorba; Máquinas eléctricas y transformadores; Ed. Reverté, España, 1992.

Manual de Agua Poable, Alcantarillado y Saneamiento, CONAGUA, Edición 2007.

Sistema de agua de servicio para centrales hidroeléctricas, CFE, 2014, Segunda Edición.

Empresas:

Asesores hidrodinámicos, S.A. de C.V., Av. de las torres #103, Bis Col Ampliación San Andrés, Municipio de Tlalnepantla, Edo. De Méx.

Barnes de México, S.A. de C.V., D. Ladrón de Guevara #302, Ote. Monterrey, Nuevo León, México.

IEM Motors, S.A. de C.V., Vía Gustavo Baz #340, Col. Barrientos, Estado de México.

Páginas de internet:

http://www.engineeringtoolbox.com/npsh-net-positive-suction-head-d_634.html

http://ocwus.us.es/ingenieria-agroforestal/hidraulica-y-riegos/temario/Tema%207.%20Bombas/tutorial_12.htm