



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
ARAGÓN

**DESARROLLO DE PROYECTO
MECÁNICO DE REBOMBEO DE AGUA
POTABLE**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO
(ÁREA MECÁNICA)
P R E S E N T A N:
JIMÉNEZ RODRÍGUEZ ESTEBAN
MOCTEZUMA REYES JOSÉ JAVIER

DIRECTOR DE TESIS:
ING. ALFREDO MONTAÑO SERRANO



MÉXICO

2009



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.

Agradecimientos

A mis padres.

Sin ustedes no podría haber logrado finalizar mis estudios, por estar siempre presentes alentándome a seguir adelante no importando las dificultades o carencias, por darme su cariño sincero, enseñándome a no rendirme. “Gracias”.

A mis hermanos.

Por cuidarme, apoyarme y ser mis amigos. Y amigo hay más unido que un hermano.

Bienaventurado el hombre que halla la
sabiduría,

Y que obedece la inteligencia.

Por que su ganancia es mejor que la ganancia
de la plata,

Y sus frutos más que el oro fino.

| Índice | Página |
|---|---------------|
| Resumen | I |
| Introducción | II |
| Capítulo 1. Aspectos fundamentales en sistemas de bombeo | 1 |
| 1.1 Antecedentes | 2 |
| 1.2 Aspectos fundamentales en sistemas de bombeo | 7 |
| 1.3 Instalaciones que integran un sistema de bombeo | 8 |
| 1.4 Ubicación de la estación de bombeo | 9 |
| 1.5 Capacidad de la estación de bombeo | 9 |
| 1.6 Periodo de bombeo | 9 |
| 1.7 Clasificación de bombas | 10 |
| 1.8 Tuberías a presión | 27 |
| 1.9 Información general | 27 |
| 1.10 Diseño geométrico | 27 |
| 1.11 Diseño hidráulico | 28 |
| 1.12 Instalación de válvulas de admisión y expulsión de aire y desagües | 34 |
| 1.13 Selección del material de la tubería | 35 |
| Capítulo 2 Términos aplicados | 36 |
| 2.1 Carga dinámica total de bombeo (C.D.T.B.) | 37 |
| 2.2 Carga estática (He) | 37 |
| 2.3 Carga por pérdidas por fricción (Hf) | 37 |
| 2.4 Carga hidráulica por velocidad (Hv) | 39 |
| 2.5 Velocidad específica (Ns) | 39 |
| 2.6 Carga neta positiva de succión (N.P.S.H) | 40 |
| 2.7 Potencia del equipo de bombeo | 45 |
| 2.8 Empuje axial en las bombas centrífugas verticales | 45 |
| 2.9 Número de unidades de bombeo | 45 |
| 2.10 Curva de sistema de bombeo | 46 |
| 2.11 Determinación de la curva del sistema | 46 |
| 2.12 Curvas características de bombas centrífugas | 46 |
| 2.13 Relaciones y características de las bombas centrífugas | 46 |
| 2.14 Determinación de la bomba | 48 |
| 2.15 Punto de operación del sistema | 48 |
| 2.16 Diámetro impulsor | 48 |
| 2.17 Selección del motor | 49 |
| 2.18 Motores eléctricos | 49 |
| 2.19 Golpe de ariete | 50 |
| 2.20 Descripción del fenómeno en impulsiones | 51 |
| 2.21 Velocidad de propagación de onda de velocidad y presión (a) | 51 |
| 2.22 Selección de bombas centrífugas | 52 |

| | |
|---|-----------|
| Capítulo 3 Proyecto de un sistema de bombeo | 55 |
| 3.1 Descripción del problema | 56 |
| 3.2 Equipamiento mecánico | 59 |
| 3.3 Bombas | 59 |
| 3.4 Motores | 60 |
| 3.5 Accesorios de tubería | 60 |
| 3.6 Protección | 60 |
| 3.7 Elaboración de alternativas de proyecto | 60 |
| 3.8 Equipos de bombeo | 61 |
| 3.9 Elemento motriz | 61 |
| 3.10 Modulación de los equipos | 62 |
| 3.11 Arreglo 1 + 1 | 62 |
| 3.12 Arreglo 2 + 1 | 62 |
| 3.13 Tipos de cárcamos | 63 |
| Capítulo 4 Cálculo y selección de equipo | 66 |
| 4.a Memoria de cálculo “Tanque 1” | 68 |
| 4.1.a Pérdidas de carga en tramos de tubería recta (h_{sp}) | 69 |
| 4.2.a Pérdidas en piezas especiales fontanería | 70 |
| 4.3.a Desnivel estático | 73 |
| 4.4.a Pérdidas por velocidad | 74 |
| 4.5.a Cálculo de la carga dinámica total de bombeo | 74 |
| 4.6.a Cálculo del número de pasos | 75 |
| 4.7.a Cálculo de la carga por paso | 75 |
| 4.8.a Curva operativa de la bomba analizada | 76 |
| 4.9.a Velocidad específica (N_s) | 77 |
| 4.10.a Carga neta positiva de succión disponible (N.P.S.H.D) | 78 |
| 4.11.a Cálculo de la potencia al freno | 79 |
| 4.12.a Cálculo de carga axial normal | 80 |
| 4.13.a Obtención de pérdidas por potencia en rodamientos y flecha | 81 |
| 4.14.a Obtención de la potencia del motor | 81 |
| 4.15.a Cálculo de la velocidad de propagación de la onda de presión | 81 |
| 4.16.a Cálculo de la presión máxima | 82 |
| 4.17.a Curva del sistema de bombeo | 83 |
| 4.b Memoria de cálculo “Tanque 2” | 85 |
| 4.1.b Pérdidas de carga en tramos de tubería recta (h_{sp}) | 86 |
| 4.2.b Pérdidas en piezas especiales fontanería | 87 |
| 4.3.b Desnivel estático | 90 |
| 4.4.b Pérdidas por velocidad | 91 |
| 4.5.b Cálculo de la carga dinámica total de bombeo | 91 |
| 4.6.b Cálculo del número de pasos | 92 |
| 4.7.b Cálculo de la carga por paso | 92 |
| 4.8.b Curva operativa de bomba analizada | 93 |
| 4.9.b Cálculo de la velocidad específica (N_s) | 94 |
| 4.10.b Carga neta positiva de succión disponible (N.P.S.H.D) | 95 |

| | | |
|--------------------------------|--|------------|
| 4.11.b | Carga neta positiva de succión disponible (N.P.S.H.D) | 96 |
| 4.12.b | Cálculo de carga axial normal | 97 |
| 4.13.b | Obtención de pérdidas por potencia en rodamientos y flecha | 98 |
| 4.14.b | Obtención de la potencia del motor | 98 |
| 4.15.b | Cálculo de la velocidad de propagación de la onda de presión | 98 |
| 4.16.b | Cálculo de la presión máxima | 99 |
| 4.17.b | Curva del sistema de bombeo | 100 |
| Capítulo 5 Conclusiones | | 102 |
| Conclusiones | | 103 |
| Anexos | | 104 |
| Nomenclatura | | |
| Bibliografía | | |

Resumen

Este trabajo propone una metodología para seleccionar el equipo de bombeo para el siguiente caso de estudio: las condiciones de bombeo de los “Tanques de regulación 1 y 2”. El objetivo de la “planta de bombeo 1”, será traspalear parte de los volúmenes de agua potable captada por el tanque de regulación “Tanque 1”, desde el rebombeo “Tanque 0” y su bombeo posterior hacia el tanque de regulación denominado “Tanque 2”, así mismo la “planta de bombeo 2”, traspaleara parte de los volúmenes de agua potable captada por el tanque de regulación “Tanque 2” desde el rebombeo del “Tanque 1” y su bombeo posterior hacia al tanque de regulación denominado “Tanque 3”.

La metodología para la selección de un equipo de bombeo, consta en determinar: Pérdidas de carga en tramos de tubería recta (h_{sp}). Pérdidas en piezas especiales fontanería. Desnivel estático. Pérdidas por velocidad. Cálculo de la carga dinámica total de bombeo. Cálculo del número de pasos. Cálculo de la carga por paso. Curva operativa de bomba analizada. Velocidad específica (Ns). Carga neta positiva de succión disponible (N.P.S.H.D). Cálculo de la potencia al freno. Cálculo de carga axial normal. Obtención de pérdidas por potencia en rodamientos y flecha. Obtención de la potencia del motor. Cálculo de la velocidad de propagación de la onda de presión. Cálculo de la presión máxima. Curva del sistema de bombeo.

La solución para el abasto de agua potable fue una modulación de equipos 2+1, ya que al aumentar el número de equipos en la modulación se van teniendo mejores condiciones para mantener la continuidad de bombeo; ya que el caudal nominal de bombeo, se va distribuyendo entre el número de bombas propuestas.

Como actualmente la losa de los “Tanques”, se encuentra perforada para la instalación de los equipos, se propuso la selección de cárcamo húmedo debido a la infraestructura de los “Tanques”, descartando la alternativa de cárcamo seco debido a que nos presenta mayor gasto económico y espacio de terreno.

Con base a los resultados obtenidos se seleccionó una bomba vertical tipo turbina, se tuvo que tomar en cuenta la carga dinámica total de bombeo de diseño, (“Tanque 1”, 144 ft y “Tanque 2”, 315.40 ft), las graficas (10 GHC, BNJ y 10 DC II, BNJ) proporcionaron la demanda de carga dinámica, y que esta no fue menor al 80%.

Introducción

Este trabajo propone una metodología para la selección de un equipo de bombeo. La cuál consiste en determinar: Pérdidas de carga en tramos de tubería recta (h_{sp}). Pérdidas en piezas especiales fontanería. Desnivel estático. Pérdidas por velocidad. Cálculo de la carga dinámica total de bombeo. Cálculo del número de pasos. Cálculo de la carga por paso. Curva operativa de bomba analizada. Velocidad específica (N_s). Carga neta positiva de succión disponible (N.P.S.H.D). Cálculo de la potencia al freno. Cálculo de carga axial normal. Obtención de pérdidas por potencia en rodamientos y flecha. Obtención de la potencia del motor. Cálculo de la velocidad de propagación de la onda de presión. Cálculo de la presión máxima. Curva del sistema de bombeo.

El problema consiste en que la “planta de bombeo 1”, traspalea parte de los volúmenes de agua potable captada por el tanque de regulación “Tanque 1”, desde el rebombeo “Tanque 0” y su bombeo posterior hacia el tanque de regulación denominado “Tanque 2”, así mismo la “planta de bombeo 2”, traspalea parte de los volúmenes de agua potable captada por el tanque de regulación “Tanque 2”, desde el rebombeo del “Tanque 1” y su bombeo posterior hacia al tanque de regulación denominado “Tanque 3”.

En el capítulo 1 se plantearon los aspectos fundamentales de un sistema de bombeo, definiendo un sistema de bombeo, clasificación, las instalaciones que integran un sistema de bombeo.

El capítulo 2 tuvo como objetivo dar a conocer los términos aplicados en la metodología planteada que se presento en la tesis.

Analizando las posibles soluciones en el capítulo 3 para el abasto de agua potable y dar la mejor alternativa de solución del proyecto, se selecciono una modulación de equipos 2+1 ya que al aumentar el número de equipos en la modulación, se van teniendo mejores condiciones para mantener la continuidad de bombeo; ya que el caudal nominal de bombeo, se va distribuyendo entre el número de bombas propuestas.

Con base a los cálculos realizados en el capítulo 4, se obtuvieron resultados adecuados para la selección del equipo de bombeo en ambos “Tanques”, tomando en cuenta que para seleccionar una bomba vertical tipo turbina debemos considerar nuestra carga dinámica total de bombeo de diseño, para poder encontrar una gráfica acorde a la demanda de la carga dinámica, y que esta no debe ser menor al 80%.

Es importante esta metodología por que permite seleccionar que perfil es más adecuado para la selección de un equipo de bombeo. Se demostró su aplicación en el caso de estudio planteado.

Capítulo 1

Aspectos fundamentales en sistemas de bombeo

1.1 Antecedentes

La mecánica de fluidos es la parte de la mecánica que estudia las leyes del comportamiento de los fluidos en equilibrio, hidrostática, y en movimiento la hidrodinámica.

La mecánica de fluidos moderna nace con Prandtl, que en las primeras décadas del siglo XX elaboró la síntesis entre la hidráulica práctica y la hidrodinámica teórica.

Cinco matemáticos del siglo XVIII, Bernoulli, Clairaut, D'Alembert, Lagrange y Euler con base en el cálculo diferencial e integral elaboraron una síntesis hidrodinámica perfecta; pero no habían obtenido grandes resultados prácticos. Por otra parte, el técnico hidráulico fue desarrollando multitud de fórmulas empíricas y experiencias en la resolución de los problemas que se le presentaban en sus construcciones hidráulicas, sin preocuparse de buscarle alguna base teórica alguna. Excepcionalmente un científico; Reynolds, fundamento sus teorías sobre métodos experimentales, y un técnico, Fraude, buscó base física a sus experimentos; pero Prandtl hizo la síntesis de la investigaciones teóricas de los unos y de la experiencias de los otros.

En la siguiente tabla se muestran algunas aportaciones a la hidráulica.

| Nombre | Fecha | Aportación a la hidráulica |
|-------------------|--------------|---|
| Arquímedes | 287-212 a.C. | Leyes de la flotación |
| Leonardo da Vinci | 1452-1519 | Ec. de continuidad. Estudios sobre configuraciones de fluidos. Sugerencias de diseños de maquinas hidráulicas |
| Toricelli | 1608-1647 | Salida por un orificio. Relación entre altura y la presión atmosférica |
| Pascal | 1623-1662 | Ley de Pascal, fundamental en las transmisiones y controles hidráulicos. |
| Newton | 1642-1726 | Ley de la viscosidad dinámica. Semejanza de modelos |
| Bernoulli | 1700-1782 | Teorema de Bernoulli |
| Euler | 1707-1783 | El mayor genio matemático. De la hidráulica. Ecuaciones diferenciales del movimiento del fluido perfecto. Formulación del teorema de Bernoulli. Teorema fundamental de las turbomáquinas. |
| D'Alembert | 1717-1783 | Ecuación diferencial de continuidad. Paradoja D'Alembert |
| Chezý | 1718-1798 | Formula de Chezý de la velocidad media de la corriente en un canal. Semejanza de modelos en canales. |
| Lagrange | 1736-1813 | Función potencial y función de corriente |
| Venturi | 1746-1822 | Flujo de embocaduras y contracciones. Medidor Venturi. |
| Fourneyron | 1802-1867 | Diseño primera tubería hidráulica práctica. |
| Poiseuille | 1799-1869 | Resistencia en tubos capilares: ecuación de Poiseuille |
| Weisbach | 1806-1871 | Formula de resistencia en tuberías. Ecuaciones de vertederos. |
| Froude | 1810-1879 | Ley de semejanza de Froude |
| Navier y | 1785-1836 | |
| Stokes | 1819-1903 | Ecuaciones diferenciales de Navier-Stokes del movimiento de los fluidos viscosos |
| Reynolds | 1842-1942 | Distinción entre flujo laminar y turbulento. Número de Reynolds |
| Bazin | 1829-1917 | Estudios de vertederos. |
| Joukowski | 1847-1921 | Estudio del golpe de ariete. Perfiles aerodinámicos de Joukowski |
| Lanchester | 1868-1945 | Circulación causa de la sustentación. Torbellinos de herradura, causa del arrastre inducido |
| Prandtl | 1875-195 | Teoría de la capa limite. Fundador de la moderna mecánica de fluidos |

Tabla 1-1: Aportaciones a la hidráulica.

Conceptos básicos de hidráulica

Fluido: Es aquella sustancia que, debido a su poca cohesión intermolecular, carece de forma propia y adopta la forma del recipiente que lo contiene.

Densidad específica o absoluta: La densidad es la masa por unidad de volumen, la densidad absoluta es función de la temperatura y la presión.

$$\rho = \frac{m}{V}$$

donde: m – masa en [kg]
V – volumen en [m³]

Peso específico.-Es el peso por unidad de volumen.

$$\gamma = \frac{W}{V}$$

donde: W - peso en [N]
V - volumen en [m³]

Como $W = m * g$, se deduce que: $\gamma = \rho g$

Otro concepto básico para entender el comportamiento del agua es la presión que se define como: La fuerza que ejerce el agua en una determinada área. Es decir, el agua confinada en un recipiente, necesariamente ejerce una fuerza contra las paredes y base de dicho recipiente.

Debido a su peso mismo, esta fuerza dividida entre el área donde la ejerce se conoce como presión y su fórmula matemática es:

P = F/A y sus unidades comunes son [kg/cm²]

En donde:
P = presión [kg/cm²]
F = fuerza
A = área

Esta fuerza es el peso del agua sobre el punto donde se está midiendo, por lo que dependemos de la altura de la columna de agua en dicho punto.

Presión estática se refiere a los [kg/cm²] de presión en un sistema cerrado y sin movimiento.

En una línea de tubería, cuando existe agua dentro de ella y están cerradas todas las válvulas de salida, esta línea puede tener una presión estática, esta es una presión potencial disponible para operar un sistema.

Hay dos maneras de crear esta presión estática en la línea, llevando el agua a un tanque o depósito a un punto más alto del que la necesitamos ó mediante una bomba, presurizando directamente.

Cuando en un sistema cerrado se abre una válvula, el agua fluye por la tubería, esta lo hace a una cierta velocidad, la cual depende de dos variables básicas:

1.- El gasto: son los litros por segundo que fluyen por una tubería.

2.-El diámetro: de la tubería, es decir si el diámetro de la tubería de conducción es de menor área, la velocidad aumenta y entre mayor sea el gasto que pasa por un diámetro dado, también una mayor velocidad.

Para un mismo gasto en /s, $V_1 > V_2$ debido a que $D_1 < D_2$

$$V = Q/(A \times 1000)$$

donde:

V = velocidad a la que pasa un fluido en [m /s]

Q = gasto que esta pasando en [lts/s]

ρ = densidad del agua destilada en [kg/ m³]

Otro concepto importante es el de fricción porque.

La fricción: ocasiona una pérdida de presión o carga al transportar agua en una tubería y se debe a la resistencia al flujo que ofrecen las paredes del tubo, así también como cualquier tipo de accesorio o elemento que oponga resistencia al flujo como: válvulas, conexiones, etc. Por donde circula dicha agua.

Esta resistencia depende de la velocidad a la que pasa el agua por el tubo o accesorio y a la rugosidad del tubo mismo.

La rugosidad significa que entre más rugosa sea la pared mayor fricción tengo en la tubería y entre mas velocidad del agua mayor fricción tengo también.

La presión dinámica ó presión de operación: Esta presión es variable en diferentes puntos de la tubería debido a estas pérdidas por fricción por la tubería y accesorios, así como la pérdida o ganancia por elevación.

Debemos calcular nuestra bomba para obtener una presión mínima necesaria, que sea capaz de vencer todos los desniveles desde donde tengo el agua hasta donde la necesito llevar, así como vencer todas las perdidas por fricción tanto en la tubería de conducción y como en los accesorios y así tener la presión necesaria en el punto salida de línea para que un sistema de distribución de agua funcione adecuadamente.

Gasto: Este se da en [lts/s] y es la razón a la cual el volumen de agua cruza la sección transversal del tubo en una unidad de tiempo.

Nivel dinámico: Es la distancia vertical desde el nivel de referencia hasta la superficie del agua cuando se encuentra en operación el equipo de bombeo (ver Fig. 2).

Nivel estático: Es la distancia vertical desde el nivel de referencia hasta la superficie del agua cuando se encuentra apagado el equipo de bombeo (ver Fig. 2).

Tipo de lubricación: Esto se refiere al tipo de lubricación para la transmisión, puede ser agua ó aceite.

Tipo de impulsor: El impulsor es el corazón de una bomba centrífuga, es la única parte movable de la bomba, transmite la potencia de su rotación al líquido que se está bombeando. El mejor comportamiento se logra con metales vaciados excepto en el caso de bombas grande, los tipos de impulsor pueden ser semi-abierto ó cerrado (Fig. 1).

Velocidad (r.p.m): Es el número de r.p.m que necesita la bomba para cumplir las condiciones de diseño, las más comunes son (1760 rpm o 3600 rpm).

Altitud sobre el nivel del mar: Se debe conseguir si estamos bombeando en un lugar de excesiva altitud pues puede afectar el N.P.S.H.

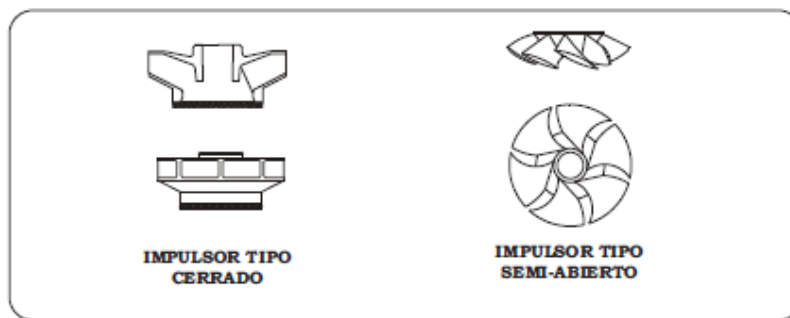


Fig. 1

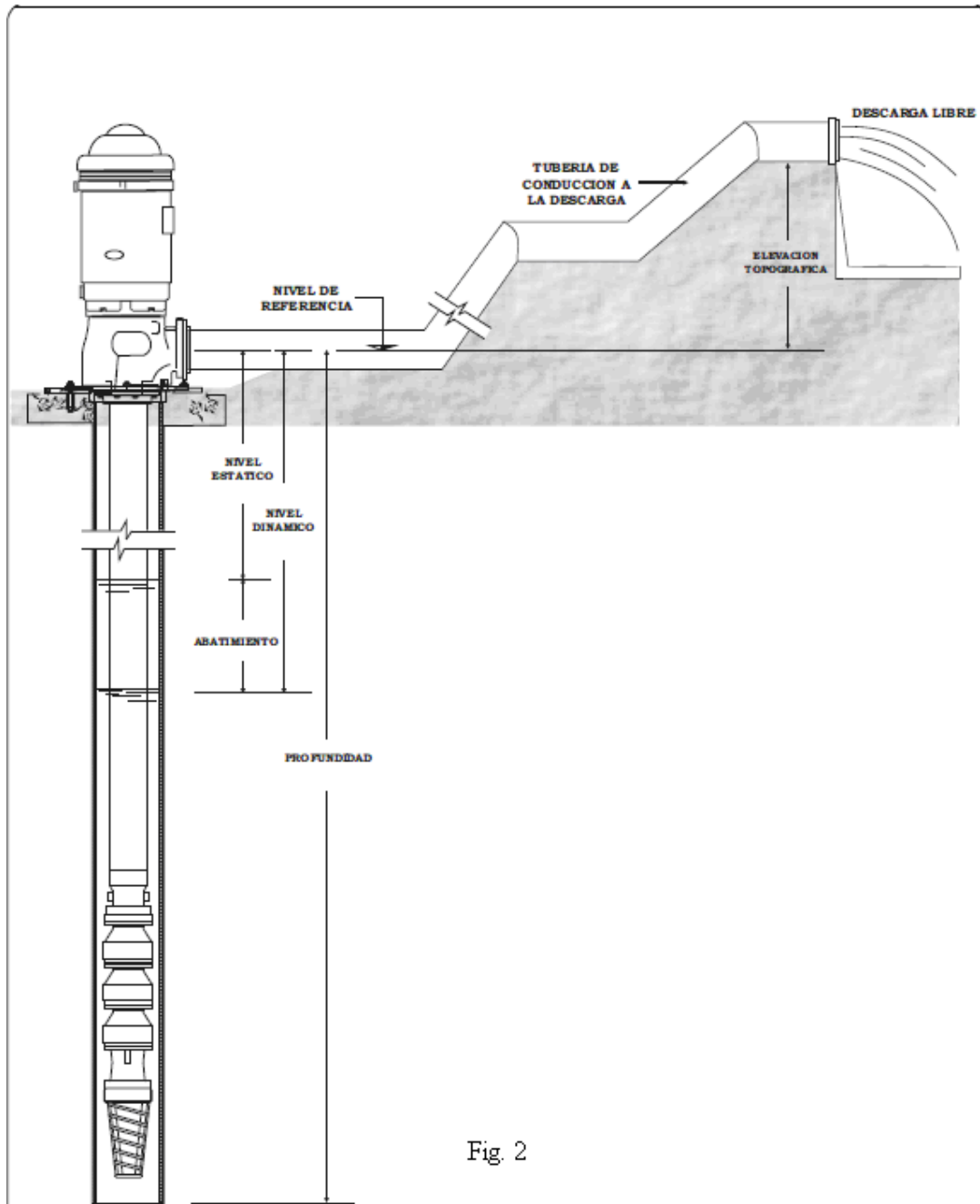


Fig. 2

Los sistemas de bombeo de agua son indispensables para satisfacer múltiples necesidades industriales y urbanas; necesidades que relacionan la conducción del agua de un lugar a otro, bajo diversas y en ocasiones adversas condiciones físicas.

Las características del fluido como son: su naturaleza, propiedades físicas y químicas, presión, caudal a conducir, temperaturas, densidad, entre otras, así como las condiciones físicas en la zona de captación y conducción; aunado a las condiciones topográficas, ambientales y sociales, proporcionan la información suficiente para desarrollar la ingeniería básica y de detalle, que permita elaborar un proyecto ejecutivo.

Es importante señalar que aunque un sistema de bombeo comúnmente se identifica con la presencia de las bombas, la conformación total de un sistema, así como su eficiente funcionamiento, depende en mayor o menor peso, del diseño y selección de cada uno de los elementos electromecánicos y de ingeniería civil que lo constituyen.

El uso de bombas centrífugas en un sistema de bombeo es bastante generalizado, pues este tipo de bombas cubren un amplio rango de capacidades y presiones.

Su aplicación va desde el uso doméstico hasta servicio en refinerías, centrales generadoras de energía eléctrica; sistemas de suministro de agua de enfriamiento, agua potable, riego, manejo de aguas negras, etc.

Se pretende por tanto poner de manifiesto la dependencia que existe entre la curva característica de una bomba y la curva representativa del sistema; consecuencia de esta dependencia, es el análisis previo a la operación de los equipos que es necesario hacer cuando estos forman parte de arreglos en paralelo en sistemas estrangulados y no estrangulados.

Se procede a realizar el proyecto en el siguiente orden.

- Aspectos fundamentales en sistemas de bombeo
- Términos aplicados
- Proyecto de un sistema de bombeo
- Cálculo y selección de equipo de bombeo
- Conclusiones

1.2 Aspectos fundamentales en sistemas de bombeo

Definición de un sistema de bombeo

Un sistema de bombeo, lo definimos como un conjunto de instalaciones requeridas, para conducir agua de un lugar a otro.

Clasificación de sistema de bombeo

Con el propósito de presentar una ilustración práctica de aplicación, se clasifican los sistemas de bombeo en base a la naturaleza del agua bombeada, así tenemos:

- a.- Sistemas de bombeo de agua potable.
- b.- Sistemas de bombeo de agua residual.
- c.- Sistemas de bombeo de agua tratada.
- d.- Sistemas de bombeo de agua pluvial.

Es importante aclarar que no se debe confundir la clasificación anterior con clasificación sobre bombas.

1.3 Instalaciones que integran un sistema de bombeo

De una manera amplia en un sistema de bombeo, podemos apreciar las siguientes partes constitutivas.

- 1.- Estación de bombeo.
- 2.-Línea de conducción.
- 3.-Elemento receptor de bombeo.

-Estaciones de bombeo

En el desarrollo de un proyecto ejecutivo de un sistema de bombeo intervienen básicamente cuatro disciplinas y fundamentalmente se encuentran presentes en la estación de bombeo, estas son:

- a) Ingeniería mecánica
- b) Ingeniería eléctrica
- c) Ingeniería civil
- d) Arquitectura

-Ingeniería mecánica (distribución general)

- Equipos de bombeo
- Cárcamos
- Sistemas auxiliares
- Fontanería y piezas especiales

-Ingeniería eléctrica

- Sistemas de fuerza
- Subestación
- Centro de control
- Sistema de tierras
- Alumbrado

-Ingeniería civil

- Limitación perimetral
- Cimentaciones
- Pavimentación de patio y accesos
- Estructura de cárcamos y edificios auxiliares

-Arquitectura

- Fachadas de edificios
- Jardinería
- Fachadas en acceso
- Acabados

-Línea de conducción (Por ingeniero hidráulico generalmente)

- a) Diámetros
- b) Materiales
- c) Instalación

-Elemento receptor de bombeo

- a) Tanques de regulación y almacenamiento
 - Superficiales
 - Semisuperficiales
 - Bajo superficie
 - Elevados
- b) Acueductos
- c) Redes de distribución
- d) Recipientes a presión (hidroneumáticos)

1.4 Ubicación de la estación de bombeo

La ubicación de la estación de bombeo debe ser seleccionada de tal manera que permita un funcionamiento seguro y continuo, para lo cual se tendrá en cuenta los siguientes factores:

- Fácil acceso en las etapas de construcción, operación y mantenimiento
- Protección de la calidad del agua de fuentes contaminantes
- Protección de inundaciones, deslizamientos, arroyos y crecidas de ríos
- Eficiencia hidráulica del sistema de impulsión o distribución
- Disponibilidad de energía eléctrica, de combustión u otro tipo
- Topografía del terreno
- Características de los suelos

1.5 Capacidad de la estación de bombeo

La determinación del caudal de bombeo debe realizarse sobre la base de la concepción básica del sistema de abastecimiento, de las etapas para la implementación de las obras y del régimen de operación previsto para la estación de bombeo.

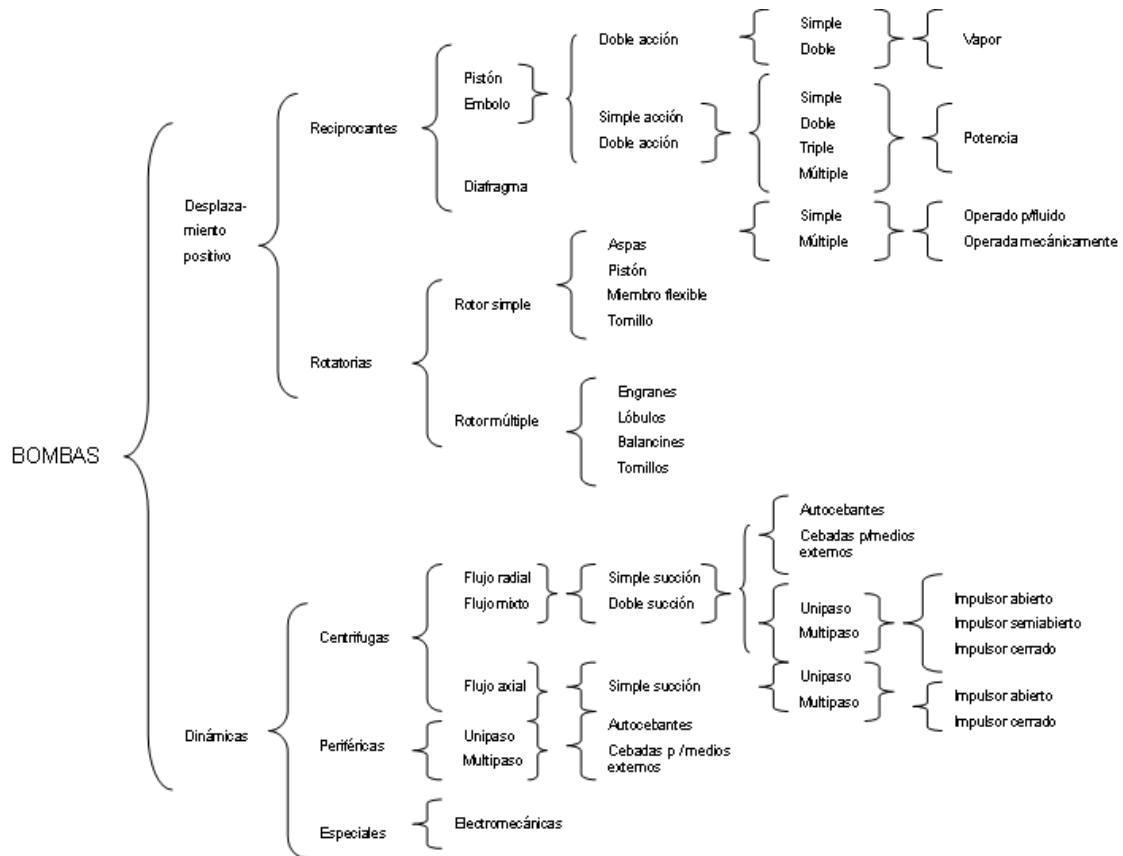
1.6 Periodo de bombeo

El número de horas de bombeo y el número de arranques en un día, depende del rendimiento de la fuente, el consumo de agua, la disponibilidad de energía y el costo de operación. Por razones económicas y operativas, es conveniente adoptar un periodo de bombeo de ocho horas diarias, que serán distribuidas en el horario más ventajoso. En situaciones excepcionales se adoptará un periodo mayor, pero considerando un máximo de 12 horas.

1.7 Clasificación de bombas

Siendo tan variados los tipos de bombas que existen, es muy conveniente hacer una adecuada clasificación.

Clasificación de acuerdo al (Instituto de hidráulica) Hydraulic Institute



Bombas verticales de turbina

Las bombas verticales de turbina se desarrollaron originalmente para bombear agua de pozos y se les ha llamado "bombas de pozo profundo", "bombas de pozo de turbina" y "bombas de agujero". Como su aplicación a otros campos ha aumentado, el nombre de "bombas verticales de turbina" ha sido adoptado por los fabricantes en lo general. (Esta designación no es muy específica porque el término "bomba de turbina" se ha aplicado en el pasado a cualquier bomba que empleara un difusor. Actualmente hay una tendencia a designar las bombas que usan álabes de difusión como "bombas de voluta". Al hacerse más universal esa designación, la aplicación del término "bombas verticales de turbina" a la construcción anteriormente llamada "bombas, de pozo de turbina" será más específica).

Los campos de mayor aplicación para la bomba vertical de turbina son los bombeos de pozos para irrigación y otros propósitos agrícolas, para abastecimiento municipal y abastecimientos industriales de agua, proceso, circulación, refrigeración y acondicionamiento de aire. Este tipo de bomba también se ha usado para bombear salmuera, desaguado de minas, represión de campos petroleros y otros trabajos.

Estas bombas se han hecho para capacidades tan bajas como 38 a 52 lt/min y tan altas como 94 625 lt/min o más, y para alturas de elevación hasta de 305 m. La mayoría de las aplicaciones naturalmente es con las capacidades más pequeñas. La capacidad de las bombas usadas para pozos perforados está naturalmente limitada por el tamaño físico del pozo así como por la velocidad con la que se puede sacar el agua sin bajar su nivel a un punto de sumersión insuficiente de la bomba.

Las bombas verticales de turbina deberán diseñarse con una flecha que pueda fácilmente subirse o bajarse desde arriba para permitir el ajuste apropiado de la posición del impulsor en el tazón. También es necesario un cojinete de empuje adecuado para soportar la transmisión vertical, el impulsor, y el empuje hidráulico desarrollado cuando la bomba está en servicio. Como el mecanismo impulsor también debe tener un cojinete de empuje para soportar su flecha vertical, generalmente se le provee con uno de tamaño adecuado para aguantar también las partes de la bomba. Por estas dos razones, el motor o engrane con flecha hueca es lo más comúnmente usado para impulsar bombas verticales de turbina, además, estas bombas se hacen algunas veces con sus propios cojinetes de empuje para permitir un impulsor de banda o el impulso por medio de un acoplamiento flexible con un motor de flecha sólida, engrane o turbina.

Las bombas con doble impulsor generalmente emplean un engrane de ángulo con un motor eléctrico montado en su parte superior.

El diseño de bombas verticales ilustra cómo una bomba centrífuga puede especializarse para desempeñar una aplicación específica.

La Fig. 3 ilustra un diseño de turbina con impulsores cerrados y una transmisión lineal cubierta. La Fig. 4 ilustra otro diseño de turbina con impulsores cerrados y flecha lineal abierta.

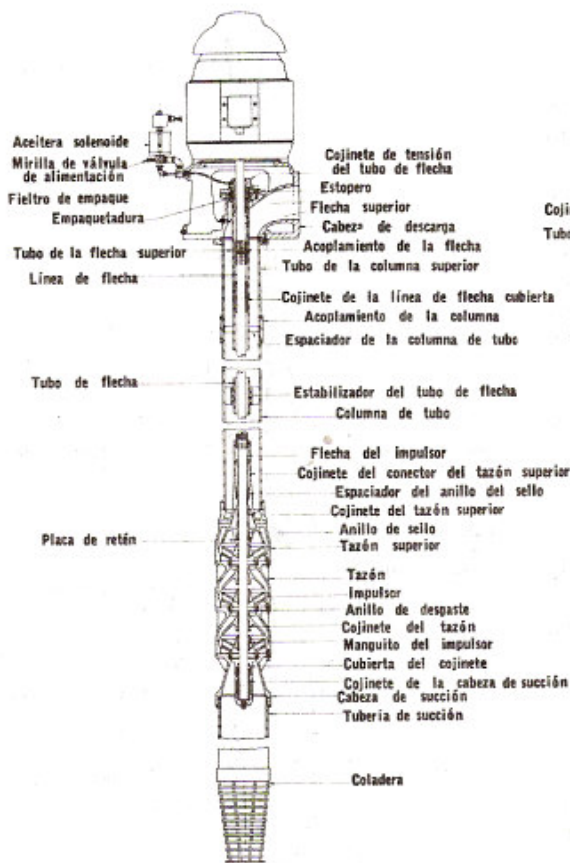


Fig. 3 Corte de una bomba vertical de turbina con impulsores cerrados y línea de transmisión cubierta (lubricación de aceite)

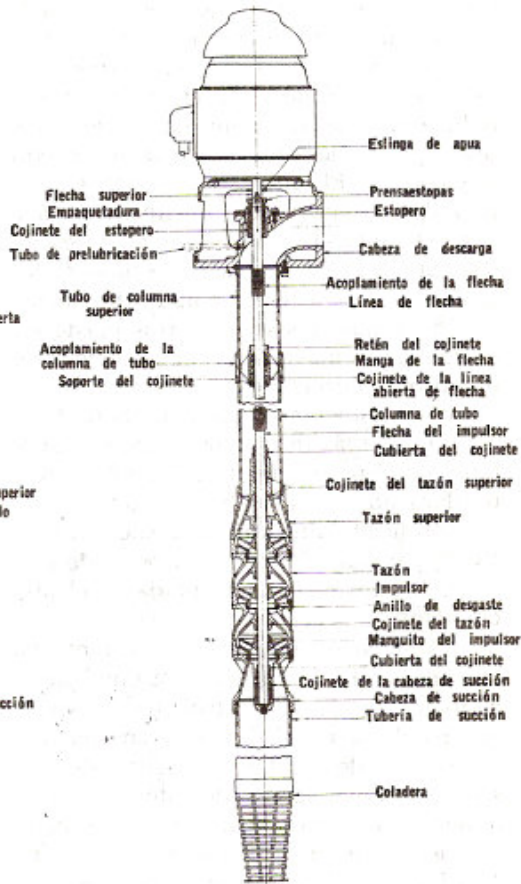


Fig. 4 Corte de una bomba vertical de turbina con impulsores cerrados y transmisión de línea abierta (lubricación con agua)

El conjunto o sección del tazón consiste de la caja de succión (llamada también cabeza de succión o álabe de entrada), el impulsor o los impulsores, el tazón de descarga, el tazón o los tazones intermedios (si se trata de más de un paso), la caja de descarga, los distintos cojinetes, la flecha, y diversas partes como cuñas, dispositivos fijadores de los impulsores y otras similares. El conjunto de columna de tubería consiste de la propia columna de tubo, la transmisión arriba del conjunto del tazón, los cojinetes de la flecha y la cubierta de tubería o retenes de los cojinetes.

La bomba está suspendida de la cabeza impulsora, que consiste del codo de descarga (para descarga arriba del nivel del suelo), el motor o soporte del impulsor; y ya sea el estopero (en construcción de flecha abierta) el conjunto para suministrar tensión a la cubierta de tubería e introducir lubricante a ella. La descarga a nivel subterráneo se toma de una te en la columna de tubo y la cabeza impulsora trabaja principalmente como un soporte para el impulsor y para la columna de tubería.

El líquido es guiado al impulsor de la bomba vertical de turbina por la caja o cabeza de succión, esta puede ser una sección cónica (Figs. 5 y 6) para fijarse a una coladera o tubería de succión cónica o puede ser una boca acampanada.

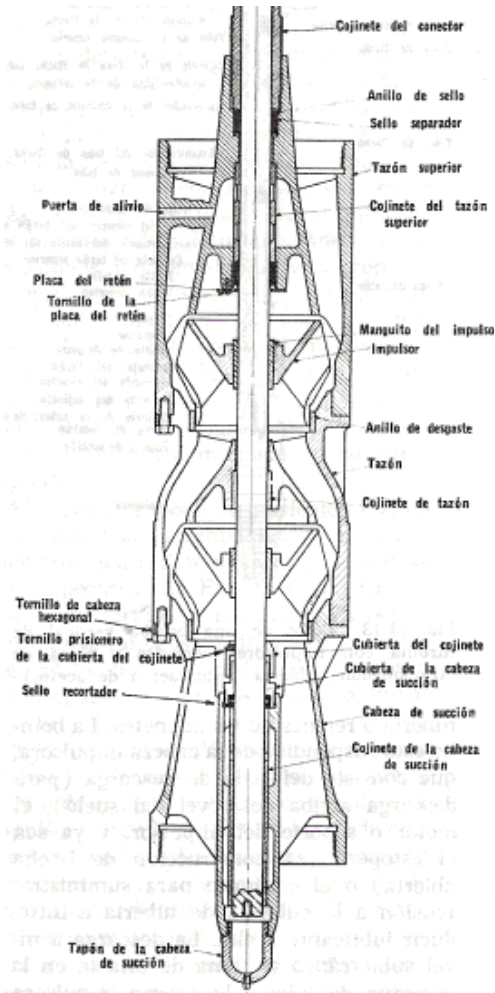


Fig. 5 Corte del tazón de una bomba vertical de turbina (impulsores cerrados) para conectarse a la transmisión encerrada

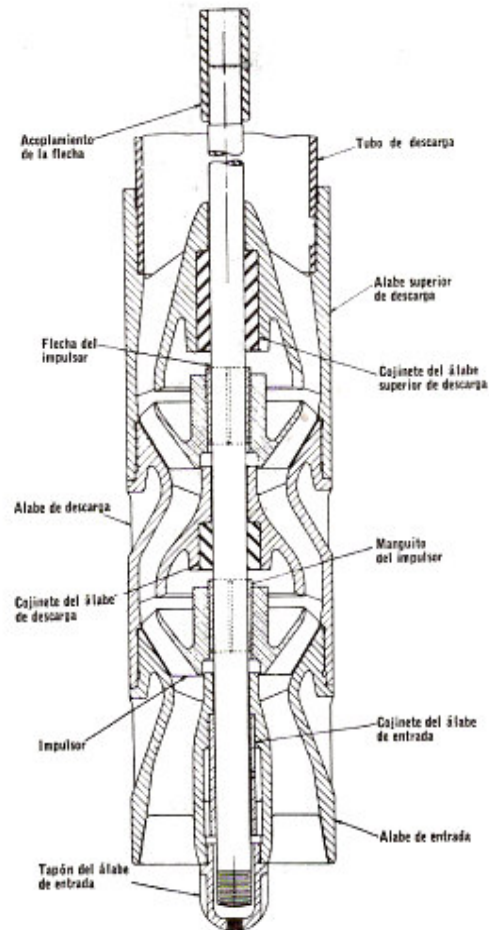


Fig. 6 Corte del tazón de una bomba vertical de turbina (impulsor abierto) para conectarse a la transmisión de línea abierta

Los impulsores semiabiertos y encerrados se usan comúnmente tanto unos como otros. Para espacios libres apropiados en los distintos pasos, el impulsor semiabierto requiere más cuidado al armar la flecha del impulsor y un ajuste más preciso en el campo de la posición vertical de la flecha con objeto de obtener la mejor eficiencia. Se prefieren los impulsores encerrados a los semiabiertos, además, porque el desgaste en estos últimos les reduce la capacidad, que no puede restaurarse a menos que se instalen nuevos impulsores. El desgaste normal en los impulsores encerrados no afecta los álabes del impulsor y los espacios desgastados pueden restaurarse reponiendo los anillos de desgaste. El empuje producido por los impulsores semiabiertos puede ser hasta 150% mayor que el producido por impulsores encerrados.

Ocasionalmente en las plantas de fuerza el nivel máximo de agua que se puede tener en el pozo caliente del condensador, no dará un adecuado NPSH [net positive suction head (altura neta de succión positiva)] para una bomba horizontal de condensado convencional montada en el piso del sótano, especialmente si la unidad se ha instalado en una planta existente en un espacio original asignado a una bomba de menor tamaño. Construir un foso para una bomba horizontal de condensado convencional o de una bomba vertical de foso seco que proporcione suficiente sumersión, implica un gasto considerable. Las bombas del diseño que se muestra en la Fig. 7 se han hecho muy populares para esa aplicación. Esta es básicamente una bomba vertical de turbina montada en un tanque (con frecuencia llamado bote) que se entierra en el suelo. La longitud de la bomba tiene que ser tal que se cuente con suficiente NPSH para el diseño del impulsor del primer paso, y el diámetro y longitud del tanque tiene que permitir el flujo correcto por el espacio entre la bomba y el tanque y además para un giro y flujo dentro de la boca acampanada. La instalación de este diseño en una planta existente es naturalmente mucho menos cara que hacer un foso, porque el tamaño del agujero necesario para instalar el tanque es mucho más pequeño. El mismo diseño básico se ha aplicado también a bombas, que manejan líquidos volátiles que están montadas en el piso de operación y que no están provistas de suficientemente NPSH.

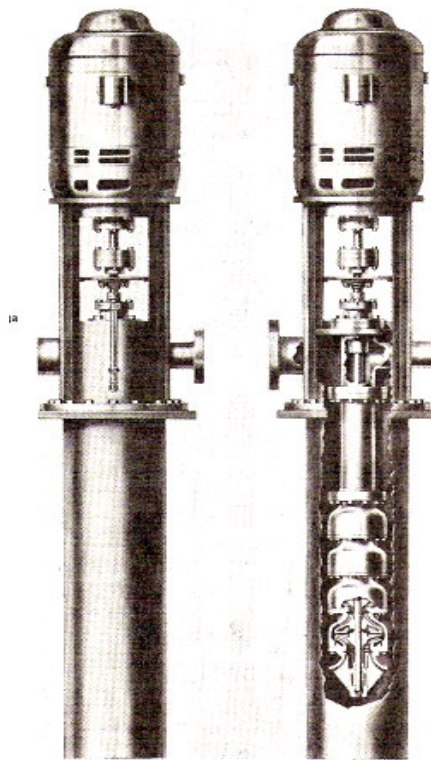


Fig. 7 Bomba vertical de turbina de "bote" para servicio de condensado

Bombas de hélice

Originalmente el término "bomba vertical de hélice" se aplicó a bombas verticales de difusor de pozo lleno o de turbina con una hélice o impulsores de flujo axial, generalmente, para instalarse en un colector abierto con una colocación relativamente breve (Figs. 8 y 9).

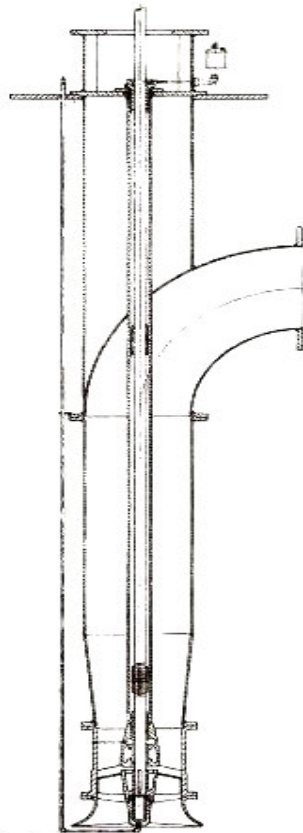


Fig. 8 Corte de una bomba vertical de hélice con descarga subterránea

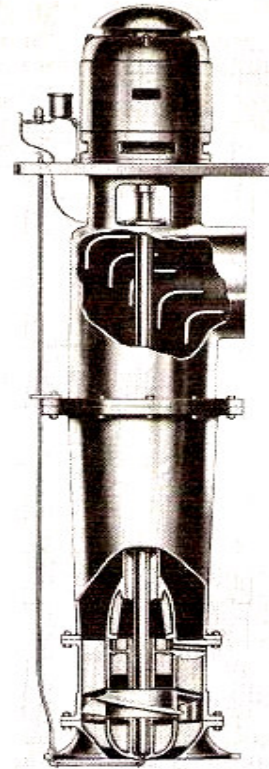


Fig. 9 Bomba vertical de hélice con descarga abajo del nivel del suelo

(Cortesía de Peerless Pump Co.)

Las cabezas de operación que exceden la capacidad de un impulsor de un solo paso de flujo axial pueden requerir una bomba de dos o más pasos o una bomba de un solo paso con una velocidad específica más baja y un impulsor de flujo mixto. Las alturas de elevación bastante altas requerirán una bomba con impulsores de flujo mixto y dos o más etapas. A falta de un nombre más apropiado, esos diseños de altura de elevación grande se han clasificado por lo general también como bombas de hélice.

Aunque las bombas verticales de turbina y las bombas verticales de hélice modificadas son básicamente iguales desde el punto de vista mecánico, y aun podrían ser de la misma velocidad específica hidráulicamente, un diseño básico de bomba de turbina es el que es apropiado para un gran número de pasos, mientras que una bomba de hélice modificada es un diseño mecánico básicamente indicado para un máximo de dos o tres pasos.

La mayoría de las instalaciones de drenaje de foso lleno, de irrigación de poca altura de elevación, y de agua de tormentas emplean bombas convencionales de hélice o de hélice modificada. Estas bombas también se han usado para servicio de circulación de condensado, pero un diseño especializado domina este campo. Como las plantas de fuerza de gran tamaño, por lo general se localiza en áreas densamente pobladas, con frecuencia tienen que usar agua bastante contaminada (tanto dulce como salada) como medio para enfriar. Esta agua reduce rápidamente la vida del acero utilizado. El hierro fundido, bronce o algún metal fundido todavía más resistente a la corrosión, deberá por lo tanto, usarse para el conjunto de columna de tubería. Este requerimiento exige una bomba muy pesada si están implicadas capacidades muy grandes. Para evitar la necesidad de levantar esta gran masa para el mantenimiento de las partes giratorias, algunos diseños (para uno de los cuales está ilustrado en la Fig. 10) están contruidos de manera que tanto el impulsor como el difusor y el conjunto de flecha se puedan sacar sin alterar el conjunto de la columna de tubería. Estos diseños por lo común se llaman diseños "desarmables".

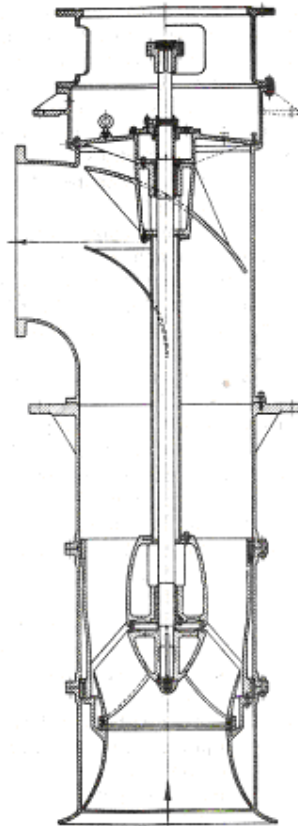


Fig 10 Corte de una bomba vertical de hélice modificada con tazón removible y conjunto de transmisión

Como las bombas verticales de turbina, las de hélice o las de hélices modificadas se han hecho con línea de transmisión abierta y encerrada, excepto para el servicio de circulación de condensado, la transmisión encerrada que usa aceite como lubricante pero con un cojinete terminal lubricado con grasa abajo del impulsor parece ser la preferida. Algunas bombas que manejan agua de circulación de condensadores usan

transmisiones encerradas pero con agua como (frecuentemente de otra fuente) lubricante, eliminando así cualquier posibilidad de que el aceite penetre al agua de circulación y cubra los tubos del condensador. Las bombas de hélice tienen propelas abiertas. Las bombas de hélice modificadas con impulsores de flujo mixto se fabrican tanto con impulsores abiertos como cerrados.

Bombas de agua de albañal

Exceptuando algunas bombas grandes verticales que manejan residuos cloacales diluidos (básicamente agua de lluvia contaminada, con aguas negras domésticas), las bombas verticales de agua de albañal de foso lleno, tienen un diseño de voluta de admisión de fondo con impulsores capaces de manejar materiales sólidos y fibrosos con un atascamiento mínimo. Estas bombas generalmente sostenidas de un piso alto por medio de una tubería colgante, con frecuencia usan transmisiones encerradas o cubiertas como las que se usan en las bombas verticales de turbina. Excepto por una entrada acampanada de succión y ciertas diferencias en la construcción de cojinetes y estoperos, son por lo general mecánica e hidráulicamente similares a sus equivalentes de foso seco. Se han usado tres construcciones básicas para esas bombas. La primera emplea impulsores sin anillos traseros y un cojinete lubricado con agua o grasa con un sello en su extremo más bajo lubricado arriba del impulsor (Fig. 11).

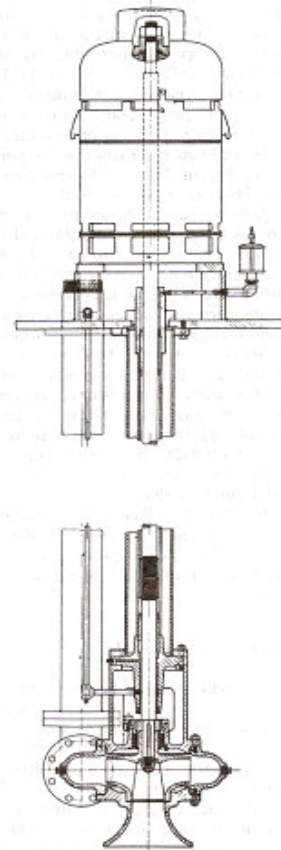


Fig. 11 Corte de una bomba (inatascable) vertical de foso lleno para alcantarillado

El extremo superior está conectado para descargar al foso de succión para evitar cualquier presión hidráulica apreciable en el sello del extremo inferior de la cubierta de tubería de la flecha; de lo contrario entraría el agua a la cubierta de tubería. El sello en el extremo inferior del cojinete del impulsor debe ser especialmente efectivo con altas descargas de la bomba; de otra manera escurrirá una gran cantidad de agua por el cojinete, con algo de corte si hay areniscas.

La segunda construcción es similar pero emplea álabes de vaciado o juntas de anillos de desgaste en la parte posterior del impulsor (este último necesita agujeros de balanceo por el cubo del impulsor) para que el cojinete sólo esté sujeto a la presión de succión. La tercera construcción, que se usa principalmente con impulsores que no tienen anillos posteriores o álabes de vaciado, retiene un estopero en alguna forma, con cojinetes arriba y separados de la caja.

Aunque los sellos de las flechas y la empaquetadura usada para sellar el extremo inferior de la cubierta de tubo o el cojinete del fondo están destinados a excluir tanta agua como sea posible, es de esperarse algún escurrimiento con niveles altos de agua de succión aun cuando el sello sea nuevo. Como algunos de los cojinetes de la flecha pueden tener que operar en agua o mezcla de agua y aceite, el cojinete puede desgastarse relativamente más aprisa que uno lubricado positivamente con aceite o grasa. Las bombas de aguas de albañal de foso lleno generalmente estarán limitadas a servicios que requieran operarse durante un periodo muy limitado del día.

Bombas de voluta

Además de las bombas de aguas de albañal de foso lleno más comunes, algunos diseños de admisión sencilla con succión, ya sea en el fondo o por la parte superior y los diseños de doble succión que están soportadas en el piso del pozo, se usan algunas veces en este servicio. Excepto en algunas instalaciones de diques secos flotantes, esas bombas tienen muy pocas aplicaciones en la actualidad.

Bombas de colector

El término "bomba de colector" ordinariamente da la idea de una bomba vertical de foso lleno que está suspendida de una placa del piso o de una tapa del colector o soportada por una pata en el fondo de un pozo, que está movida por un motor y controlada automáticamente por un interruptor de flotador, y que se usa para disponer de drenajes acumulados en un colector. El término no indica una construcción específica porque se usan tanto diseños de voluta como de difusor, éstos pueden ser de uno o varios pasos y tener impulsores abiertos o cerrados de una gran amplitud de velocidades específicas.

Para capacidades muy pequeñas servidas por motores de fracciones de hp, se pueden obtener "achicadores de sótanos", estos son una bomba pequeña y por lo general de voluta y un solo paso con impulsores de admisión sencilla (con succión de fondo o por la parte superior) soportada por una pata en la cubierta; el motor está soportado arriba del impulsor por alguna forma de columna que encierra la flecha.

Estos achicadores se hacen como unidades completas, incluyendo el flotador, interruptor de flotador, motor, y coladeras (Fig. 12).

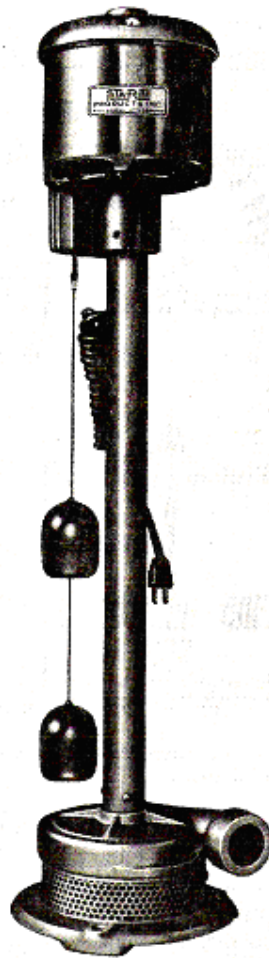


Fig. 12 Típica bomba de colector acnica-
dora de sótano
(Cortesía de Sta. Rite Products)

Las bombas de colector de mayor capacidad pueden ser verticales de hélice o de turbina (de uno o varios pasos) o de aguas de albañal verticales de foso lleno o de voluta. Si llegan arrastrándose al foso materiales sólidos u otros desperdicios, se prefiere la bomba vertical de foso lleno para aguas de albañal con un impulsor inatascable. Las bombas de colector más grandes son generalmente normalizadas, pero pueden obtenerse en cualquier longitud, con tapas de varios tamaños (en las que se puede montar un interruptor de flotador), y otros similares. Las unidades dúplex, es decir dos bombas en una tapa común de colector (algunas veces con pozo de visita de acceso al colector) se emplean con frecuencia (Fig. 13). Esas unidades pueden operar sus bombas en un orden fijo, o se puede usar un alternador mecánico o eléctrico para igualar su operación.

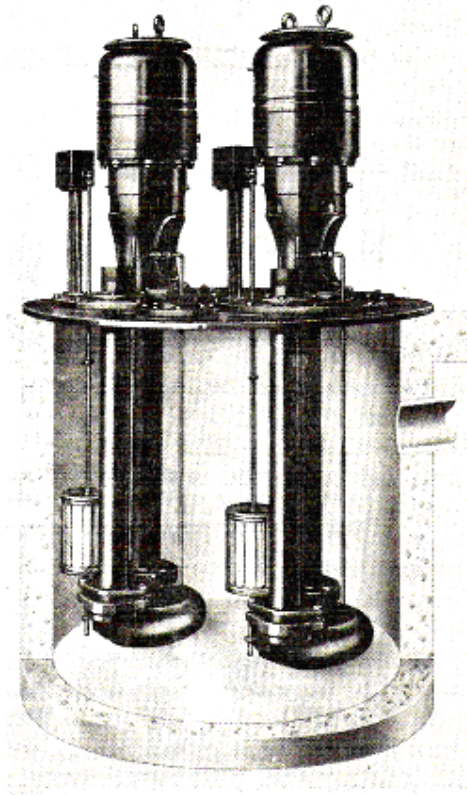


Fig. 13 Típica bomba dúplex de colector

(Cortesía de *Economy Photo*)

Aplicación de las bombas verticales de foso lleno

Como todas las bombas, las verticales de foso lleno tienen ventajas y desventajas, las primeras en su mayor parte hidráulicas y las últimas principalmente mecánicas. Si el impulsor (el del primer paso en bombas de varias etapas) está sumergido no hay problema de cebado, y la bomba puede controlarse automáticamente sin riesgo de que alguna vez trabaje en seco. Además, la NPSH disponible es mayor (excepto en tanques cerrados) y a veces permite una velocidad giratoria más alta para las mismas condiciones de servicio. La única ventaja mecánica es que el motor o impulsor se puede colocar a cualquier altura que se desee arriba de cualquier nivel de inundación. Las desventajas mecánicas son las siguientes: (1) Posibilidad de pegarse cuando está inactiva, (2) posibilidad de dañarse con objetos flotantes si la unidad está instalada en una zanja abierta o instalación similar, (3) inconveniente de sacarla y desmantelada para inspección y reparaciones, no importa que tan pequeñas sean y (4) la vida relativamente corta de los cojinetes de la bomba a menos que el agua y el diseño de los cojinetes sea ideal. La bomba vertical de foso lleno es la mejor bomba disponible para algunas aplicaciones, no la ideal pero la más económica para otras instalaciones, una mala selección para otras y todavía la menos deseable para otras más.

Arreglos típicos de bombas verticales

Una bomba es sólo una parte de un sistema de bombeo. El diseño hidráulico del sistema fuera de la bomba afectará la economía total de la instalación y puede fácilmente tener un efecto adverso sobre el funcionamiento de la misma bomba. Las bombas verticales son especialmente susceptibles porque el pequeño espacio de suelo ocupado por cada unidad ofrece la tentación de reducir el tamaño de la estación colocando unidades más cerca unas de otras. Si se reduce el tamaño, el arreglo de la succión puede no permitir el flujo apropiado del agua a la entrada de la succión de la bomba como están implicados muchos factores en el diseño de un pozo de succión y la localización de una boca acampanada y no se pueden aplicar con confianza reglas o relaciones sencillas, no se incluyen en este estudio. El tamaño físico de las bombas (ya sea de hélice o de voluta) afecta muy poco el diseño del pozo de succión, la localización de la boca acampanada o la distancia entre unidades estas están generalmente controladas por factores que gobiernan el flujo apropiado del agua a la boca acampanada.

La Fig. 14 ilustra un arreglo ideal para una estación de varias unidades con bombas de foso seco. Proporciona un flujo sin restricciones en el lado de la succión de todas las unidades.

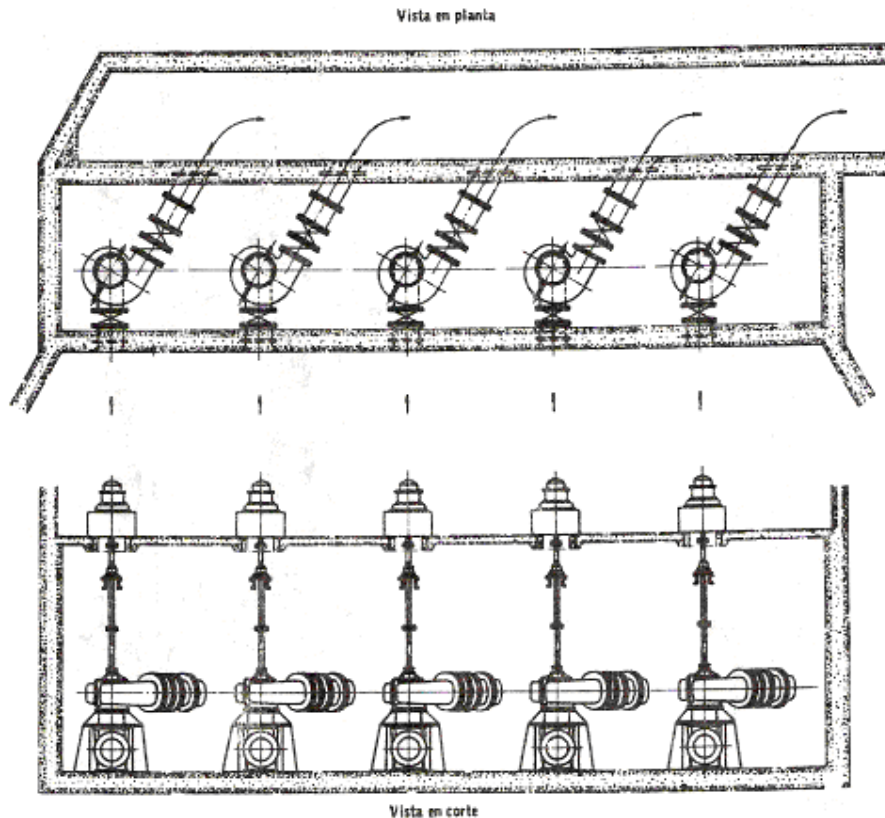


Fig 14 Estación de varias unidades con bombas verticales de voluta de foso seco longitudinal en todo el largo de una entrada de succión

Las estaciones que usan este arreglo para un grupo de bombas verticales de voluta, con frecuencia tienen las bocas acampanadas y codos de succión formados precisamente en la subestructura de concreto. Si se instalan bombas de foso lleno con bocas de campana verticales, se debe proporcionar un espacio libre adecuado en la pared posterior y entre las unidades (Fig. 15).

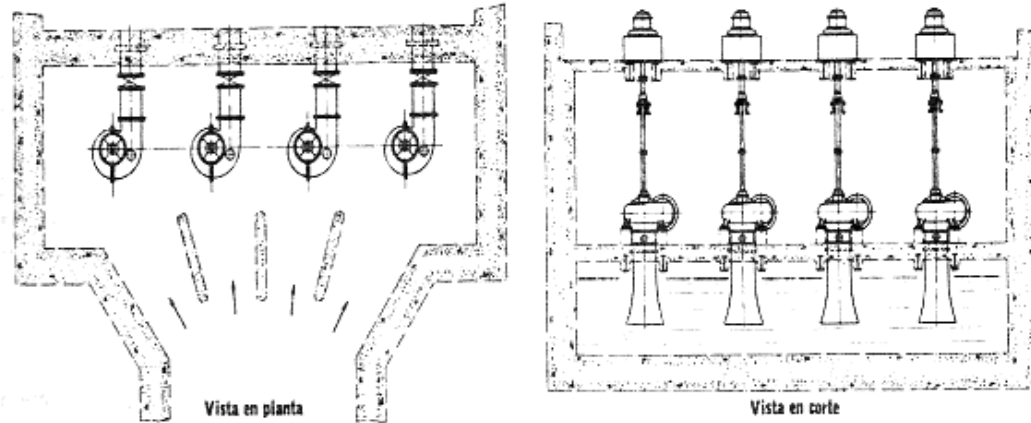


Fig. 15 Estación de varias unidades con bombas verticales de voluta de foso lleno al extremo del conducto

Este arreglo ilustra una situación común en la que la succión está situada al extremo de un conducto cuyo ancho es menor que la longitud del pozo de succión sin una sección floreada con paredes divisorias para guiar la distribución del agua que entra a las distintas unidades, el flujo se alteraría mucho y se afectaría adversamente la operación de las bombas

Un arreglo de bomba vertical de hélice que es con frecuencia molesto (los arreglos de las bombas verticales de voluta con bocas acampanadas de succión como las que están en la Fig. 15 tienen el mismo problema) se ve en la Fig. 16.

A menos que el ancho del pozo de succión proporcione suficiente área y a menos que la localización de las bocas acampanadas permitan buen flujo, la demanda de las primeras unidades de la línea alterará el flujo en unidades más alejadas.

Con mucha frecuencia las instalaciones de este arreglo general requieren abundantes tabiques de desviación para corregir la distribución. Algunas estaciones están hechas con paredes que forman pozos individuales para cada bomba, y un canal para alimentar esos pozos que corre a lo largo de la estación.

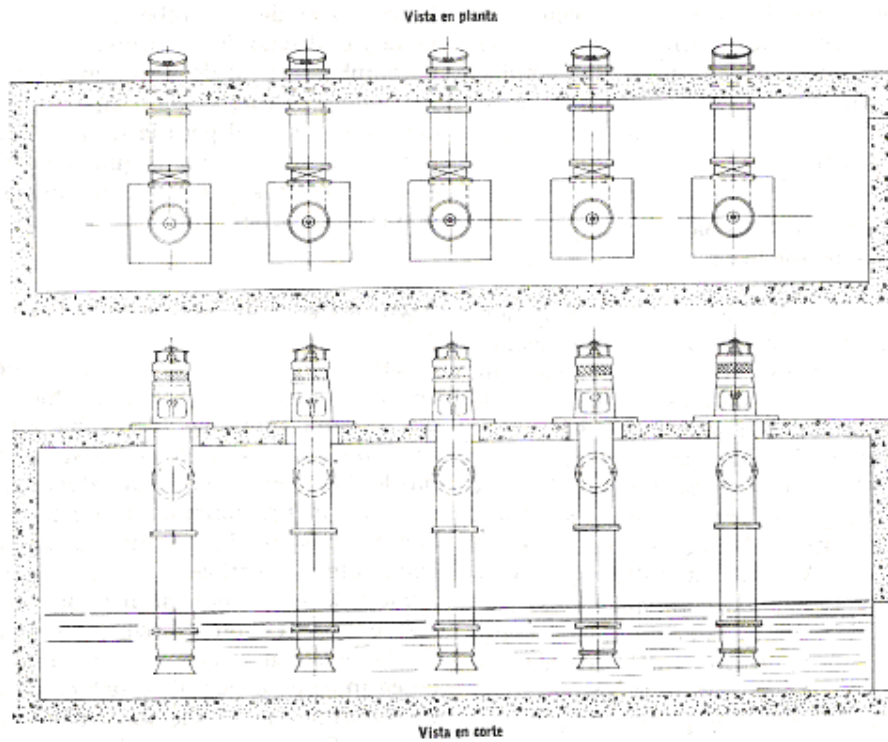


Fig. 16 Estación de varias unidades de bombas verticales de hélice con abastecimiento de succión desde un extremo del pozo

Se han desarrollado con los años a lo largo de la estación, dimensiones de los canales de entrada y accesos. Si es posible una entrada como la que se ilustra en la Fig. 17 dará resultados excelentes.

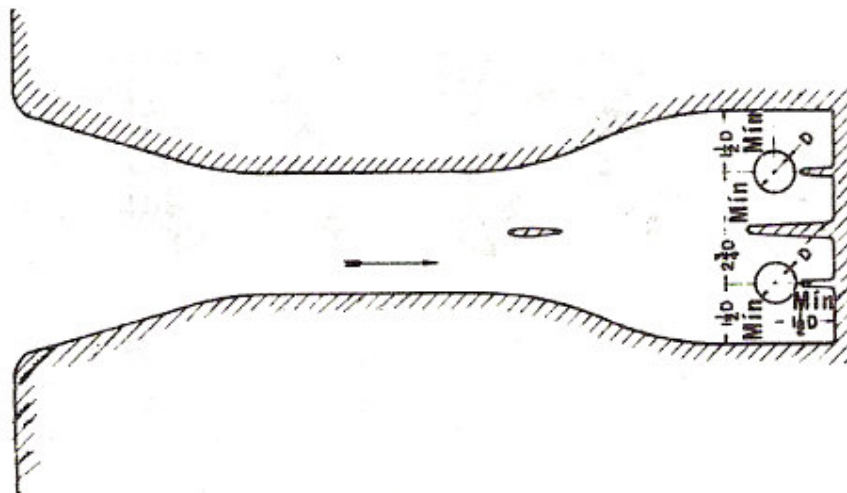


Fig. 17 Instalación de bomba con buen diseño de entrada
D= diámetro de la boca acampanada de succión.

Las dimensiones para el ancho del canal y las distancias se dan en términos del diámetro de las bocas acampanadas de succión. Otro ejemplo de buen diseño de canal y pozo para bombas verticales de turbina se da en la Fig. 18, que también indica los espacios libres entre las bocas acampanadas de succión y el fondo del pozo entre la bomba, la pared posterior del pozo y las paredes divisorias.

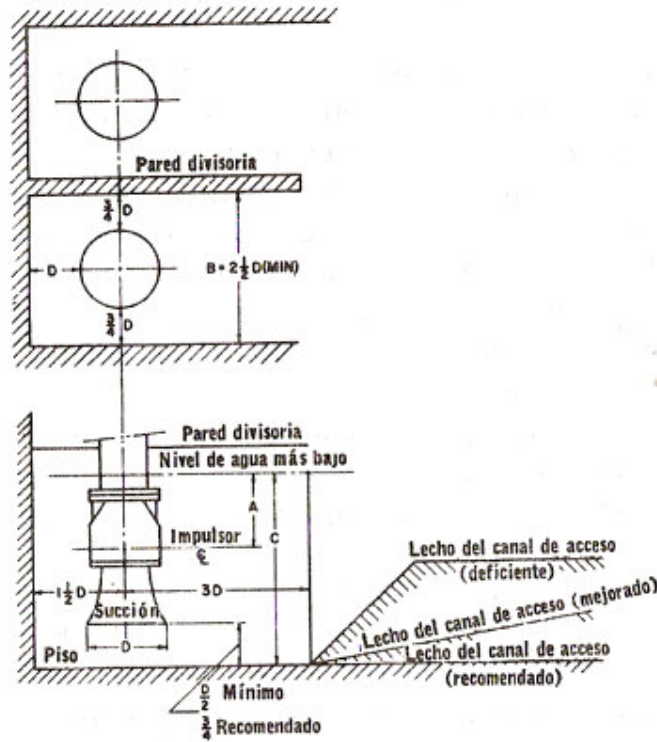


Fig. 18 Diseño recomendado para canal y pozo

CLAVE: *A = Sumersión mínima arriba de la línea del centro de impulsor, aproximadamente 1.5 a 2 D dependiendo de las características de cavitación de la bomba; B = ancho mínimo del colector o pozo; C = profundidad mínima del colector o pozo D = diámetro de la campana de succión (normalmente el mismo que el del tazón). El área de la sección transversal del colector ($B \times C$) no deberá ser menos de diez veces el área de la campana de succión ($\pi D^2/4$)*

Si están consideradas líneas largas de descarga, se requieren válvulas en la tubería. Normalmente se usan tanto una válvula de compuerta como una de retención (Fig. 19). La válvula de retención acciona para evitar el flujo inverso, mientras que la válvula de compuerta funciona cuando la unidad está fuera de servicio durante un periodo de tiempo largo. En algunas instalaciones, se omite la válvula de compuerta y se usan tabloncillos de cierre o válvulas de esclusa. Una válvula de cono que trabaja tanto como una de retención y de compuerta aparece en otras instalaciones.

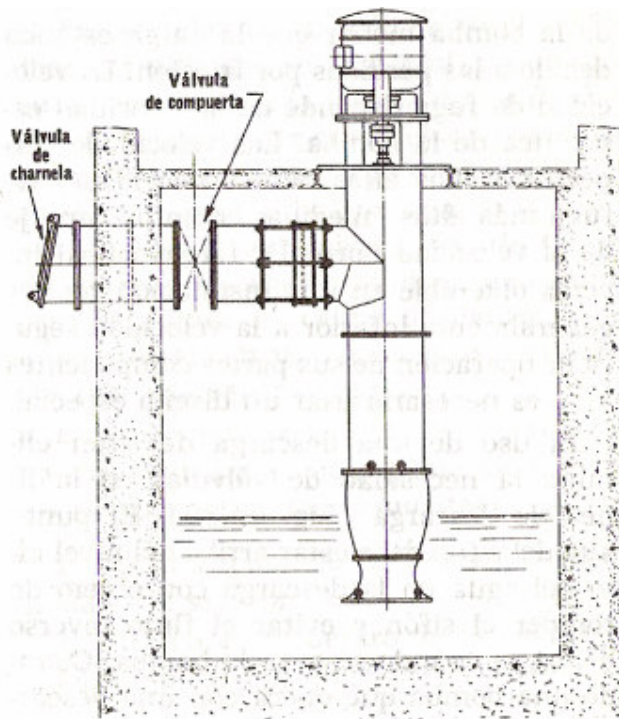


Fig. 19 Bomba vertical de hélice de foso lleno con válvulas de compuerta y charnela

El alto costo de esta válvula sin embargo, generalmente restringe su uso a instalaciones que requieren un flujo que se inicia y suspende gradualmente para evitar el golpe de ariete. Unas pocas instalaciones con líneas largas de descarga para bombas aisladas no tienen más válvula que una de charnela, en el extremo de descarga. Si la unidad está parada, el agua en la línea de descarga fluye de regreso a través de la bomba hasta que la tubería queda vacía.

Si el diseño de una instalación o la falla de una válvula de retención o de charnela que no cierran permiten el flujo inverso de agua a través de la bomba, la bomba actúa como una turbina hidráulica. El torque desarrollado por la bomba como turbina causará la rotación inversa de impulsores de rotación libre como los motores eléctricos. Por lo general no es suficiente para provocar la rotación inversa en máquinas de combustión interna. En los motores la velocidad inversa que se alcanzará dependerá tanto de la carga neta como de la velocidad de descontrol de la bomba menor que la carga estática debido a las pérdidas por fricción.

La velocidad de fuga depende de la velocidad específica de la bomba. Las velocidades específicas más altas tienen velocidades de fuga más altas (medidas como porcentaje de la velocidad normal). La velocidad inversa obtenible en una instalación real es generalmente inferior a la velocidad segura de operación de sus partes componentes y no es necesario usar un diseño especial.

El uso de una descarga de sifón elimina la necesidad de válvulas en la línea de descarga (Fig. 20).

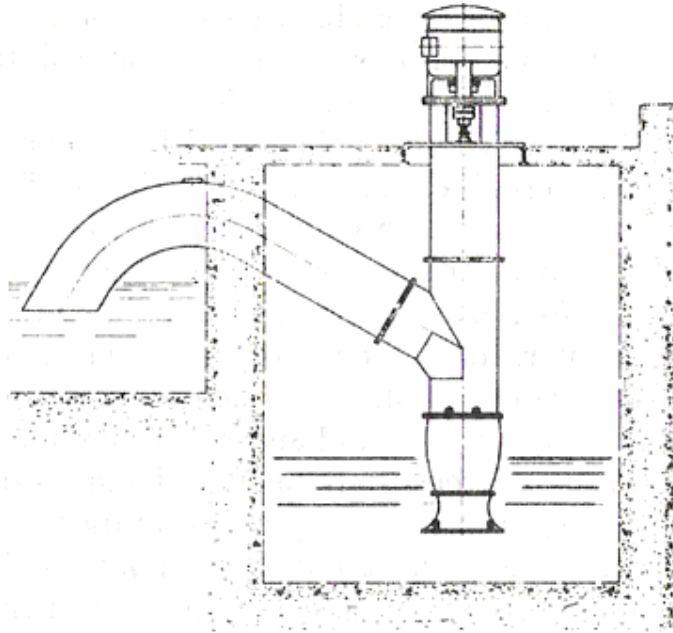


Fig 20 **Bomba vertical de hélice de foso
lleno con descarga de sifón**

El punto alto del sifón debe estar arriba del nivel alto del agua en la descarga con objeto de romper el sifón y evitar el flujo inverso del agua cuando se para la bomba. Cuando una bomba que opera con una descarga de sifón se arranca, el procedimiento usual es escapar el aire del sistema con un dispositivo cebador hasta que la bomba queda cebada. Entonces puede arrancarse la bomba para ayudar a llenar el sifón. La conexión al punto alto del sifón también está provista con una abertura que tiene válvula para que se pueda admitir aire y romper el sifón cuando se desea parar la unidad. Es posible controlar la admisión de aire automáticamente, de modo que la válvula funciona si se para la unidad por alguna razón.

Aunque los sifones de ramas cortas son relativamente sencillos y libres de molestias tanto de diseño como de operación, se debe tener más cuidado si tienen ramas largas. Algunos sifones operan correctamente con ramas que exceden 8 m, pero éstos, están principalmente limitados a sistemas de circulación en instalaciones de plantas eléctricas.

El uso de una descarga de sifón es conveniente en instalaciones de drenaje para bombear sobre un dique porque proporciona menor carga de la que se tendría si el agua se descarga arriba del dique.

1.8 Tuberías a presión

Dentro de un sistema de abastecimiento de agua potable se llama línea de conducción, al conjunto integrado por tuberías, estaciones de bombeo, dispositivos de control y obras de arte, que permiten el transporte de agua desde una sola fuente de abastecimiento, hasta un solo sitio donde será distribuida en condiciones adecuadas de calidad, cantidad y presión.

En este capítulo se señalan los lineamientos que deben seguirse para realizar el diseño hidráulico y geométrico de una línea de conducción, debido a que generalmente ésta se proyecta para que funcione a presión, cuando se diseñe una línea de conducción que trabaje a superficie libre.

1.9 Información general

Para el diseño de una línea de conducción se requerirá un plano topográfico que muestre plantas y elevaciones; para lo cual será necesario definir, mediante una selección de alternativas, la ruta sobre la que se efectuará dicho levantamiento, y para ello el proyectista podrá ayudarse de información ya existente de la zona de estudio como:

- Mapas topográficos, hidrográficos, geológicos, etc.
- Cartas de uso de suelo, normalmente editadas por el Instituto Nacional de Estadística, Geografía e Informática (INEGI). Estas cartas permitirán definir posibles afectaciones sobre el derecho de vía propuesto.
- Fotografías aéreas, cuya toma podría ser conveniente en caso de que no se cuente con mapas o cartas.

1.10 Diseño geométrico

Para definir el trazo de una conducción será necesario combinar aspectos económicos y de funcionamiento hidráulico.

El trazo definitivo de la conducción se deberá encontrar mediante el proceso de proponer varias alternativas de trazos, considerando la negociación de las afectaciones a terceros por el derecho de paso de la conducción, y se revisará para cada una, el costo total del sistema, incluyendo las estructuras necesarias para la operación, mantenimiento y buen funcionamiento hidráulico.

En general se procurará que los trazos se ubiquen por calles, derechos de vía de carreteras, líneas de transmisión eléctrica, líneas de ferrocarriles, veredas, o límites de predios.

La tubería deberá seguir, en lo posible, el perfil del terreno.

Se procurará asimismo que cuando la tubería se aloje en zanja, la excavación en roca sea mínima. La localización se escogerá de tal forma que sea la más favorable, respecto al costo de construcción y a las presiones hidráulicas resultantes. Se deberá tener

especial atención en la línea de gradiente hidráulico, ya que mientras más cercana esté la conducción a esta línea, la presión en los tubos será menor; esta condición puede traer como consecuencia un ahorro en el costo de la tubería. En ocasiones, las presiones altas se podrán reducir rompiendo la línea de gradiente hidráulico con la instalación de almacenamientos auxiliares, como embalses o cajas rompedoras de presión. En planta se buscará que el trazo de la tubería sea lo más recto posible.

1.11 Diseño hidráulico

A) Ecuaciones para flujo permanente

- **Ecuación de continuidad:** Establece la invariabilidad del gasto, Q [m^3/s], en cada sección del conducto.

$$Q = VA$$

donde:

V es la velocidad media de flujo, en m/s

A es el área de la sección transversal del conducto, en m^2

- **Ecuación de la energía:** Establece la constancia de la energía entre dos secciones transversales de un conducto.

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_1^2 h_f + \sum_1^2 h_L$$

donde:

g es la aceleración de la gravedad, la cual se puede tomar igual a 9.81 m/s^2

p es la presión, en [kg/m^2]

V es la velocidad media en el conducto, en [m/s]

z es la carga de posición, en [m]

γ es el peso específico del agua, en [kg/m^3]

h_{fp} pérdidas primarias, por fricción

h_{fs} pérdidas secundarias, o por accesorios

- **Ecuación de cantidad y movimiento:** Es una aplicación de la segunda ley de Newton en forma vectorial.

$$\sum_1^2 \vec{F} = \frac{\gamma}{g} Q \left[\left(\beta \vec{V} \right)_2 - \left(\beta \vec{V} \right)_1 \right]$$

Donde ΣF representa la resultante de todas las fuerzas que actúan sobre el elemento líquido comprendido entre las secciones consideradas como cuerpo libre β es el coeficiente de Boussinesq, se relaciona con el coeficiente de Coriolis a través de la siguiente ecuación.

$$\beta = 1 + \frac{\alpha - 1}{3}$$

El diseño hidráulico de las tuberías consistirá en aplicar las ecuaciones mostradas anteriormente, de acuerdo con la índole del problema.

Cualquiera que sea el sistema de ecuaciones por usar, este se deberá plantear entre secciones finales con condiciones de frontera perfectamente definidas, es decir, aquellas secciones en las cuales se conozcan con exactitud los valores de la energía de posición, de presión y de velocidad con los cuales se pueda calcular la energía total. Estas secciones pueden ser:

- La superficie libre del líquido en un recipiente al cual se conecta el conducto.
- La sección de un chorro descargado por un chiflón a la atmósfera.
- Secciones intermedias en una conducción, en las cuales confluyen o se bifurcan ramales, de tal modo que en ellas la energía total sea común para todos los ramales.

B) Pérdidas de energía por fricción en la conducción

Por lo general en las líneas de conducción, la resistencia por fricción, ofrecida por el tubo es el elemento dominante en su diseño hidráulico. En esta sección se presentan las fórmulas que pueden utilizarse para calcular dicha resistencia. El ingeniero proyectista usará la fórmula con la que esté familiarizado y con la que haya tenido experiencia.

Se deberá seleccionar en forma conservativa el valor del coeficiente para las fórmulas.

- Fórmula de Darcy-Weisbach. La fórmula de Darcy-Weisbach se expresa:

$$hf = f \frac{LV^2}{D2g}$$

donde:

h_f es la pérdida por fricción, en [m]

f es el factor de fricción

L es la longitud del tramo, en [m]

D es el diámetro de la sección transversal del conducto, en [m]

V es la velocidad media en el conducto, en [m/s]

g es la aceleración de la gravedad en [m/s²]

Los valores de n que se recomiendan para diferentes materiales de la tubería se muestran en la tabla 1-2:

| Material de la tubería | n |
|---|-------|
| Asbesto cemento | 0.010 |
| Concreto liso | 0.012 |
| Concreto áspero | 0.016 |
| Acero galvanizado | 0.014 |
| Fierro fundido | 0.013 |
| Acero soldado sin revestimientos | 0.014 |
| Acero soldado con revestimiento interior a base de resinas epóxicas o similar | 0.011 |
| Plástico PVC | 0.009 |

Tabla 1-2: Valores de coeficiente de rugosidad de Manning para distintos materiales de la tubería.

C) Pérdidas locales

Generalmente, en las líneas de conducción, las pérdidas locales pueden ignorarse debido a que tienen un valor relativamente bajo en función de la pérdida total. Sin embargo si el trazo de la línea presenta demasiados cambios de dirección o de diámetro, debidos a condiciones especiales de topografía o espacio, deberán considerarse dichas pérdidas.

Para calcular las pérdidas locales de energía se utilizará la expresión siguiente:

$$h_L = k \frac{V^2}{2g}$$

El valor de V corresponde a la sección que se localiza aguas abajo de la alteración (salvo aclaración en caso contrario).

En los casos que a continuación se enumeran, el coeficiente k tomará los valores siguientes:

- Entrada de depósito a tubería

Con aristas agudas $k = 0.50$, (Fig. 21)

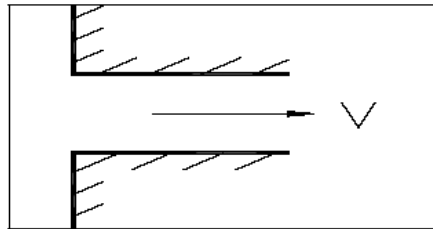
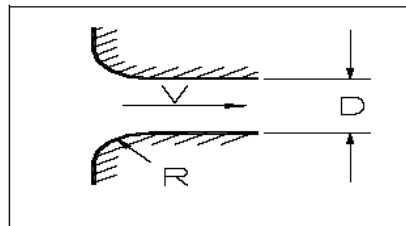


Fig. 21

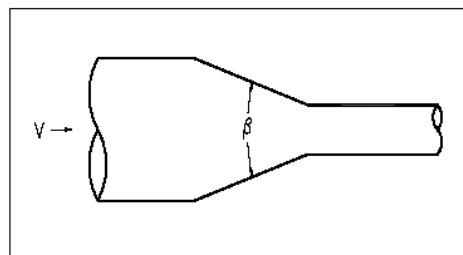
Con diseño hidrodinámico, (Fig. 22)



| | | | | | |
|-----|------|------|------|------|------|
| R/D | 0.05 | 0.1 | 0.2 | 0.3 | 0.4 |
| k | 0.25 | 0.17 | 0.08 | 0.05 | 0.04 |

Fig. 22

- Codo de reducción, (Fig. 23)



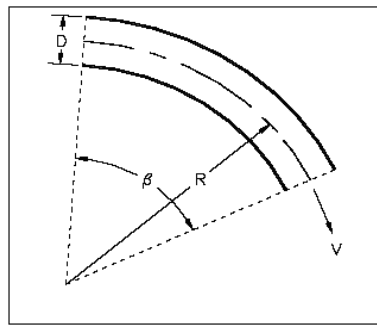
| | | | | | |
|---------|-------------|-----------|------------|------------|------------|
| β | $< 4^\circ$ | 5° | 15° | 20° | 25° |
| k | 0.00 | 0.06 | 0.18 | 0.20 | 0.22 |

| | | | | |
|---------|------------|------------|------------|------------|
| β | 30° | 45° | 60° | 75° |
|---------|------------|------------|------------|------------|

| | | | | |
|---|------|------|------|------|
| k | 0.24 | 0.30 | 0.32 | 0.34 |
|---|------|------|------|------|

Fig. 23

- Codo, (Fig.24)



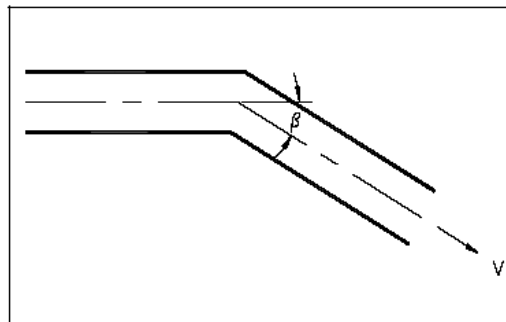
$$k = C\eta$$

| | | | | |
|-----|------|------|------|---------|
| R/D | 1 | 2 | 4 | 6 ó más |
| C | 0.52 | 0.31 | 0.25 | 0.22 |

| | | | | | | |
|---------|------|------|------|------|------|------|
| β | 10 | 20 | 30 | 40 | 60 | 90 |
| η | 0.20 | 0.38 | 0.50 | 0.62 | 0.81 | 1.00 |

Fig. 24

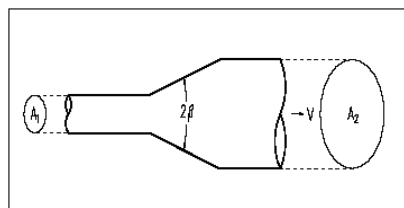
- Codo brusco, (Fig. 25)



$$k = 1.8(1 - \cos \beta)$$

Fig.25

- Ampliación, (Fig. 26)



$$k = C \left(\frac{A_2}{A_1} \right)$$

| | | | | | |
|---------|------|------|------|------|------|
| β | 6° | 10° | 15° | 20° | 30° |
| C | 0.14 | 0.20 | 0.30 | 0.40 | 0.70 |

| | | | |
|---------|------|------|--------|
| β | 40° | 50° | 60-90° |
| k | 0.90 | 1.00 | 1.10 |

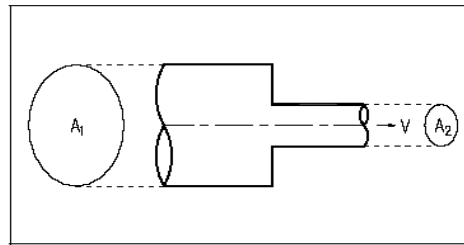
Fig.26

- Válvula totalmente abierta, (Tabla 1-3)

| Válvula | k |
|-------------------|-------------|
| Esférica | 0.016 |
| Compuerta | 0.08 a 0.19 |
| Mariposa | 0.1 a 0.42 |
| Aguja | 0.4 |
| Chorro divergente | 0.52 |

Tabla 1-3

- Reducción brusca, (Fig. 27)



| | | | | | | |
|-----------|------|------|------|------|------|------|
| A_2/A_1 | 0.1 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | 1.0 |
| k | 0.45 | 0.42 | 0.33 | 0.22 | 0.13 | 0.00 |

Fig. 27

D) Conducción por gravedad

Una conducción por gravedad se presenta cuando la elevación del agua en la fuente de abastecimiento es mayor que la carga piezométrica que se requiere o existe en el punto de entrega del agua. El diseño en este tipo de conducción consistirá en determinar el diámetro comercial del tubo, que conducirá el gasto deseado con una pérdida de carga en la conducción igual a la carga disponible. Si se pretende aprovechar la carga disponible para la generación de energía eléctrica, el diámetro de la tubería se determinará con base en el análisis económico correspondiente.

E) Conducción por bombeo

La conducción por bombeo se usa generalmente cuando la elevación del agua en la fuente de abastecimiento es menor que la carga piezométrica que se requiere en el punto de entrega. El equipo de bombeo suministrará la carga necesaria para vencer el desnivel existente entre la succión y el sitio de descarga de la línea de conducción más las pérdidas locales y las debidas a la fricción.

En una línea de conducción por bombeo se hará el estudio para obtener el diámetro económico. Para ello se considerarán varias alternativas para el diámetro de la tubería.

El diámetro económico será aquel que corresponde al valor mínimo de la suma de los conceptos siguientes, calculados a valor presente:

- Costo de la tubería y su colocación; y
- Costo de la energía para el bombeo.

F) Velocidades permisibles

Para evitar que se sedimenten partículas que arrastre el agua, el flujo tendrá una velocidad mínima de 0.5 m/s.

La velocidad máxima permisible para evitar la erosión de la tubería será la que se indica a continuación (se considera que el agua es limpia o poco turbia), (Tabla 1-4)

| Material de la tubería | Velocidad máxima (m/s) |
|--|------------------------|
| Concreto simple hasta 0.45 m de diámetro | 3.0 |
| Concreto reforzado de 0.60 m de diámetro o mayores | 3.5 |
| Asbesto-cemento | 5.0 |
| Acero galvanizado | 5.0 |
| Acero sin revestimiento | 5.0 |
| Acero con revestimientos | 5.0 |
| Polietileno de alta densidad | 5.0 |
| Plástico PVC | 5.0 |

Tabla 1-4: Velocidades máxima permisibles.

1.12 Instalación de válvulas de admisión y expulsión de aire y desagües

Cuando la topografía sea accidentada se colocarán válvulas de admisión y expulsión de aire en los sitios más elevados del perfil, mientras que, cuando la topografía sea más o menos plana se ubicarán en puntos situados cada 1500 metros como máximo, y en los puntos más altos del perfil de la línea.

En tramos con pendiente fuerte, ascendente o descendente, se debe analizar la conveniencia de instalar válvulas de admisión o expulsión de aire en puntos intermedios.

Los desagües se utilizarán en los puntos más bajos del perfil, con el fin de vaciar la línea en caso de roturas durante su operación.

1.13 Selección del material de la tubería

La selección del material de la tubería deberá basarse en las especificaciones establecidas de material y las recomendaciones de códigos aplicables, estándares y dimensionales. El ingeniero proyectista deberá considerar también los requerimientos de servicio, y parámetros tales como: resistencia mecánica, resistencia a la corrosión, facilidad de instalación, costo de suministro e instalación, costo de operación y mantenimiento, y vida útil de la tubería. Asimismo deberá tomarse en cuenta la capacidad hidráulica de la conducción.

En general, para conducciones con gastos pequeños y con un diámetro menor o igual a 0.15 m, se recomiendan las tuberías de cloruro de polivinilo (PVC). En conducciones con diámetros superiores a 0.15 m y con presiones menores de 14 [kg/cm²] se recomiendan las tuberías de asbesto-cemento.

Cuando en la conducción el diámetro es mayor a 0.60 m y existen presiones mayores a 10 [kg/cm²], el ingeniero proyectista deberá elegir entre tuberías de asbesto-cemento, concreto reforzado o acero. Para conducciones con presiones de trabajo superiores a 14[kg/cm²] se hará el estudio económico entre tuberías de acero y concreto reforzado.

Capítulo 2

Términos aplicados

2.1 Carga dinámica total de bombeo (C.D.T.B.)

Es la carga hidráulica total que la bomba debe desarrollar para satisfacer los requerimientos de gasto en un sistema de bombeo determinado.

Dentro de la cuantificación de la carga dinámica total (C.D.T.B), podemos identificar fundamentalmente dos tipos de carga hidráulica:

Carga estática (He)

Carga por pérdidas por fricción (Hf)

$$C.D.T.B = H_e + H_f$$

2.2 Carga estática (He)

La carga estática es determinada por los niveles y condiciones de succión que rigen en el sistema de bombeo. La carga estática se puede cuantificar haciendo una apreciación total o de manera parcial como se indica a continuación.

-Carga de succión (espejo del agua sobre centro del impulsor). Cota del espejo del agua a línea de centro del impulsor.

-Elevación de succión (espejo del agua bajo centro del impulsor). Cota del espejo del agua a línea de centro del impulsor.

-Elevación de descarga. Cota de línea de centro del impulsor hasta la entrega del bombeo.

2.3 Carga por pérdidas por fricción (Hf)

Para determinar la magnitud de las pérdidas hidráulicas por fricción, las identificamos de la manera siguiente:

a) Pérdidas primarias (hfp)

-Pérdidas hidráulicas que se generan con el paso del fluido a través de tubería recta.

Existe en el ámbito de la hidráulica un gran número de fórmulas que pueden ser aplicadas para el cálculo de estas pérdidas hidráulicas, sin embargo, existen limitaciones en la aplicación de muchas de ellas.

A continuación se presentan tres de las fórmulas de mayor aplicación actualmente.

Fórmula de Darcy (1867)

$$h_f = f \frac{LV^2}{D2g}$$

h_f = Pérdida de carga [m]

f = Coeficiente de fricción (adimensional)

L = Longitud de la tubería [m]

V = Velocidad media [m/s]

D = Diámetro del tubo [m]

g = Aceleración de la gravedad 9.81 [m/s²]

Fórmula de Hazen Williams (1903-920)

$$V = 0.355 \cdot c \cdot D \cdot sf$$

V = Velocidad media [m/s]

D = Diámetro [m]

sf = Pérdidas de carga unitaria [m/m]

c = Coeficiente que depende de la naturaleza de las paredes de los tubos (material y estado)

Formula de Manning

$$H_f = \frac{10.3 n^2 \cdot Q^2 \cdot L}{D^{16/3}}$$

n = Coeficiente de Manning que depende del material y estado de la tubería, adimensional.

Q = Caudal de bombeo [m³/s]

L = Longitud de la tubería [m]

D = Diámetro del tubo [m]

H_f = Pérdidas de carga [m]

b) Pérdidas secundarias (h_{fs})

Son las pérdidas hidráulicas ocasionadas en accesorios y piezas especiales (existentes en nuestro sistema de bombeo), por cambios de velocidad del fluido y presencia de turbulencia en la localidad.

Para determinar este tipo de pérdidas hidráulicas, existen dos métodos básicos.

-Expresión general

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

K = Coeficiente obtenido experimentalmente para cada caso, (adimensional).

V = Velocidad media, [m/s]

g = Aceleración de la gravedad, [9.8 m/s²]

-Por longitudes equivalentes

Este método consiste en añadir a la longitud real de la tubería, solamente para efectos de cálculo, longitudes de tubo con el mismo diámetro del conducto en estudio, capaces de causar las mismas pérdidas de carga ocasionadas por las piezas a las que sustituyen.

Una vez obtenida la longitud equivalente se aplican las fórmulas utilizadas en el cálculo de pérdidas primarias (Darcy, Hazen Williams y Manning).

2.4 Carga hidráulica por velocidad (Hv)

Corresponde a la energía cinética que la bomba le proporciona al fluido y se expresa de la siguiente forma:

$$H_v = \frac{V^2}{2g}$$

v = Velocidad media, [m/s]

g = Aceleración de la gravedad, [9.81m/s]

Por tanto resumiendo tenemos:

$$C.D.T.B = H_e + H_f = H_e + h_{fp} + h_{fs} + H_v$$

2.5 Velocidad específica (Ns)

La velocidad específica Ns es un parámetro adimensional útil para clasificar la geometría general y características de rendimiento de los impulsores.

El término velocidad específica de una bomba es una práctica común para indicar la velocidad específica del impulsor. Esto origina confusión especialmente con las bombas de pasos múltiples para las cuales solo la velocidad específica de un solo paso es significativa. Con las bombas de pasos múltiples, la carga de un solo paso se debe usar en la ecuación.

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

donde:

N_s = Velocidad específica, adimensional

Q = Capacidad de la bomba, [g.p.m]

H = Carga por paso, [ft]

n = Velocidad de rotación, [rpm]

Y no la carga total de la bomba. La carga de un solo paso es casi siempre la carga total de la bomba dividida entre el número de pasos.

2.6 Carga neta positiva de succión (N.P.S.H)

N.P.S.H.D = N.P.S.H disponible en la instalación, dado por la suma algebraica de todas las magnitudes que facilitan (signo positivo) y dificultan (signo negativo) la succión de la bomba. Por tanto cabe decir que el NSPH disponible es la carga residual disponible en la instalación para la succión del fluido.

N.P.S.H.R = N.P.S.H requerido.

Puede definirse como la carga exigida por la bomba para aspirar el fluido del pozo de succión.

El N.P.S.H.D, esta cuantificado con la siguiente expresión:

$$N.P.S.H.D = H_a + H_s - H_f - H_v$$

N.P.S.H.D = N.P.S.H disponible en el sistema

H_a = Presión atmosférica, [m]

H_s = Sumergencia de la bomba, [m]

H_f = Pérdidas en la succión, [m]

H_v = Presión de vapor del agua a la temperatura del agua bombeada, [m]

El NPSHR es proporcionado por el fabricante de la bomba

Cuando el agua fluye a través de la bomba, la presión en la entrada y en la tubería de succión tiende a disminuir debido a las altas velocidades del flujo. Si la reducción va más allá de la presión de vapor del agua, se producirá la vaporización y se formarán burbujas de vapor en el seno del líquido.

Estas burbujas son transportadas por el líquido hasta llegar a una región de mayor presión, donde el vapor regresa al estado líquido de manera súbita, "aplastándose" bruscamente las burbujas. Este fenómeno se llama cavitación.

La cavitación se produce principalmente en los álabes del impulsor de la bomba, donde las fuerzas ejercidas por el líquido al aplastar la cavidad dejada por el vapor dan lugar a presiones localizadas muy altas, erosionando su superficie y causando esfuerzos que pueden originar su destrucción. El fenómeno generalmente va acompañado de ruido y vibraciones, dando la impresión de que se tratara de grava que golpea en las diferentes partes de la máquina.

La cavitación además de producir daños físicos y ruidos molestos, puede llegar a reducir de manera considerable el caudal y rendimiento de la bomba.

La carga neta de succión positiva es la diferencia entre la presión existente a la entrada de la bomba y la presión del vapor del líquido que se bombea.

Esta diferencia es la necesaria para evitar la cavitación. En el diseño de bombas destacan dos valores de N.P.S.H, el N.P.S.H disponible y el N.P.S.H requerido.

El N.P.S.H requerido es función del diseño de fábrica de la bomba, su valor, determinado experimentalmente, es proporcionado por el fabricante. El N.P.S.H requerido corresponde a la carga mínima que necesita la bomba para mantener un funcionamiento estable. Se basa en una elevación de referencia, generalmente considerada como el eje del rodete.

El N.P.S.H disponible es función del sistema de succión de la bomba, se calcula en metros de agua, mediante la siguiente fórmula.

$$NPSH_{disponible} = H_{atm} - (H_{vap} + h_s + \Delta H_s)$$

Para evitar el riesgo de la cavitación por presión de succión, se debe cumplir que:

$$NPSH_{disponible} > NPSH_{requerida}$$

Para el cálculo del N.P.S.H se debe fijar un nivel de referencia con respecto a la bomba. En las bombas que trabajan horizontalmente (eje horizontal) el plano de referencia se localiza a través del centro del eje y en las bombas verticales (eje vertical) a través del plano que atraviesa la parte más inferior de los álabes del impulsor, en caso de tener más de un impulsor se considerara la ubicación del inferior (Fig. 28).

Otras causas de cavitación en bombas son las excesivas revoluciones del rotor. En este caso se debe verificar que la velocidad específica de operación no sobrepase la máxima dada por el fabricante.

Sumergencia mínima (ΔH)

La altura del agua entre el nivel mínimo y la unión de la rejilla, o la boca de entrada a la tubería, debe ser igual o superior a los límites siguientes (Fig. 29):

a) Para dar cumplimiento a requerimientos hidráulicos. Considerando la velocidad para el caudal de bombeo requerido:

$$\Delta H = \frac{v^2}{2g} + 0.20$$

b) Para impedir ingreso de aire, de acuerdo al diámetro (d) de la tubería de succión:

$$\Delta H = 2.5 d + 0.10$$

c) Se seleccionará el valor mayor.

Carga de impulsión

Está dada por la diferencia de elevación entre el nivel máximo de las aguas en el sitio de llegada y el eje de las bombas más la pérdida de carga del lado de la tubería de impulsión:

$$Hi = hi + \Delta hi$$

donde:

hi = Altura de impulsión, o sea, la altura del nivel superior en relación al eje de la bomba, [m].

Δhi = Pérdida de carga en la tubería de impulsión, [m].

Reemplazando las ecuaciones de carga de succión y de carga de impulsión en la ecuación de altura manométrica total se tienen las siguientes relaciones:

Bombeo con bombas de eje horizontal y de eje vertical:

$$Hb = hs + hi + \Delta hs + \Delta hi$$

Bombeo con bombas sumergibles:

$$Hb = hi + \Delta hi$$

El proyectista por seguridad podrá incrementar la altura de pérdida de carga en las tuberías, en función a la edad de las mismas, de considerar la altura por carga de velocidad

$\left(\frac{V^2}{2g}\right)$ y/o adoptar una altura de presión mínima de llegada.

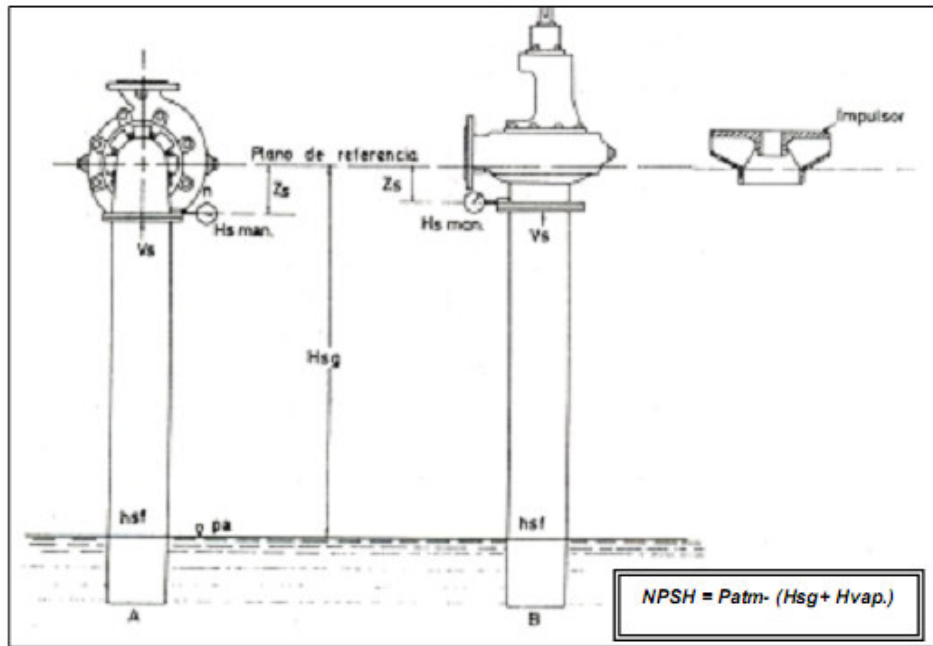


Fig. 28. Esquema de la tubería de succión en un sistema de tubería con el fin de ilustrar el N.P.S.H.

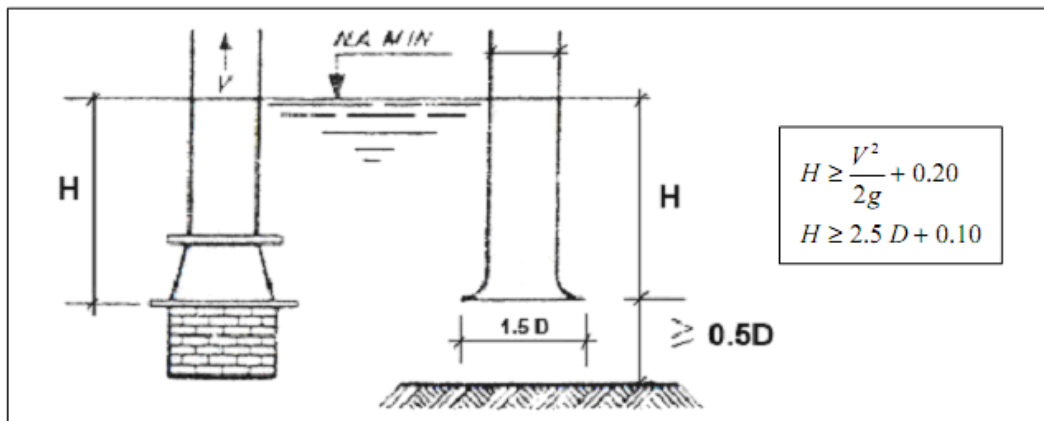


Fig. 29. Sumergencia mínima para evitar ingreso de aire en la tubería de succión y deficiencias en el funcionamiento de la bomba.

| Altura sobre el nivel del mar | | Presión atmosférica (Pa) | |
|-------------------------------|-------|--------------------------|-------|
| m | ft | m | Pa |
| 0 | 0 | 10.33 | 14.69 |
| 250 | 820 | 10.03 | 14.26 |
| 500 | 1640 | 9.73 | 13.83 |
| 750 | 2640 | 9.43 | 13.41 |
| 1000 | 3280 | 9.13 | 12.98 |
| 1250 | 4101 | 8.83 | 12.55 |
| 1500 | 4291 | 8.53 | 12.13 |
| 1750 | 5741 | 8.25 | 11.73 |
| 2000 | 6561 | 8.00 | 11.38 |
| 2250 | 73.81 | 7.75 | 11.02 |
| 2500 | 8202 | 7.57 | 10.68 |
| 2750 | 9022 | 7.28 | 10.35 |
| 3000 | 9842 | 7.05 | 10.02 |
| 3250 | 10662 | 6.83 | 9.71 |
| 3500 | 11483 | 6.62 | 9.42 |
| 3750 | 12303 | 6.41 | 9.12 |
| 4000 | 13123 | 6.20 | 8.82 |
| 4250 | 13943 | 5.98 | 8.52 |
| 4500 | 14764 | 5.78 | 8.22 |

Tabla 2-1. Disminución de la presión atmosférica.

| Temperatura | | Peso específico Kg/dm ³ | Presión de vapor (P.V.P) | |
|-------------|-----|---------------------------------------|-----------------------------|------------|
| C° | F° | | M. Abs. | P. SI. Abs |
| 0 | 32 | 0.9998 | 0.062 | 0.088 |
| 5 | 41 | 1.000 | 0.089 | 0.127 |
| 10 | 50 | 0.9996 | 0.125 | 0.1781 |
| 5 | 59 | 0.9990 | 0.174 | 0.247 |
| 20 | 68 | 0.9982 | 0.238 | 0.338 |
| 25 | 77 | 0.9970 | 0.323 | 0.459 |
| 30 | 86 | 0.9955 | 0.432 | 0.614 |
| 35 | 95 | 0.9939 | 0.573 | 0.815 |
| 40 | 104 | 0.9921 | 0.752 | 1.070 |
| 45 | 113 | 0.9900 | 0.977 | 1.389 |
| 50 | 122 | 0.9880 | 1.258 | 1.789 |
| 55 | 131 | 0.9857 | 1.605 | 2.283 |
| 60 | 140 | 0.9831 | 2.031 | 2.889 |
| 70 | 158 | 0.977 | 3.177 | 4.519 |
| 75 | 167 | 0.9748 | 3.931 | 5.591 |
| 80 | 179 | 0.9718 | 4.829 | 6.869 |
| 85 | 185 | 0.9687 | 5.894 | 8.383 |
| 90 | 194 | 0.9653 | 7.149 | 10.168 |
| 95 | 203 | 0.9619 | 8.619 | 12.259 |
| 100 | 212 | 0.9583 | 10.332 | 14.696 |

Tabla 2-2. Presión de vapor de agua.

2.7 Potencia del equipo de bombeo

El cálculo de la potencia de la bomba y del motor debe realizarse con la siguiente fórmula:

$$Pb = \frac{Q \cdot \gamma \cdot C.D.T.B}{76 \cdot \eta}$$

donde:

Pb = Potencia de la bomba y del motor [HP]

Q = Caudal de bombeo [m³ / s]

γ = Peso específico del agua [kg/m³]

C.D.T.B = Carga dinámica total de la bomba [m]

η = Eficiencia de la bomba, se obtiene de la curva operativa de la bomba analizada.

Debe consultarse al proveedor o fabricante, sobre las curvas características de cada bomba y motor para conocer sus capacidades y rendimientos reales.

La bomba seleccionada debe impulsar el volumen de agua para la altura dinámica deseada, con una eficiencia (η) mayor a 80% o igual.

2.8 Empuje axial en las bombas centrífugas verticales

El empuje axial es la fuerza hacia abajo que el conjunto rotante (impulsores y eje) experimenta cuando la bomba está funcionando.

La mayoría de las bombas y los motores están diseñados para trabajar bajo condiciones de empuje axial continuo, pero demasiado empuje axial puede crear problemas para la bomba y el motor.

Los problemas de empuje axial ocurren cuando la bomba está trabajando con caudales muy bajos resultando en presiones de descarga más altas y cargas de empuje axial mayores. La operación continua en este rango puede dañar el cojinete de empuje axial en el motor y puede también causar problemas en el motor y en la bomba debido a la falta de un flujo de enfriamiento adecuado

2.9 Número de unidades de bombeo

Depende del caudal de bombeo y de sus variaciones, además, de la necesidad de contar de equipos de reserva para atender situaciones de emergencia.

En situaciones donde se requiere solo un equipo de bombeo, es recomendable instalar uno idéntico de reserva, estableciendo un coeficiente de seguridad del 200%; pero si el tamaño de los equipos resulta muy grande, es recomendable incrementar el número de ellos, estableciendo coeficientes de seguridad menores, pero mayores alternativas y menores costos de operación. En tales casos puede admitirse hasta 150% como coeficiente de seguridad de los equipos.

2.10 Curva de sistema de bombeo

Representa el comportamiento hidráulico del sistema de bombeo, esta curva se fundamenta en el desnivel estático y pérdidas hidráulicas en el sistema de bombeo.

Su importancia radica en la estrecha relación que se acentúa con las curvas de comportamiento hidráulico de las bombas.

La expresión básica del sistema, es la siguiente:

$$\frac{Hf_1}{Hf_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2$$

Hf_1 ; Q_1^2 Coordenada inicial que representa la pérdida al caudal bombeado.

Hf_2 ; Q_2^2 Coordenada segunda que representa la pérdida al siguiente caudal considerado.

2.11 Determinación de la curva del sistema

Con la información obtenida en la etapa de levantamiento de datos se elaborará la curva característica del sistema, la cual representará la altura de la carga total que deben vencer las bombas funcionando a los diversos caudales del proyecto. La curva del sistema es la representación gráfica de la suma de la altura estática, las pérdidas por fricción y las pérdidas singulares del sistema con respecto al caudal.

2.12 Curvas características de bombas centrífugas

Las características de funcionamiento de una bomba centrífuga se representa mediante una serie de curvas en un gráfico de coordenada caudal - altura (Q-H); caudal presión (Q-P) y caudal - eficiencia (Q- η). A cualquier punto Qx le corresponde un valor en las coordenadas Hx, Px y η_x . (Fig.30).

Cada curva corresponde a una determinada velocidad de rotación y un diámetro de impulsor.

La curva característica representa el comportamiento de la bomba bajo diferentes condiciones de trabajo, las cuales son definidas por la altura total del sistema contra el cual está trabajando, es decir, por el punto de intersección de las curvas de la bomba y del sistema.

2.13 Relaciones y características de las bombas centrífugas

Estas relaciones se utilizan en los siguientes casos:

-Para obtener la curva característica de la bomba que tiene una velocidad de rotación diferente, de aquella para la cual se conoce su curva característica.

-Predecir la nueva curva característica de una bomba, si fue reducido el diámetro del rotor.

Las relaciones que se emplean son las siguientes:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^2 = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)^3 = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3$$

donde:

- Q1, Q2 y Q3 = caudales
- D1 y D2 = diámetros del rodete.
- η_1 y η_2 = velocidades de rotación.
- H1 y H2 = alturas
- P1 y P2 = potencias absorbidas.

La confiabilidad de estas relaciones es limitada a variaciones de más o menos 20% respecto a las características originales, especialmente por lo que se refiere a la relación de potencia; puesto que en ellas se supone que el rendimiento se mantiene constante, condición esta que no se verifica en la práctica véase, (Fig.31).

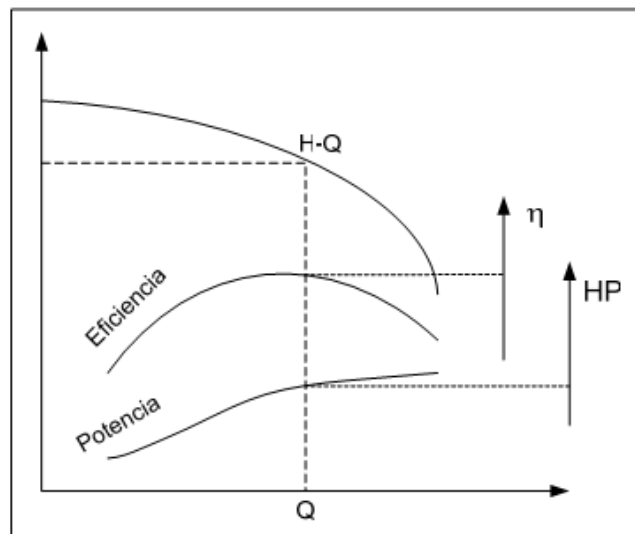


Fig.30. Curvas características de la bomba centrífuga.

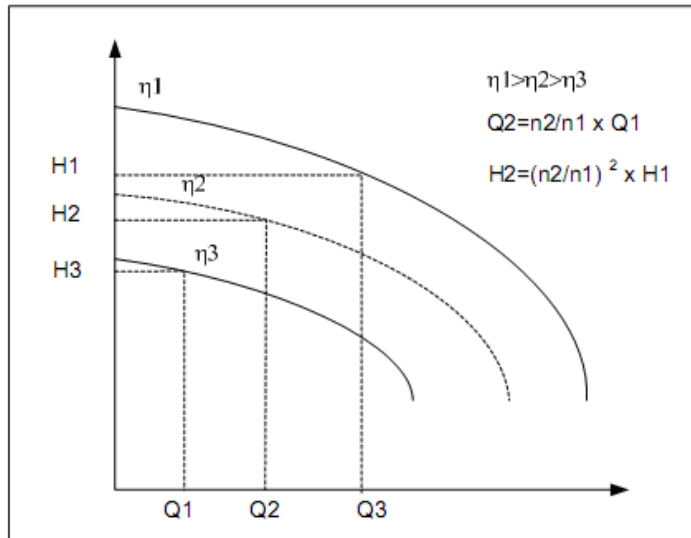


Fig. 31. Determinación de las características de la bomba para una velocidad de rotación distinta a la original (n_2)

2.14 Determinación de la bomba

En este apartado se describirá el procedimiento para la selección de bombas centrífugas de eje horizontal, ya que son las más apropiadas para pequeñas instalaciones como las existentes en el medio rural.

2.15 Punto de operación del sistema

En primer lugar, se debe recurrir al catálogo de curvas características de bombas proporcionado por el fabricante. Enseguida, buscamos la bomba más adecuada a las condiciones de caudal de bombeo y altura dinámica total de nuestro sistema. Finalmente, trazamos sobre las curvas de la bomba seleccionada, la curva del sistema y determinamos su punto de operación. De preferencia la bomba deberá tener una velocidad de rotación de 1760 rpm. La selección debe realizarse tratando de obtener la máxima eficiencia del sistema de bombeo.

En el diagrama de las curvas de la bomba, también están dibujadas las curvas para determinar la eficiencia, la potencia y el N.P.S.H requerido por la bomba. Se debe comparar el N.P.S.H disponible del sistema con el N.P.S.H requerido por la bomba. El disponible debe ser mayor que el requerido.

2.16 Diámetro impulsor

No siempre la curva suministrada por el fabricante está construida para las características deseadas, de forma que se hace necesario modificarlas y lograr la selección del equipo más apropiado, técnica y económicamente.

Por ejemplo, si el punto de operación de la bomba cae entre dos impulsores, se debe emplear las leyes de afinidad para determinar el diámetro exacto del impulsor de la bomba seleccionada.

2.17 Selección del motor

Anteriormente se determinó la potencia consumida por la bomba. Si el motor fuera eléctrico se podría colocar con las mismas características siempre y cuando se tenga la seguridad de lo siguiente:

- Al nivel del mar.
- Que se va a arrancar contra válvula de descarga cerrada.
- Sea el cálculo de la altura manométrica confiable.

Como estas condiciones raramente se cumplen, se recomienda usar un factor de servicio de 1.1 al motor, siempre y cuando se cuente con válvula, en caso contrario habría que calcular sobre la potencia máxima absorbida por la bomba.

Si la bomba fuera a trabajar con un motor a petróleo a una elevación diferente a la del mar, habrá que tener en cuenta la recomendación del fabricante del motor, sobre pérdidas de potencia por elevación. Generalmente como promedio se puede considerar una pérdida.

Matriz del 1% en cada 100 metros de elevación (cada fabricante especifica en sus hojas técnicas).

2.18 Motores eléctricos

Estos motores utilizan la corriente eléctrica como fuente exterior de energía. Los más empleados en abastecimiento de agua son los de velocidad constante o los que tienen velocidad prácticamente constante. Es decir, se puede considerar únicamente los dos tipos siguientes:

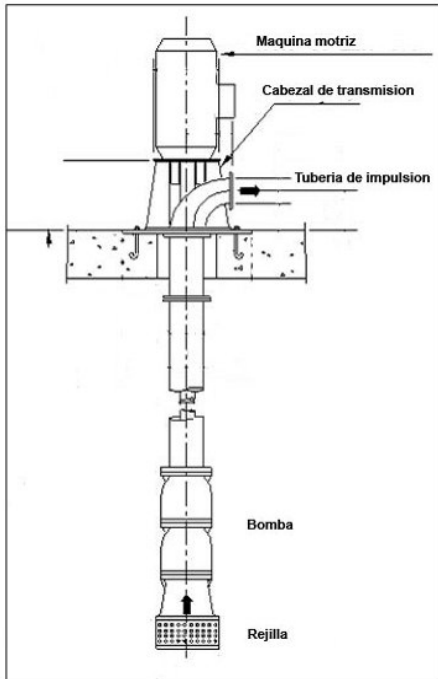
a) Motor sincrónico de velocidad rigurosamente constante, dependiente del número de polos y al ciclaje o frecuencia de la línea de alimentación.

b) Motor de inducción, es decir, asíncrono con velocidad dependiente al valor de la carga.

Los motores sincrónicos pueden resultar más económicos para accionamientos de gran potencia y baja velocidad. En todo caso, la eficiencia del motor sincrónico es ligeramente mayor que el motor de inducción. Las desventajas de estos motores están en que requieren una operación más cuidadosa y no soportan bien las caídas de tensión.

Los motores de inducción con rotor bobinado, particularmente los de tipo de rotor en jaula o cortocircuito, ya sea común o de alto par de arranque, constituyen en la actualidad las máquinas motrices más empleadas en la industria. La ventaja de estos motores está en su simplicidad, fiabilidad y economía.

Los motores eléctricos por su principio sencillo y construcción robusta, no exigen grandes requisitos de mantenimiento, evitando costosas interrupciones en el servicio que prestan y los gastos consiguientes de reparación, si se tiene el cuidado de emplearlas correctamente, sobretodo en lo que se refiere a las siguientes características de placa: potencia, corriente, tensión, frecuencia, velocidad, número de fases, temperatura, lubricación y condición del medio ambiente donde opera.



Una unidad de bombeo de un pozo consta seis partes principales, que son: a) la máquina motriz, b) el cabezal de transmisión, c) eje de transmisión, d) la columna o tubería de impulsión, e) la bomba, y f) la tubería de succión, véase (Fig.32).

Fig.32. Bomba Centrífuga de Eje Vertical

2.19 Golpe de ariete

El fenómeno del golpe de ariete, también denominado transitorio, consiste en la alternancia de depresiones y sobrepresiones debido al movimiento oscilatorio del agua en el interior de la tubería, es decir, básicamente es una variación de presión, y se puede producir tanto en impulsiones como en abastecimientos por gravedad.

El valor de la sobrepresión debe tenerse en cuenta a la hora de dimensionar las tuberías, mientras que, en general, el peligro de rotura debido a la depresión no es importante, más aún si los diámetros son pequeños. No obstante, si el valor de la depresión iguala a la tensión de vapor del líquido se producirá cavitación, y al llegar la fase de sobrepresión estas cavidades de vapor se destruirán bruscamente, pudiendo darse el caso, no muy frecuente, de que el valor de la sobrepresión producida rebase a la de cálculo, con el consiguiente riesgo de rotura.

Por lo tanto, el correcto estudio del golpe de ariete es fundamental en el dimensionamiento de las tuberías, ya que un cálculo erróneo puede conducir a:

1. Un sobredimensionamiento de las conducciones, con lo que la instalación se encarece de forma innecesaria.
2. Tubería calculada por defecto, con el consiguiente riesgo de que se produzca una rotura.

2.20 Descripción del fenómeno en impulsiones

En una impulsión, la parada brusca de motores produce el mismo fenómeno, pero al contrario, es decir, se inicia una depresión aguas arriba de la bomba, que se traslada hacia el final para transformarse en compresión que retrocede a la bomba.

En efecto, cuando se produce la parada del grupo de bombeo, el fluido, inicialmente circulando con velocidad v , continuará en movimiento a lo largo de la tubería hasta que la depresión a la salida del grupo ocasionada por la ausencia de líquido (el que avanza no es repuesto, no es “empujado”), provoque su parada. En estas condiciones, viaja una onda depresiva hacia el depósito, que además va deteniendo el fluido, de tal manera que al cabo de un cierto tiempo toda la tubería está bajo los efectos de una depresión y con el líquido en reposo. Ha concluido la primera etapa del golpe de ariete.

Como la presión en el depósito es siempre superior a la de la tubería, que se encuentra bajo los efectos de la depresión, se inicia un retroceso del fluido hacia la válvula de retención con velocidad $-v$. Con el agua a velocidad de régimen, pero en sentido contrario, nuevamente se tiene la presión de partida en la tubería, de manera que al cabo de un cierto tiempo toda ella estará sometida a la presión inicial y con el fluido circulando a velocidad $-v$.

El inicio de la tercera fase es una consecuencia del choque del líquido contra la válvula de retención. El resultado es un brusco aumento de presión y una detención progresiva del fluido, de modo que al cabo de un cierto tiempo todo el líquido de la tubería está en reposo y la conducción sometida a una sobrepresión de la misma magnitud que la depresión inicial.

En la cuarta fase comienza la descompresión, iniciándose de nuevo el movimiento, por lo que al cabo de un tiempo la situación es idéntica a la que teníamos al principio. Comienza un nuevo ciclo.

2.21 Velocidad de propagación de onda de velocidad y presión (a)

La celeridad (a) es la velocidad de propagación de la onda de presión a través del agua contenida en la tubería.

Su valor se determina a partir de la ecuación de continuidad y depende fundamentalmente de las características geométricas y mecánicas de la conducción, así como de la compresibilidad del agua.

Joukowski fue el primero en desarrollar una expresión para el cálculo de la velocidad de onda en función de los parámetros de la instalación.

$$a = \frac{\sqrt{\frac{k}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{kD_{int}}{E\delta}}}$$

donde:

- a es la celeridad de la onda elástica del fluido en la tubería, [m/s]
- K es el módulo de elasticidad del fluido (módulo de Young), [N/m²]
- ρ es la densidad del líquido, [kg/m³]
- D es el diámetro de la tubería, [m]
- E es el módulo de elasticidad de la tubería, [N/m²]
- δ es el espesor de la tubería, [m]

El numerador de la ecuación es la celeridad de la onda elástica en el fluido. Algunos autores (Mataix) la denotan como a_0 . Para el agua, $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$ y $K = 2.03 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, este valor es:

$$a_0 = \sqrt{k/\rho} = 1425 \text{ m/s}$$

2.22 Selección de bombas centrífugas

Datos requeridos para seleccionar bombas centrífugas

La clave para hacer la selección correcta de la bomba radica en el conocimiento del sistema donde ella trabajará. El ingeniero que especifica una bomba puede hacer una selección errónea por no haber investigado los requisitos totales del sistema. Dejar la responsabilidad de la selección de la bomba al representante del proveedor no es una buena decisión, en vista que le puede ser difícil o imposible conocer los requisitos totales de la operación.

Por ello, previo a la elección de la bomba el ingeniero debe obtener los siguientes datos del sistema:

Bomba

- Número de unidades.
- Tipo de bomba (sólo si existe una preferencia predeterminada).
- Servicio de horas por día y, si es continuo o intermitente.

Características del líquido

a) Temperatura

Se debe indicar la temperatura de trabajo, así como posibles rangos de variación de la misma.

b) Gravedad específica

Debe ser indicada para la temperatura de bombeo y es vital para una correcta determinación de la potencia.

c) PH

Se debe indicar la acidez o alcalinidad del agua, por que permite elegir el material adecuado de la bomba. Si existe análisis químico es preferible suministrarlo.

Condiciones de operación

a) Caudal

Debe ser especificado en litros por segundo. Es muy importante indicarlo en el punto exacto de operación ya que permitirá seleccionar la bomba más eficiente.

b) Altura manométrica total

Se debe especificar en metros de acuerdo a lo calculado, o dar al fabricante todos los datos en un croquis de la instalación, para su cálculo.

c) Condiciones de succión

Para bombas de eje horizontal se debe indicar la altura manométrica total y el N.P.S.H disponible. En los demás tipos de bomba, especificar todos los datos en un croquis de la instalación.

Accionamiento

Se debe indicar claramente si es motor a gasolina, petróleo, eléctrico. En caso de contar con el motor, indicar todas las especificaciones del mismo para seleccionar una bomba que pueda trabajar con él.

Indicar la velocidad de operación, en caso contrario dejar que el fabricante lo indique. En caso de contar con motor indicar la potencia continua a determinada velocidad.

Si el motor seleccionado es eléctrico, se debe indicar las características de la corriente eléctrica disponible: voltaje, ciclos y fase.

Material requerido

Se debe indicar el material que se requiere para la carcasa, impulsor, bocina, prensa estopa y sello mecánico; caso contrario dejar que el fabricante indique lo más apropiado. El criterio primario a considerar en esta elección es la característica del agua con la cual tendrá contacto la bomba.

Los materiales comúnmente empleados son:

- El hierro, que tiene buena resistencia a la abrasión y a la presión; es empleado para los cuerpos, bases e impulsores de las bombas.
- El bronce, que tiene buena resistencia a la corrosión, pero muy poca a la abrasión.
- El acero, que tiene buena resistencia a las temperaturas y presiones elevadas.

Posición o instalación de las bombas

Determinando la siguiente información:

- Instalación de la bomba: horizontal o vertical.
- Si se requiere base común.
- Dimensiones de la bomba.
- Tipo de acoplamiento: flexible o cardán.
- Tipo de tablero de control.

Requerimientos especiales

Se debe comprometer al proveedor del equipo a lo siguiente:

- Entregar curvas certificadas.
- Presenciar prueba de operación.
- Presenciar prueba hidráulica.
- Servicio de puesta en marcha.
- Copia lista de partes.
- Copia plano de conjunto.

Capítulo 3

Proyecto de un sistema de bombeo

3.1 Descripción del problema

La finalidad de la “planta de bombeo 1” (Fig. 34), será traspalear parte de los volúmenes de agua potable captada por el tanque de regulación “Tanque 1” (Fig.39), desde el rebombeo “Tanque 0” y su bombeo posterior hacia el tanque de regulación denominado “Tanque 2” (Fig. 40), así mismo la “planta de bombeo 2” (Fig. 37), traspaleara parte de los volúmenes de agua potable captada por el tanque de regulación “Tanque 2” desde el rebombeo del “Tanque 1” y su bombeo posterior hacia al tanque de regulación denominado “Tanque 3”.

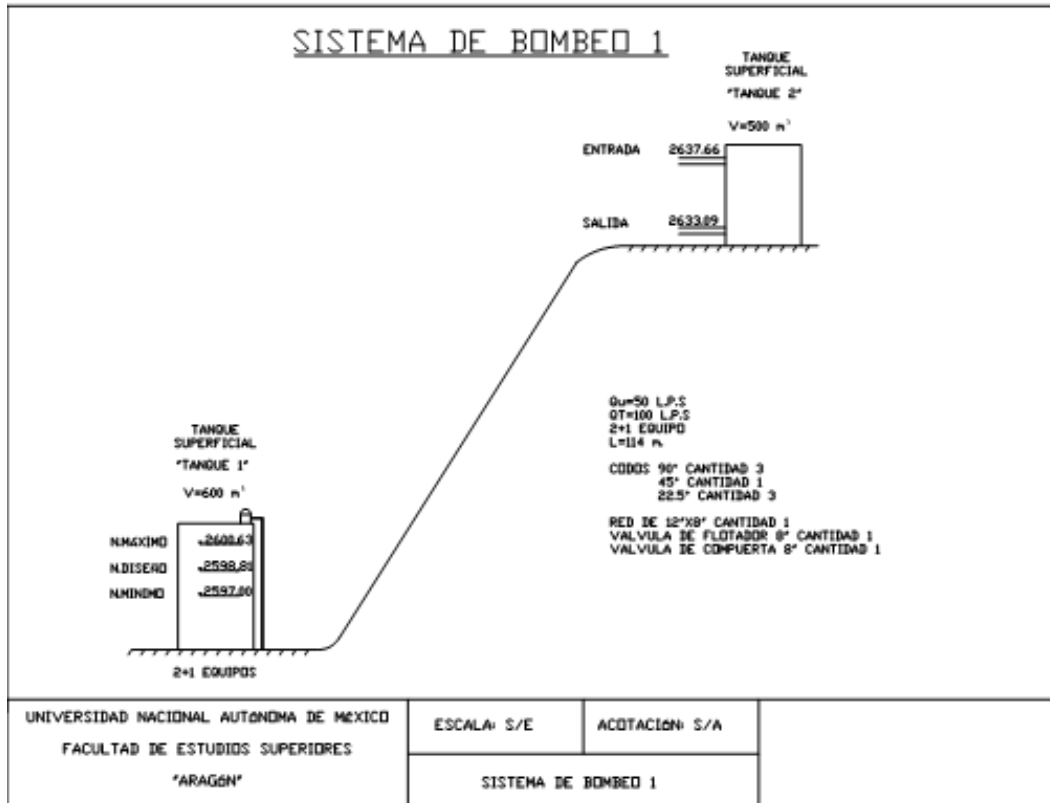


Fig. 33

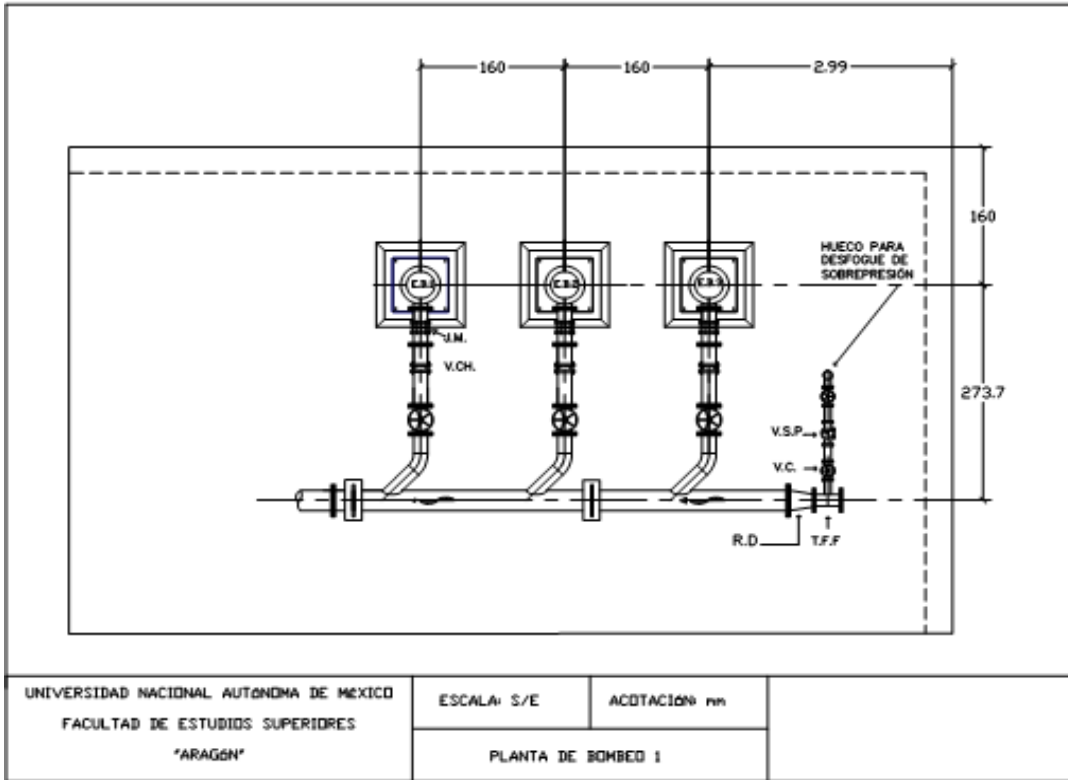


Fig.34

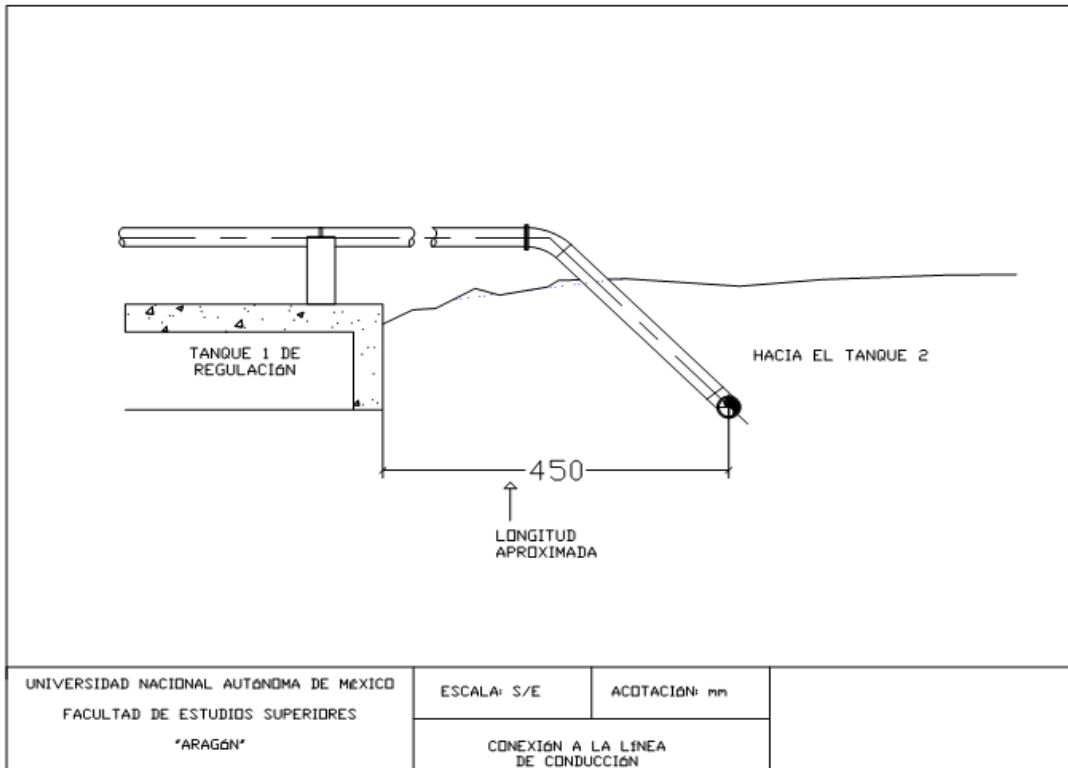


Fig. 35

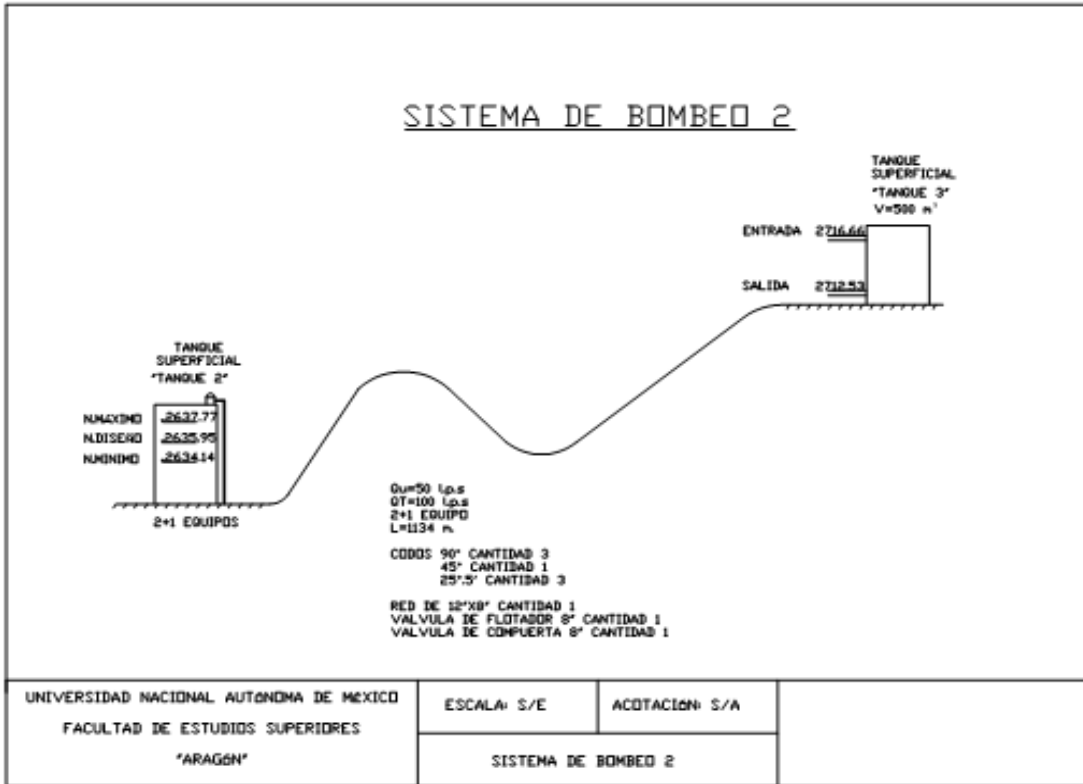


Fig. 36

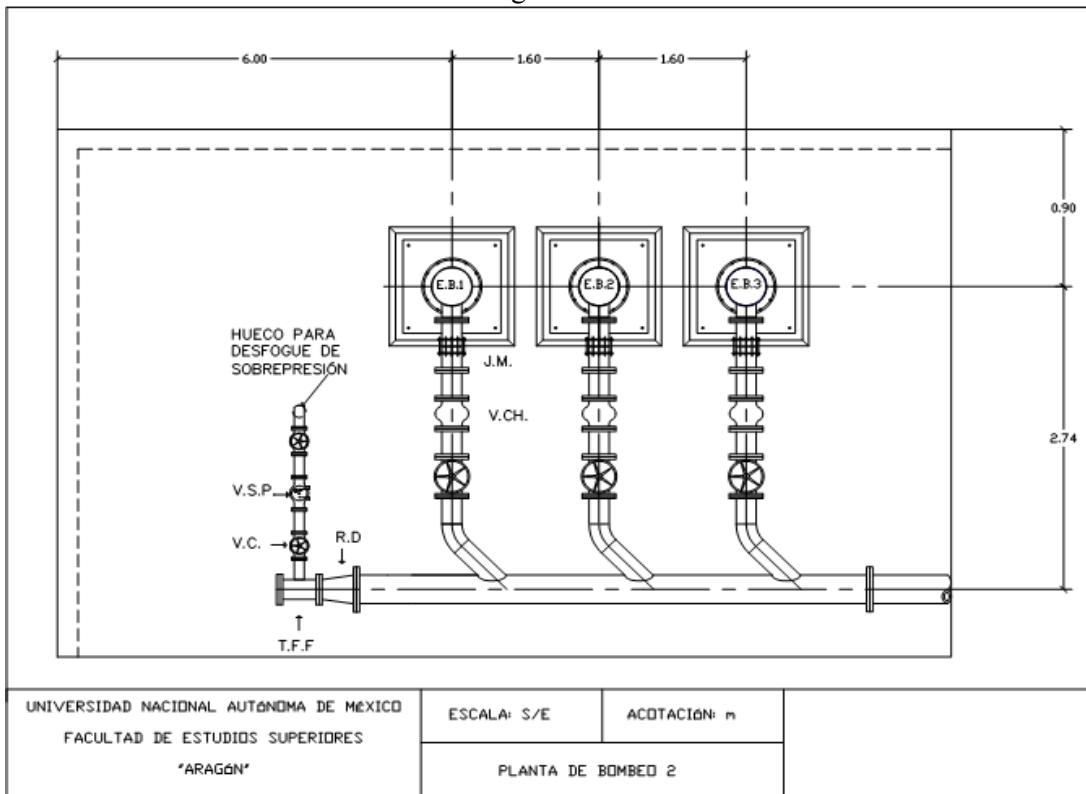


Fig. 37

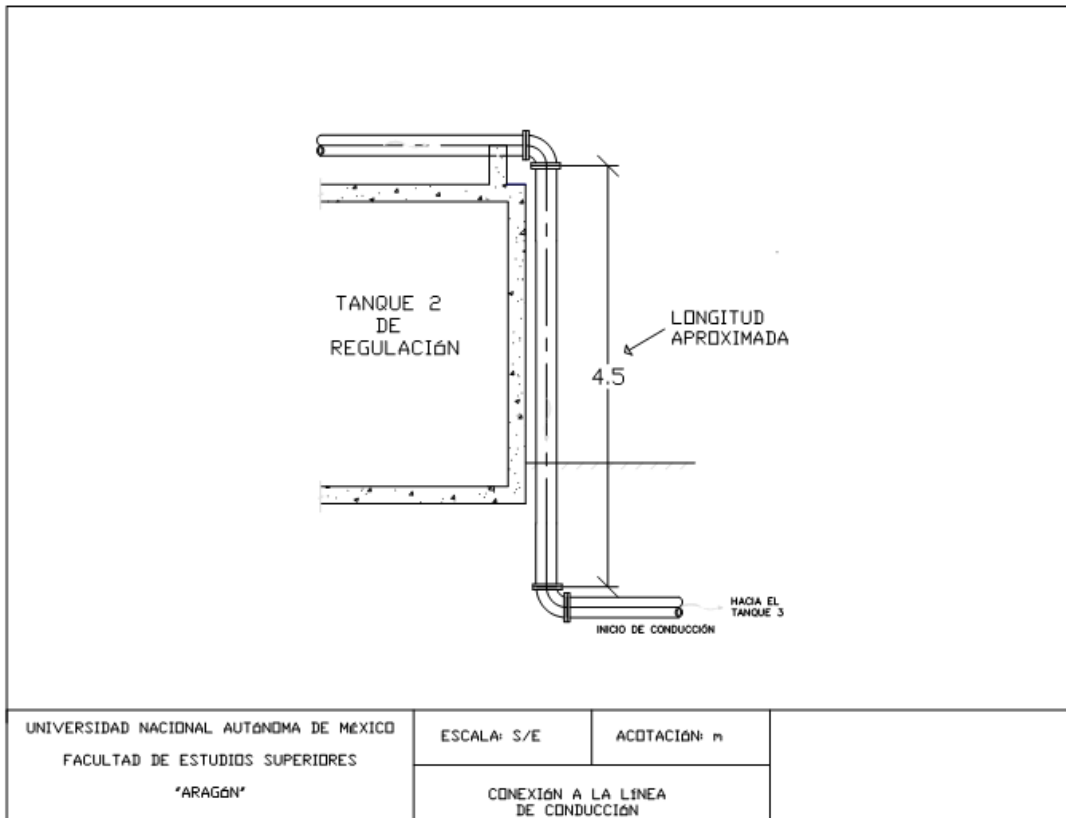


Fig. 38

3.2 Equipamiento mecánico

Para cumplir con las condiciones de bombeo del “Tanque 1” 100 [l.p.s] y “Tanque 2” 94 [l.p.s], se realizara la instalación de equipos y componentes mecánicos que fundamentalmente comprenden:

3.3 Bombas

Se consideran tres bombas centrífugas verticales, instalación en cárcamo húmedo con capacidad de 100 [l.p.s] “Tanque 1” y carga dinámica de 43.87 [m] a 1760 [rpm] y con capacidad de 94 [l.p.s] “Tanque 2” y carga dinámica de 96.13 [m] a 1760 [rpm]. Las bombas estarán integradas por cabezales de descarga tipo A, FoFo descarga sobre superficie de 16 1/2x8x8 “Tanque 1”, (véase anexos A-12 y A-13), y 20x8x8 “Tanque 2” (véase anexos A-12 y A-14), cuerpo de tazones, columna de 8[in], flecha de impulsores, flecha de línea y coples de columna. Para proporcionar el caudal de diseño, operan dos bombas de manera simultánea y una permanecerá como reserva, esto es para ambos tanques.

3.4 Motores

Las bombas serán acondicionadas por medio de motores eléctricos verticales de inducción jaula de ardilla con capacidad de 50 [Hp] F.S de 1.1 440 VCA, 3 fases, 60 [Hz], alta eficiencia para “Tanque 1” y 100 [Hp] F.S de 1.1 440 VCA, 3 fases, 60 [Hz], alta eficiencia para “Tanque 2”.

3.5 Accesorios de tubería

En la línea de succión y descarga de bombeo se localizaran tuberías, válvulas y piezas especiales; las líneas de descargas individuales de cada bomba corresponden a diámetros de 8 [in], mientras que la tubería común que se unirá en el encadenamiento 0 con la línea de conducción corresponde a 12 [in] de diámetro (Fig. 35 y 38), mientras que la tubería de succión individual de las bombas es de 8 [in] de diámetro y las que provienen de los tanques de alimentación será de 12 [in] de diámetro.

3.6 Protección

El sistema electromecánico estará protegido contra condiciones de fallo de los que se señalan los siguientes:

-Por bajo nivel de agua en los “Tanques” como bien se sabe los equipos de bombeo no deben operar ni permitir su arranque si el nivel del agua en el tanque se encuentra igual o menor a los niveles permitidos, esto tiene como premisa que las bombas no se enfrenten a fenómenos de cavitación, para tal caso el proyecto considera la instalación de electroniveles en los “Tanques”, que se conecten con el arrancador del motor para que en caso de censar niveles bajos de agua en los tanques mande la señal de paro a los motores.

-Sistema de alivio de presión.- Los transitorios hidráulicos están presentes en las plantas de bombeo cuando se presentan paros voluntarios o no voluntarios de los equipos de bombeo; su efecto puede ser tal que provocan alteraciones de los elementos mecánicos y de las propias estructuras metálicas.

Entonces surge la necesidad de seleccionar elementos hidromecánicos que nos permitan disminuir estos efectos, en este caso se incluye una válvula de alivio de presión conectada al múltiple de descarga y con desfogue a los propios tanques.

3.7 Elaboración de alternativas de proyecto

En esta sección se tiene como objetivo analizar las posibles soluciones de bombeo a partir del tanque de regulación denominado "Tanque 1" que este es abastecido por el “Tanque 0”, para el abasto del agua potable al " Tanque 2" y este mismo dará suministro al “Tanque 3”, para dar la mejor alternativa para elaborar el proyecto mecánico. Teniendo en cuenta las condiciones físicas y las disposiciones de espacio, infraestructura existente y las necesidades de bombeo que se han planteado, a continuación, se presenta el análisis de las alternativas que pueden ser factibles para el proyecto de las plantas de bombeo que dará suministro del “Tanque 1” al “Tanque 2”. Y de este mismo al “Tanque 3”.

3.8 Equipos de bombeo

En la aplicación de las bombas que se relacionan con estas soluciones, podemos mencionar básicamente dos tipos que por sus características, pueden adaptarse a la solución de la planta de bombeo.

- a) Bombas centrífugas de flecha horizontal
- b) Bombas centrífugas tipo turbina de flecha vertical de múltiples etapas.

En su funcionamiento ideal, las bombas horizontales se instalan bajo condiciones de carga hidráulica de succión positiva con objeto de garantizar que durante su inicio de operación, se encuentre en condiciones de "cebado sostenido". De otra manera, se requiere de medios apropiados y seguros para lograrlo tal como la instalación de válvulas de pie o bombas de vació.

Bajo condiciones naturales de cebamiento, se requiere que "siempre", el nivel de agua en el tanque de regulación "El Tanque 1" y "El Tanque 2", permanezca por arriba de la tubería de succión de la bomba. Esta situación y por el arreglo que se espera, obliga a que el cuerpo del conjunto bomba motor horizontal, sea ubicado en una posición inferior en relación al piso de patio de la planta de bombeo, situación que obviamente, favorece a que el equipo este expuesto a la presencia de agua durante las lluvias.

Otra situación que se puede comentar relacionada con las bombas horizontales es su limitado rango operativo en la carga de bombeo que es dado por operar solo con una etapa, situación que la hace muy sensible a las variaciones de carga hidráulica.

En cuanto a las bombas tipo turbina de flecha vertical, podemos comentar que son bombas muy versátiles en cuanto a manejar amplia variación de carga de bombeo, manteniéndose dentro del rango operativo de curva y con eficiencias aceptables, en planta requiere reducidos espacios para su instalación, presenta facilidades para su operación y mantenimiento.

Bajo las condiciones planteadas y tomando en cuenta las cualidades y desventajas de las bombas descritas, en este caso particular, resulta factible aplicar bombas centrífugas verticales en la solución del proyecto.

3.9 Elemento motriz

Existen diversos medios mecánicos para el accionamiento de los equipos de bombeo donde podemos encontrar, entre otros, motores de combustión interna, motores eléctricos, turbinas de gas, etc. Sin embargo, todos estos elementos obedecen a soluciones específicas según el problema.

Prácticamente el total de las bombas instaladas en sus sistemas hidráulicos de agua potable, son accionadas por motores eléctricos verticales, en ese sentido y por las ventajas que para este caso presentan las bombas consideradas, se establece que las bombas que sean seleccionadas para el proyecto, serán accionadas por este tipo de motores.

3.10 Modulación de los equipos

En este punto, se presentan las condiciones de operación que prevalecen con el número de equipos para cubrir la capacidad nominal de la planta de bombeo.

3.11 Arreglo 1 + 1

Esta modulación, refiere la instalación de dos bombas para proporcionar un caudal total. De 100 [l.p.s] del “Tanque 1” para el rebombeo del “Tanque 2” y de 94 [l.p.s.] hacia el “Tanque 3”. Con la operación de una bomba y una en reserva.

En este caso las condiciones de caudal inicial, de operación y mantenimiento, son reducidas, sin embargo, el sistema de bombeo no garantiza la continuidad operativa ya que la capacidad del equipo corresponde al 100 % de la capacidad de bombeo y una falla tanto en el equipo activo como el de reserva, dejaría sin posibilidades inmediatas para mantener el suministro por bombeo del “Tanque 1” al “Tanque 2” y este mismo al “Tanque 3”.

Para continuar el bombeo, se requiere reparar la falla del equipo y/o reponerlo, esta situación con seguridad, requiere de un tiempo que representaría la imposibilidad de atender el servicio de bombeo de manera inmediata.

3.12 Arreglo 2 + 1

Al aumentar el número de equipos en la modulación, se van teniendo mejores condiciones para mantener la continuidad de bombeo; ya que el caudal nominal de bombeo, se va distribuyendo entre el número de bombas propuestas.

De acuerdo al caudal de bombeo del “Tanque 1” hacia el “Tanque 2” es de 100[l.p.s.], (**véase anexo A-16**), este equipamiento equivale a tener tres bombas con capacidad unitaria de 50 [l.p.s.], y del “Tanque 2” hacia el “Tanque 3” es de de 94 [l.p.s.], (**véase anexo A-16**), este equipamiento equivale a tener tres bombas con capacidad unitaria de 47 [l.p.s.], situación que plantea tener dos bombas operando de manera simultanea para mantener el caudal nominal de bombeo y una bomba en reserva para atender y sustituir algún equipo por falla.

Esta modulación presenta cierta flexibilidad ya que ante la falla de un equipo, se cuenta con la reserva y en condiciones críticas de falla de dos equipos, se contaría con la operación de uno de los equipos el cual representa el 50 % de la capacidad de bombeo de caudal del “Tanque 1” hacia el “Tanque 2” y este mismo al “Tanque 3”.

Incrementar el número de bombas en otra modulación, representa tener mas flexibilidad para las condiciones operativas de mantener y manejar mayores porcentajes de caudal, ante situaciones de falla crítica de los equipos; sin embargo esto también da como resultado, el aumento en los costos de inversión inicial. Y el aumento en los costos operativos y de mantenimiento por lo que en el proyecto en estudio, se establece la modulación del equipamiento para la planta de bombeo del “Tanque 1” al “Tanque 2” y este mismo al “Tanque 3” con tres bombas, dos en operación simultánea y otra en reserva (alternada).

3.13 Tipos de cárcamos

En el diseño de plantas de bombeo, la estructura donde serán alojadas las bombas merece especial importancia ya que su selección y diseño, esta íntimamente relacionada con la mejor o peor eficiencia de bombeo y relacionada con la funcionalidad integral de la planta de bombeo.

Para el caso que nos ocupa, y de acuerdo al tipo y número de bombas que se han determinado para el proyecto, se relacionan básicamente dos tipos de cárcamos posibles:

a)Cárcamo húmedo

b)Cárcamo seco

La fuente de alimentación a los cárcamo del proyecto, corresponde a los tanques "Tanque 1" el cual cuenta con una capacidad de almacenamiento de 600 [m³] y "Tanque 2" el cual cuenta con una capacidad de almacenamiento de 500 [m³], correspondientes a una estructura de concreto armado desplantado sobre superficie.

a) Cárcamo húmedo

En este tipo de cárcamo se tendrían que instalar los equipos (bomba motor) en la losa tapa del "Tanque 1" (Fig. 39) y "Tanque 2" (Fig. 40), actualmente la losa del tanque, se encuentra perforada para la instalación de los equipos instalados. Para las condiciones de incrementar equipos sobre la losa, se tendría que revisar su conformación estructural para comprobar su capacidad de carga o en su caso proponer los reforzamientos estructurales que se requieran; por otra parte y para satisfacer la condición hidráulica y operativo de los equipos de proyecto, se requiere disponer de un volumen "muerto" de agua en el tanque para atender los requerimientos de sumergencia de las bombas que les permita operar alejadas de los efectos nocivos de los vórtices y la cavitación.

Otra alternativa para la conformación del cárcamo húmedo, corresponde a la construcción de un cárcamo independiente al tanque y alimentado de este por medio de tuberías. En este cárcamo, se instalarían las bombas sobre la cubierta de la losa tapa. La alimentación del cárcamo a partir del tanque de regulación, origina la condición hidráulica que el tanque y el cárcamo hidráulicamente se comporten de manera similar a la condición de vasos comunicantes, esta situación refleja que los niveles de agua que se presenten en el tanque, serán los mismos que se presenten en el cárcamo por lo que el cárcamo tendría físicamente la misma altura que el tanque regulador para evitar derrames o debería equiparse con una válvula que permita controlar su llenado y evitar el derrame de agua en el cárcamo.

La situación de proponer un cárcamo similar al tanque, origina la condición por un lado de un cárcamo con altura similar al tanque de regulación o contar con el control de llenado del cárcamo por medio de una válvula tipo flotador.

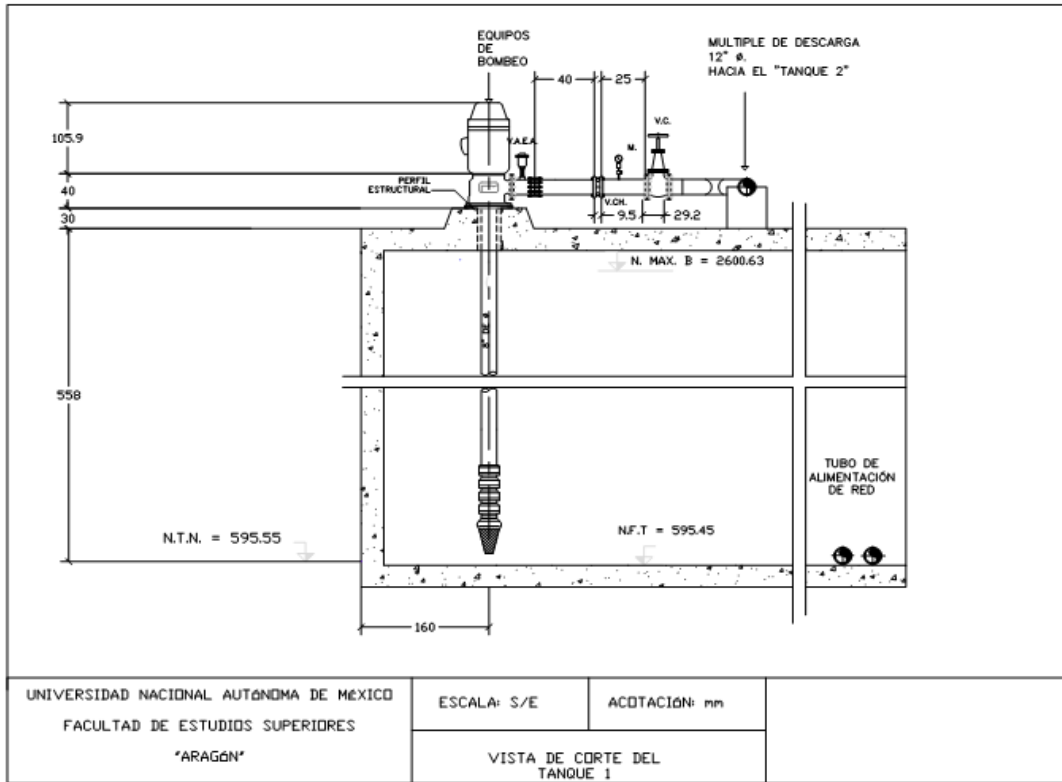


Fig. 39

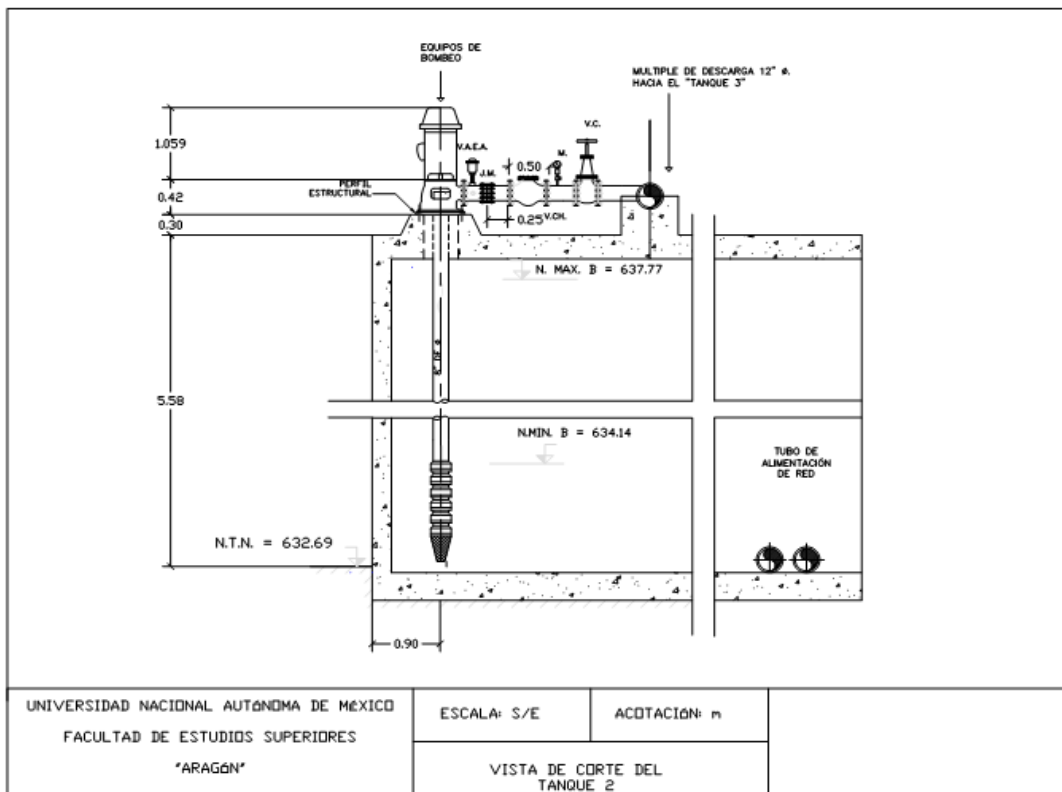


Fig. 40

b) Cárcamo Seco

La alternativa de cárcamo seco para algunas condiciones de bombeo, presenta ventajas notables, ya que requiere para su conformación relativamente poca área. Generalmente el cárcamo seco se identifica como una estructura de concreto desplantada bajo superficie que tiene como función alojar equipos de bombeo contenidos en tubos de succión (Latas).

Las bombas que en estos cárcaos se instalan corresponden a las tipo centrifugas verticales turbina multietapas con la adición de la tubería que las contiene (Lata).

Para mantener las condiciones de succión de manera segura y tomando en cuenta que serán alimentadas partir de un tanque desplantado sobre superficie, el diseño del cárcamo se considera con profundidad suficiente para que las bombas instaladas en su posición vertical, prácticamente se conserven, en condiciones de bombeo o no, con carga hidrostática que permita mantenerse, aún con niveles mínimos en el tanque, alejadas de las condiciones de cavitación y vórtices.

Para alimentar a este tipo de cárcamo se tienen que considerar otras obras adicionales, estas obras provocarían el aprovechamiento total del agua del tanque y en caso de limpieza o mantenimiento de este, no se vería afectado el abasto del agua potable, debido a la derivación del tubo de 12" de diámetro que abastece al tanque además nunca se tendría problemas cuando el tanque presente los tirantes mas críticos en niveles bajos de almacenamiento.

Nota. Por motivos de infraestructura económica no es una opción viable la alternativa de cárcamo seco, nos presenta mayor gasto, ya que se tiene que modificar como se mencionó antes.

Capítulo 4

Cálculo y selección de equipo

La metodología que se propone es la siguiente para el “Tanque 1” y el “Tanque 2”:

4.-Datos del proyecto

4.1.-Pérdidas de carga en tramos de tubería recta (h_{fp})

- a) Para la tubería recta de conducción
- b) Para la columna de descarga
- c) Para la columna de succión

4.2.-Pérdidas en piezas especiales fontanería

- a) Piezas especiales en la conducción
- b) Piezas especiales a la descarga en el “Tanque “
- c) Pérdidas en tren de descarga de la bomba

4.3.-Desnivel estático

4.4.-Pérdidas por velocidad

- a).- Pérdidas por carga de velocidad en la tubería de descarga

4.5.-Cálculo de la carga dinámica total de bombeo

4.6.-Cálculo del número de pasos

4.7.-Cálculo de la carga por paso

4.8.-Curva operativa de la bomba analizada

4.9.-Velocidad específica (N_s)

4.10.-Carga neta positiva de succión disponible (N.P.S.H.D)

4.11.-Cálculo de la potencia al freno

4.12.-Cálculo de carga axial normal

4.13.-Obtención de pérdidas por potencia en rodamientos y flecha

4.14.-Obtención de la potencia del motor

4.15.-Cálculo de la velocidad de propagación de la onda de presión

4.16.-Cálculo de la presión máxima

4.17.-Curva del sistema de bombeo

4.a. Memoria de cálculo “Tanque 1”

| Datos del proyecto | |
|--|---|
| 1.- Fluido | Agua limpia |
| 2.-Fuente de abastecimiento | Del tanque 0 |
| 3.-Gasto total de bombeo | 100 l.p.s |
| 4.-Tipo de bombas consideradas | Vertical tipo turbina |
| 5.-Número de bombas a instalar | Tres (2+1) |
| 6.-Gasto por bomba | 50 l.p.s |
| 7.-Operaciones | Alternada |
| 8.-Niveles de bombeo del cárcamo | Máximo =2600.63 m.s.n.m Diseño =2598.8 m.s.n.m Mínimo =2597.00 m.s.n.m |
| 9.-Nivel máximo de conducción | 2637.66 m.s.n.m |
| 10.-Presión atmosférica a la altitud del proyecto | 2240 m.s.n.m |
| 11.-Temperatura del agua a la altitud del proyecto | 30° C |
| 12.-Diámetro de la columna de succión y tren de descarga | 8” ASTM – A53, cédula 40. |
| 13.-Accesorios en el tren de descarga | 1 Válvula de compuerta de 8” de diámetro 1 Válvula de retención de 8” de diámetro 1 Codo de 45° de 8” de diámetro 1 Ampliación de 8” x 12” de diámetro |
| 14.- Diámetro de la tubería de conducción | 12” ASTM – A53, cédula 40. |
| 15.-Longitud de la conducción | 114 m |
| 16.- Accesorios en la línea de conducción | 3 Codos de 90° de 12”de diámetro 1 Codo de 45° de 12”de diámetro 1 Codo de 22.5° de 12”de diámetro 1 Red 12” x 8” de diámetro 1 Válvula de flotador de 8”de diámetro 1 Válvula de compuerta de 8”de diámetro |

4.1.a.-Pérdidas de carga en tramos de tubería recta (h_{fp})

Utilizando la ecuación de Manning:

$$h_{fp} = \frac{10.33n^2Q^2L}{D^{16/3}}$$

donde:

n = Coeficiente de Manning que depende del material y estado de la tubería, adimensional.

Q = Caudal de bombeo [m^3/s]

L = Longitud de la tubería [m]

D = Diámetro interior del tubo [m]

h_{fp} = Pérdidas de carga [m]

a) Para la tubería recta de conducción de acero al carbón de 12" (diámetro exterior de 323mm, espesor de 10.30 mm, véase anexo A-1)

Para determinar el diámetro interior:

$$D = (D_{ext} - 2e)$$

$$D = (323\text{mm} - 2(10.30)) = 303.25 \text{ mm} \approx 0.303\text{m}$$

$n = 0.014$, (véase anexo A-2)

$$Q = 0.1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$L = 114 \text{ m}$$

$$h_{fp} = \frac{10.33(0.014)^2(0.01)^2(114)}{(0.303)^{16/3}} = 1.34\text{m}$$

b) Para la columna de descarga de acero al carbón de 8" (diámetro exterior de 219.1mm, espesor de 8.18 mm, véase anexo A-1)

Para determinar el diámetro interior:

$$D = (D_{ext} - 2e)$$

$$D = (219.1\text{mm} - 2(8.18)) = 202.74 \text{ mm} \approx 0.203\text{m}$$

$n = 0.014$, (véase anexo A-2)

$Q = 0.05 \text{ m}^3/\text{s}$

$L = 4.5\text{m}$

$$h_{fp} = \frac{10.33(0.014)^2(0.05)^2(4.5)}{(0.203)^{16/3}} = 0.111\text{m}$$

c) Para la columna de succión de acero al carbón de 8" (diámetro exterior de 219.1mm, espesor de 8.18 mm, véase anexo A-1)

Para determinar el diámetro interior:

$$D = (D_{ext} - 2e)$$

$$D = (219.1\text{mm} - 2(8.18)) = 202.74 \text{ mm} \approx 0.203\text{m}$$

$n = 0.014$, (véase anexo A-2)

$Q = 0.05 \text{ m}^3/\text{s}$

$L = 4.5\text{m}$

$$h_{fp} = \frac{10.33(0.014)^2(0.05)^2(4.5)}{(0.203)^{16/3}} = 0.111\text{m}$$

Pérdida total en tramo de tubería recta

$$h_{fp} = 1.34\text{m} + 0.111\text{m} + 0.111\text{m} = \mathbf{1.562\text{m}}$$

4.2.a.- Pérdidas en piezas especiales fontanería

Para calcular la pérdida de presión en piezas especiales se aplica la siguiente expresión:

$$h_{fs} = K \frac{V^2}{2g}$$

donde:

V = Velocidad del fluido [m/s]

g = Aceleración de la gravedad [9.8 m/s²]

h_{fs} = Pérdida de presión en piezas especiales [m]

K = Coeficiente de pérdidas en accesorios, adimensional

a) Piezas especiales en la conducción

De acuerdo a la instalación mecánica planteada, a continuación se listan las piezas especiales en la fontanería de la tubería de conducción hacia el “Tanque 2” con sus respectivos factores de pérdida hidráulica, **(para coeficiente K véase anexo A-3 para codo de 90°, 45° y anexo A-4 para codo de 22.5° de 12 [in] de diámetro)**

| Descripción del accesorio | Cantidad | K | Total |
|---------------------------------|----------|-------|--------------|
| Codo a 90° de 12” de diámetro | 3 | 0.22 | 0.66 |
| Codo a 45° de 12” de diámetro | 1 | 0.15 | 0.15 |
| Codo a 22.5° de 12” de diámetro | 3 | 0.066 | 0.198 |
| Total | | | 1.008 |

Para el diámetro de 12” (diámetro interior 303.25 mm, Q=0.1 m³/s). De la ecuación de la continuidad obtenemos el valor de la velocidad de flujo

$$V = \frac{Q}{A}$$

Para determinar el área

$$A = \frac{\pi(D_{int})^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(0.30325)^2}{4} = 0.0722m^2$$

$$V_1 = \frac{0.1}{0.0722} = 1.3850m/s$$

$$h_{fs} = (1.008) * \frac{(1.3850)^2}{(2 * 9.81)} = 0.098m$$

b) Piezas especiales a la descarga en el “Tanque 2”, (Véase anexo A-5, para coeficiente K de la válvula de compuerta)

| Descripción del accesorio | Cantidad | K | Total |
|-------------------------------------|----------|------|-------------|
| Válvula de compuerta 8” de diámetro | 1 | 0.07 | 0.07 |
| Total | | | 0.07 |

Para el diámetro de 8” (diámetro interior 202.74 mm, Q = 0.1 m³/s). De la ecuación de la continuidad se obtuvo el valor de la velocidad de flujo

$$V = \frac{Q}{A}$$

Para determinar el área

$$A = \frac{\pi(D_{int})^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(0.203)^2}{4} = 0.03236m^2$$

$$V_2 = \frac{0.1}{0.03236} = 3.09m/s$$

$$h_{fs} = (0.07) * \frac{(3.09)^2}{(2 * 9.81)} = 0.034m/s$$

(Para la válvula de flotador de 8". Se determina por medio del caudal Q=0.1 m³/s y nomograma véase en anexo A-6)

$$h_{fs} = 8pies \approx 2.43m$$

Para la reducción 12" x 8" de diámetro. Por medio de las velocidades V1 y V2

$$\text{Velocidad en la tubería de 12"} V_1 = 1.3850m/s$$

$$\text{Velocidad en la tubería de 8"} V_2 = 3.09m/s$$

Para determinar las pérdidas

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

$$h_{fs} \left(\frac{(3.09)^2 - (1.3850)^2}{(2) * (9.81)} \right) = 0.3888m$$

Pérdida total en la descarga del "Tanque 2"

$$h_{fs} = 0.034m + 2.43m + 0.3888m = 2.8528m$$

c) Pérdidas en tren de descarga de la bomba

De acuerdo a la instalación mecánica planteada, a continuación se listan las piezas especiales en la fontanería de la tubería del tren de descarga de la bomba, (**para coeficiente K véase anexo A-3 para codo de 45°, anexo A-5 para válvula de compuerta y de retención de 8 [in] de diámetro**)

| Descripción del accesorio | Cantidad | K | Total |
|--|----------|------|-------------|
| Válvula de compuerta de 8" de diámetro | 1 | 0.07 | 0.07 |
| Válvula de retención de 8" de diámetro | 1 | 2.00 | 2.00 |
| Codo a 45° de 8" de diámetro | 1 | 0.15 | 0.15 |
| Ampliación de 8" x 12" de diámetro | 1 | 0.25 | 0.25 |
| Total | | | 2.47 |

Para el diámetro de 8" (diámetro interior 203 mm, Q=0.05 m³/s). De la ecuación de la continuidad obtenemos el valor de la velocidad de flujo

$$V = \frac{Q}{A}$$

Para determinar el área

$$A = \frac{\pi(D_{int})^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(0.203)^2}{4} = 0.03236\text{m}^2$$

$$V = \frac{0.05}{0.03236} = 1.5451\text{m/s}$$

$$h_{fs} = (2.47) * \frac{(1.5451)^2}{(2 * 9.81)} = 0.3008\text{m}$$

Pérdidas totales en piezas especiales fontanería

$$h_{fs} = 0.098\text{m} + 2.8528\text{m} + 0.3008\text{m} = 3.3396\text{m}$$

4.3.a.- Desnivel estático

El desnivel por vencer corresponde a la altura vertical entre el nivel dinámico y el nivel de descarga en la superficie del tanque.

$$he \text{ máximo} = 2637.66 - 2597 = 40.66 \text{ m}$$

$$he \text{ diseño} = 2637.66 - 2598.81 = 38.85 \text{ m}$$

$$he \text{ mínimo} = 2637.66 - 2600.63 = 37.03 \text{ m}$$

4.4.a.- Pérdidas por velocidad

$$h_v = \frac{V^2}{2g}$$

donde:

V = Velocidad del fluido [m/s]

g = Aceleración de la gravedad [9.8 m/s²]

a).- Pérdidas por carga de velocidad en la tubería de descarga 8" de diámetro (V= 1.5451 m/s)

$$h_v = \frac{(1.5451)^2}{(2 * 9.81)} = \mathbf{0.1216m}$$

4.5.a.-Cálculo de la carga dinámica total de bombeo

La carga dinámica total se determinara con la suma de las energías que se indican

$$C.D.T.B = h_{fp} + h_{fs} + h_e + h_v$$

donde:

h_{fp} = Pérdidas de carga en tramos de tubería recta

h_{fs} = Pérdidas de carga en piezas especiales

h_e = Desnivel estático, estos desniveles se toman de máximo, diseño y mínimo, calculado anteriormente

h_v = Pérdidas por velocidad

$$C.D.T.B_{diseño} = 1.562m + 3.3396m + 38.85m + 0.1216m = \mathbf{43.87m = 144ft}$$

$$C.D.T.B_{máximo} = 1.562m + 3.3396m + 40.66m + 0.1216m = \mathbf{45.68m = 150ft}$$

$$C.D.T.B_{mínimo} = 1.562m + 3.3396m + 37.03m + 0.1216m = \mathbf{42.05m = 138ft}$$

4.6.a.-Cálculo del número de pasos

Para calcular el número de pasos se utilizó la siguiente expresión

$$\text{Número de pasos} = \frac{\text{C.D.T.B}}{\text{C.D.T.B}_{\text{gráfica}}}$$

donde:

C.D.T.B = Carga dinámica total de la bomba [ft] (C.D.T.B = **144 ft**)

C.D.T.B_{gráfica} = Carga dinámica de total de la gráfica (C.D.T.B_{gráfica} = **48 ft**)

Nota: El valor de 48 ft se obtuvo del punto intermedio de la carga total de la gráfica de la bomba seleccionada

Sustituyendo tenemos:

$$\text{Número de pasos} = \frac{144}{48_{\text{gráfica}}} = 3\text{pasos}$$

4.7.a.-Cálculo de la carga por paso

Para calcular la carga por paso se utilizó la siguiente expresión

$$\text{Carga por paso} = \frac{\text{C.D.T.B}}{\text{Número de pasos}}$$

donde:

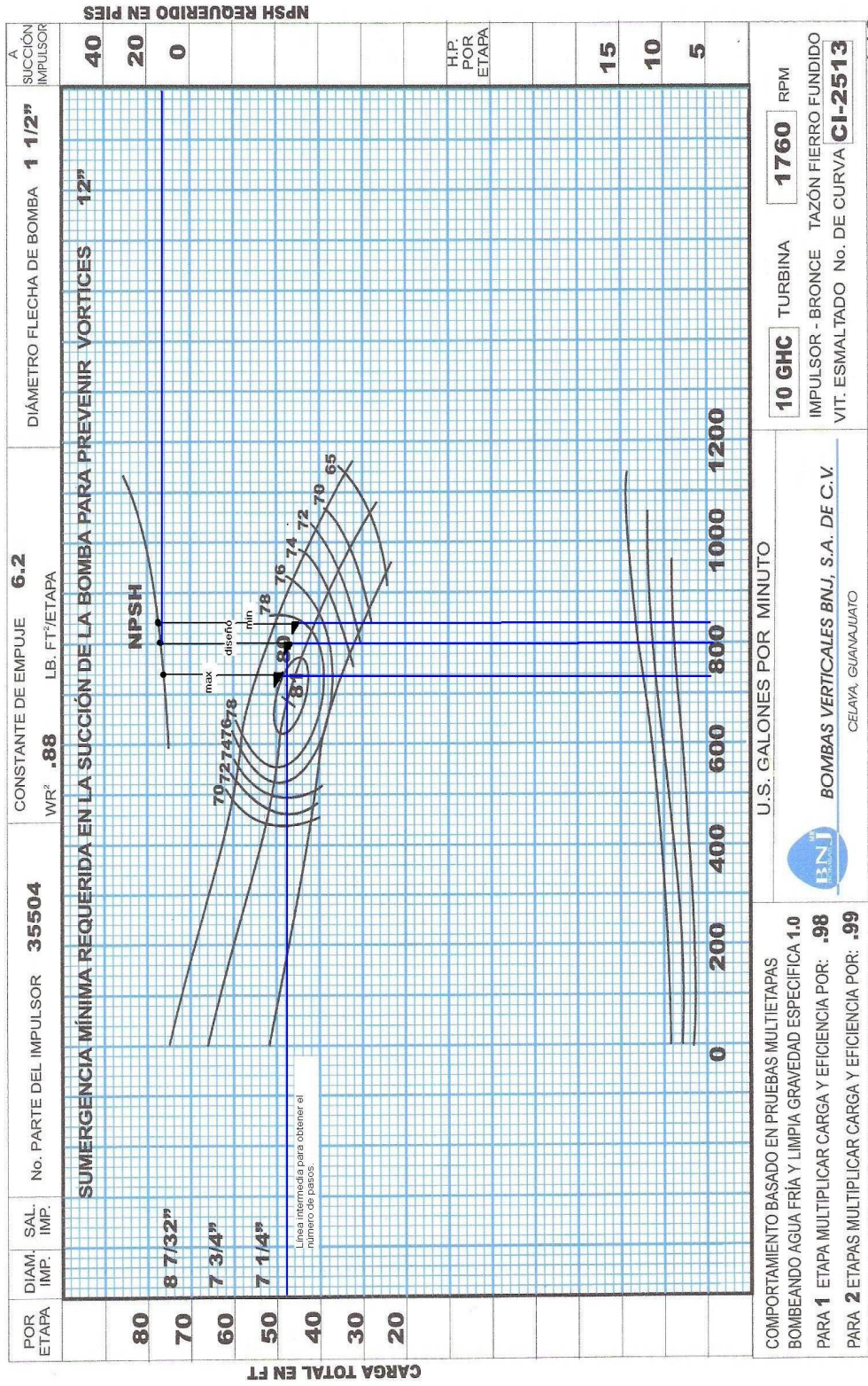
C.D.T.B = Carga dinámica total de la bomba [ft], (C.D.T.B = **144 ft**)

Número de pasos = Número de pasos de la bomba, (Número de pasos = **3**)

Sustituyendo tenemos

$$H = \text{Carga por paso} = \frac{144}{3} = 48\text{diseño} \quad \frac{150}{3} = 50\text{max} \quad \frac{138}{3} = 46\text{min}$$

4.8.a.-Curva operativa de la bomba analizada



143

A manera de referencia, se analizó la bomba centrífuga vertical, multietapas, marca BNJ para aplicarse a las condiciones del cárcamo húmedo

| Características | BNJ 10 GHC |
|---|---------------------------|
| Gasto | 793.65 [g.p.m] (50 l.p.s) |
| Carga | 144 [ft] (43.87 m) |
| Rendimiento | 80 % |
| Diámetro de succión | 8 [in] |
| Diámetro de descarga | 8 [in] |
| Diámetro de la flecha de la bomba | 1 1/2 [in] |
| N.P.S.H. Requerido en el punto de selección | 13 [ft] (3.96 m) |
| N.P.S.H. Requerido en C.D.T.B. máxima | 12 [ft] (3.65m.) |
| N.P.S.H. Requerido en C.D.T.B. mínima | 15 [ft] (4.57 m.) |
| Velocidad | 1760 [r.p.m] |

4.9.a.-Velocidad específica (Ns)

El número índice de velocidad específica, está íntimamente relacionado con parámetros operativos fundamentales de bombas centrífugas como: elevación de succión, capacidad y carga de bombeo por lo que a continuación se determinó la velocidad específica para el tipo de bomba propuesta y se revisa su selección en relación a las recomendaciones del instituto de hidráulica de los Estados Unidos de Norteamérica para los límites superiores de velocidad específica establecidos para cierto tipo de bombas centrífugas.

La velocidad específica se determinó con la siguiente ecuación:

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

donde:

Ns = Velocidad específica adimensional

Q = Capacidad de la bomba [g.p.m], (793.65 g.p.m)

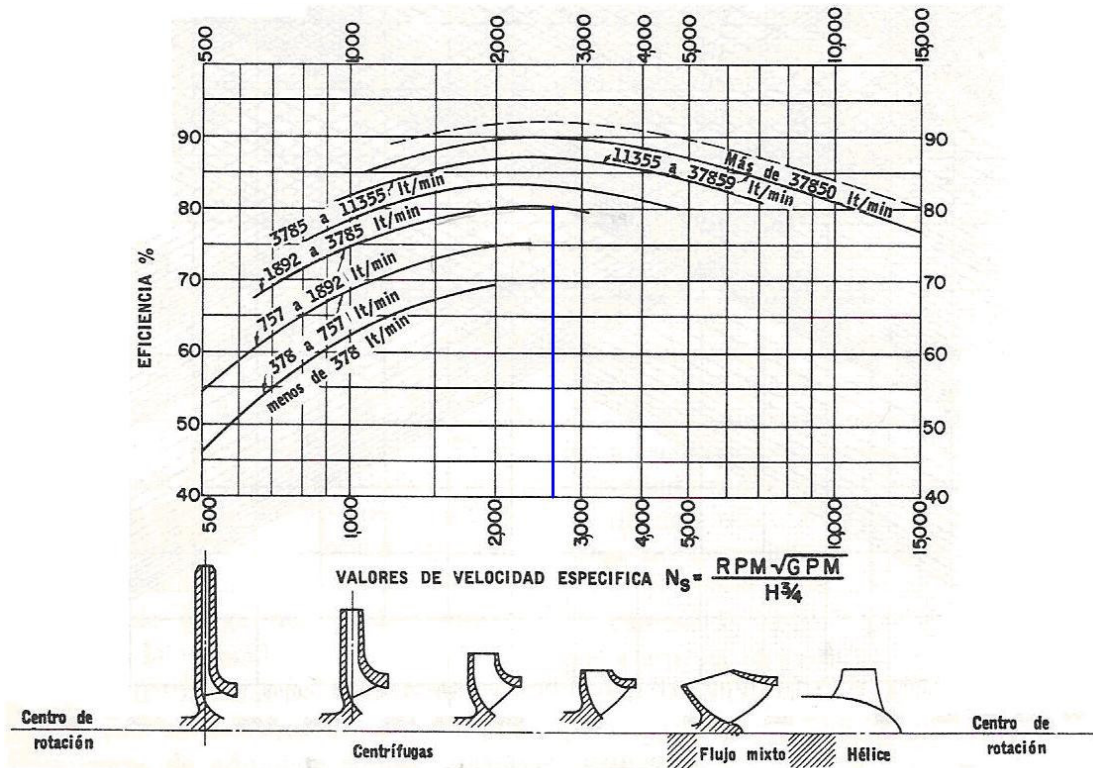
H = Carga por paso [ft], (48 ft)

n = Velocidad de rotación [r.p.m], (1760 r.p.m)

Substituyendo, tenemos:

$$N_s = \frac{1760 \sqrt{793.65}}{48^{3/4}}$$

$$N_s = 2718.91$$



Relación aproximada entre las formas de impulsores y variaciones de eficiencia a la velocidad específica

De acuerdo a la gráfica que ilustra la relación aproximada entre la forma de los impulsores y variación de eficiencia con la velocidad específica, la bomba analizada es aceptable ya que se espera una eficiencia del 80%, entonces la selección es adecuada para la aplicación del proyecto.

4.10.a.-Carga neta positiva de succión disponible (N.P.S.H.D)

Con objeto de garantizar que la bomba no quede expuesta a condiciones de daños hidromecánicos provocados por la presencia del fenómeno de cavitación, se procedió a revisar las condiciones de succión en relación a la carga neta disponible en el bombeo.

La carga neta positiva de succión disponible se define con la siguiente ecuación:

$$N.P.S.H.D = H_a + H_s - H_f - H_v$$

donde:

N.P.S.H.D =Carga neta positiva de succión disponible en [m]

H_a = Presión atmosférica en [m]

H_s =Sumergencia de la bomba [m]

H_f =Pérdidas en la succión [m]

H_v =Presión de vapor del agua a la temperatura del agua bombeada [m]

Para la presión de vapor se consulto las propiedades del agua a varias temperaturas, para la temperatura de 30° obteniendo, **(ver anexo A-8 donde se determinó el valor de la presión de vapor)**

$$h_v = 0.0432 \text{kg/cm}^2 \approx \mathbf{0.432 \text{ m.}}$$

Las pérdidas en la succión de bombeo corresponden a $H_f = \mathbf{0.111 \text{ m.}}$

Para determinar la sumergencia se determina en función de la siguiente ecuación.

$$H_s = 2.5d + 0.10$$

Diámetro de la tubería de succión $d = 203 \text{ mm} \approx \mathbf{0.203 \text{ m}}$

$$H_s = 2.5 (0.203) + 0.10 = \mathbf{0.6075 \text{ m}}$$

La presión atmosférica, a la altitud del proyecto, se establece de 2240 m.s.n.m **(ver anexo A-9 donde se determinó el valor de la presión atmosférica)**

$$P_{atm} = 25.85 \text{ft} \approx \mathbf{7.88 \text{ m}}$$

Se sustituyen los valores de cada uno de los términos anteriores en la ecuación y tenemos:

$$N.P.S.H.D = 7.88 \text{ m} + 0.6075 \text{ m} - 0.111 \text{ m} - 0.432 \text{ m} = 7.9445 \text{ m} \approx \mathbf{26.06 \text{ ft}}$$

El resultado anterior se comparo con la carga neta positiva de succión requerido, el cual es dado por la curva operativa del equipo de bombeo preseleccionado, para tal caso se considera que el $N.P.S.H.R = 3.96 \text{ m} (13 \text{ ft})$.

$$N.P.S.H.D > N.P.S.H.R$$

Condición que se cumple ya que la carga neta positiva de succión disponible a nivel **(N.P.S.H.D = 26.06 ft)** es mayor con amplio margen a la carga neta positiva de succión requerida **(N.P.S.H.R = 13 ft)**.

$$\mathbf{(N.P.S.H.D = 26.06 \text{ ft}) > (N.P.S.H.R = 13 \text{ ft})}$$

4.11.a.-Cálculo de la potencia al freno

Para calcular la potencia al freno se utiliza la siguiente expresión.

$$P_b = \frac{Q \cdot \gamma \cdot C.D.T.B}{76 \cdot \eta}$$

donde:

P_b = Potencia de la bomba y del motor [HP]

Q = Caudal de bombeo [m^3 / s]

γ = Peso específico del agua [$1000 \text{ kg}/m^3$]

C.D.T.B = Carga dinámica total de la bomba [m]

η = Eficiencia de la bomba, se obtiene de la curva operativa de la bomba analizada

Sustituyendo tenemos:

$$P_{b_{\text{mínimo}}} = \frac{(0.04662) * (1000) * (45.68)}{(76) (0.8)} = 35.03 \text{ HP}$$

$$P_{b_{\text{diseño}}} = \frac{(0.05) * (1000) * (43.87)}{(76) (0.8)} = 36.01 \text{ HP}$$

$$P_{b_{\text{máximo}}} = \frac{(0.05355) * (1000) * (42.05)}{(76) (0.78)} = 37.98 \text{ HP}$$

4.12.a.-Cálculo de carga axial normal

Se debe calcular el empuje axial, al que está sometida la flecha del cuerpo de tazones, el cual es el empuje hacia abajo ocasionado por la reacción al girar los impulsores

Para calcular el empuje axial se utiliza la siguiente expresión.

$$\text{CAT normal} = \text{CDTB}_{\text{diseño}} * k_a + \text{Número de pasos} * k_t + \text{l.flecha} * k_s$$

donde:

$\text{C.D.T.B}_{\text{diseño}}$ = Carga dinámica total de la bomba [ft], ($\text{C.D.T.B}_{\text{diseño}} = 144 \text{ ft}$)

k_a = Constante de empuje [lb/ft], ($k_a = 6.2 \text{ lb/ft}$), **(Este valor se obtuvo de la gráfica de la bomba seleccionada)**

Número de pasos = El número de pasos de la bomba, (Número de pasos = 3)

k_t = Peso de impulsores, y flecha por etapas [lb] ($k_t = 20 \text{ lb}$), **(Este valor se obtuvo del modelo de la bomba y de los ,datos de límites en cuerpos de tazones ver Anexo A-10)**

l.flecha = Longitud de la flecha [ft], (l.flecha = 11.54 ft)

K_s = Peso de la flecha [lb/ft], ($K_s=6.01$ ft), **(Este valor se obtuvo por medio del diámetro de la flecha de la bomba ver anexo A-11)**

Sustituyendo tenemos:

$$\text{CAT normal} = (144 \text{ ft}) \cdot (6.2) + (3) \cdot (20) + (11.54 \text{ ft}) \cdot (6.01) = \mathbf{1022.15 \text{ lb}}$$

$$\text{CAT max} = (150 \text{ ft}) \cdot (6.2) + (3) \cdot (20) + (11.54 \text{ ft}) \cdot (6.01) = \mathbf{1059.35 \text{ lb}}$$

4.13.a.-Obtención de pérdidas por potencia en rodamientos y flecha

$$HP_{\text{balero}} = 0.0075 \cdot \left(\frac{1770}{100} \right) \cdot \left(\frac{1059.35}{1000} \right) = \mathbf{0.14 \text{ HP}}$$

$$HP = \left(\frac{(1.59) \cdot (150)}{100} \right) = \mathbf{2.385 \text{ HP}}$$

4.14.a.-Obtención de la potencia del motor

$$37.92 + 2.385 + 0.14 = 40.445 \text{ HP}$$

Considerando 2.385 HP, de pérdidas de potencia por transmisión, el motor eléctrico jaula de ardilla, de la bomba deberá ser de 50 HP nominal con factor de servicio de 1.1.

$$\text{Potencia disponible} = 50 \times 1.1 = \mathbf{55 \text{ HP}}$$

4.15. a.- Cálculo de la velocidad de propagación de la onda de presión

$$a = \frac{\sqrt{\frac{k}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{kD_{\text{int}}}{E\delta}}}$$

donde:

- a es la celeridad de la onda elástica del fluido en la tubería, [m/s]
- K es el módulo de elasticidad del fluido (módulo de Young), [N/m^2]
- ρ es la densidad del líquido, [kg/m^3]
- D es el diámetro de la tubería, [m]
- E es el módulo de elasticidad de la tubería, [N/m^2]
- δ es el espesor de la tubería, [m].

El numerador de la ecuación es la celeridad de la onda elástica en el fluido. Algunos autores (Mataix) la denotan como a_0 . Para el agua, $\rho = 1000 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$ y $K=2.03 \times 10^9 \text{ [N/m}^2\text{]}$, este valor es:

$$a_0 = \sqrt{k / \rho} = 1425 \text{ m/s}$$

Sustituyendo la ecuación de la celeridad.

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{(2.03 \times 10^9)(0.303)}{(20.3 \times 10^9)(0.0103)}}} = 717.74 \text{ m/s}$$

$$v = \frac{0.1}{(0.785)(0.325)^2} = 1.22 \text{ m/s}$$

Cálculo de la sobrepresión por golpe de ariete

$$H = \frac{av}{g}$$

Sustituyendo la ecuación anterior

$$H = \frac{(717.74)(1.22)}{9.81} = 89.26 \text{ m}$$

Pérdidas en la línea de conducción (h_{fp})

$$h_{fp} = \frac{(10.33)(0.014)^2(0.1)^2(114)}{(0.303)^{16/3}} = 1.34 \text{ m}$$

Desnivel estático

$h_e \text{ diseño} = 38.85 \text{ m}$

4.16.a.-Cálculo de la presión máxima

$$P_{\max} = h_e + h_{fp} + H$$

$$P_{\max} = 38.85 \text{ m} + 1.34 \text{ m} + 89.26 \text{ m} = 129.45 \text{ m} \quad \text{presión máxima} \approx 12.945 \text{ kg/cm}^2$$

(La presión de trabajo se obtuvo de anexo A-1)

$$\text{Presión de trabajo} = 81 \text{ kg/cm}^2 > 12.945 \text{ kg/cm}^2$$

4.17a.-Curva del sistema de bombeo

Se representa el comportamiento del sistema de bombeo, esta curva se fundamenta en el desnivel estático y pérdidas hidráulicas en el sistema de bombeo.

Su importancia radica en la estrecha relación que se acentúa con las curvas de comportamiento hidráulico de las bombas.

La expresión básica utilizada para la construcción de la curva del sistema, es la siguiente:

$$\frac{hf1}{hf2} = \left(\frac{Q1}{Q2} \right)^2$$

$$hf2 = \left(\frac{Q2}{Q1} \right)^2 hf1$$

donde:

Hf1; Q1 = Coordenada inicial que representa la pérdida del caudal bombeado

Hf2: Q2= Coordenada segunda que representa la pérdida al siguiente caudal considerado.

Para el trazo de la curva del sistema de bombeo

Se tiene:

Caudal de bombeo (**Q1= 100 l.p.s**)

Desnivel estático (**hs =38.85 m**)

Pérdidas

Hf1= pérdidas por conducción + pérdidas especiales en la conducción + pérdidas especiales a la descarga (**hf1= 1.34m + 0.098m + 2.8528m = 4.291 m**)

Q2 se evaluó desde 0 hasta 150 l.p.s

Con la ecuación:

$$hf2 = \left(\frac{Q2}{Q1} \right)^2 hf1$$

Para las pérdidas totales.

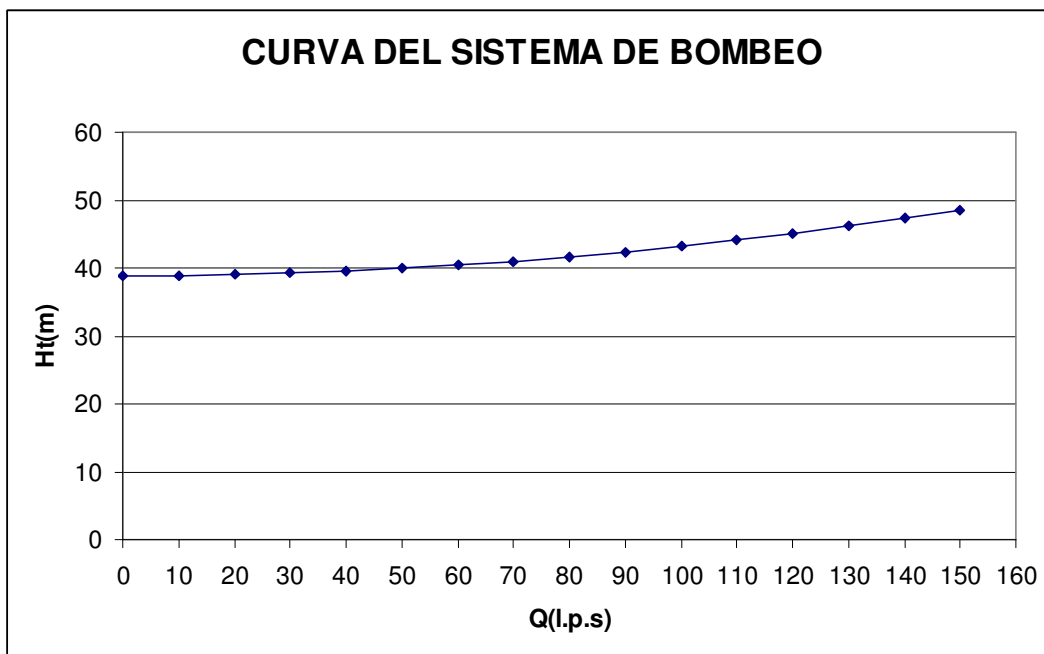
Ht= hs + hf2

Sustituyendo valores desde Q2 de 0 hasta 150 l.p.s

Tenemos:

Trazo de la curva del sistema de bombeo

| Curva del sistema | | |
|--------------------------|----------------|--------------|
| Q(l.p.s) | hf2 (m) | Ht(m) |
| 0 | 0 | 38.85 |
| 10 | 0.04 | 38.89 |
| 20 | 0.17 | 39.02 |
| 30 | 0.38 | 39.23 |
| 40 | 0.69 | 39.54 |
| 50 | 1.07 | 39.92 |
| 60 | 1.55 | 40.4 |
| 70 | 2.10 | 40.95 |
| 80 | 2.75 | 41.6 |
| 90 | 3.48 | 42.33 |
| 100 | 4.29 | 43.14 |
| 110 | 5.19 | 44.04 |
| 120 | 6.18 | 45.03 |
| 130 | 7.25 | 46.13 |
| 140 | 8.41 | 47.26 |
| 150 | 9.65 | 48.55 |



4.b. Memoria de cálculo “Tanque 2”

| Datos del proyecto | |
|--|---|
| 1.- Fluido | Agua limpia |
| 2.-Fuente de abastecimiento | Del “Tanque1” |
| 3.-Gasto total de bombeo | 94 l.p.s |
| 4.-Tipo de bombas consideradas | Vertical tipo Turbina |
| 5.-Número de bombas a instalar | Tres (2+1) |
| 6.-Gasto por bomba | 47 l.p.s |
| 7.-Operaciones | Alternada |
| 8.-Niveles de bombeo del cárcamo | Máximo =2637.77 m.s.n.m Diseño =2635.95 m.s.n.m Mínimo =2634.14 m.s.n.m |
| 9.-Nivel máximo de conducción | 2637.66 m.s.n.m |
| 10.-Presión atmosférica a la altitud del proyecto | 2240 m.s.n.m |
| 11.-Temperatura del agua a la altitud del proyecto | 30° C |
| 12.-Diámetro de la columna de succión y tren de descarga | 8” ASTM – A53, cédula 40. |
| 13.-Accesorios en el tren de descarga | 1 Válvula de compuerta de 8”de diámetro 1 Válvula de retención de 8”de diámetro 1 Codo de 45° de 8” de diámetro 1 Ampliación de 8” x 12” de diámetro |
| 14.- Diámetro de la tubería de conducción | 12” ASTM – A53, cédula 40. |
| 15.-Longitud de la conducción | 1134 m |
| 16.- Accesorios en la línea de conducción | 7 Codos de 90° de 12”de diámetro 6 Codos de 45° de 12”de diámetro 28 Codos de 22.5° de 12”de diámetro 1 Red 12” x 8”de diámetro 1 Válvula de flotador de 8”de diámetro 1 Válvula de compuerta de 8”de diámetro |

4.1.b. Pérdidas de carga en tramos de tubería recta (h_{fp})

Utilizando la ecuación de Manning:

$$h_{fp} = \frac{10.33n^2Q^2L}{D^{16/3}}$$

donde:

n = Coeficiente de Manning que depende del material y estado de la tubería, adimensional.

Q = Caudal de bombeo [m^3/s]

L = Longitud de la tubería [m]

D = Diámetro interior del tubo [m]

h_{fp} = Pérdidas de carga [m]

a) Para la tubería recta de conducción de acero al carbón de 12" (diámetro exterior de 323mm, espesor de 10.30 mm, véase anexo A-1)

Para determinar el diámetro interior:

$$D = (D_{ext} - 2e)$$

$$D = (323\text{mm} - 2(10.30)) = 303.25 \text{ mm} \approx 0.303\text{m}$$

$n = 0.014$, (véase anexo A-2)

$$Q = 0.094 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$L = 1134 \text{ m}$$

$$h_{fp} = \frac{10.33(0.014)^2(0.094)^2(1134)}{(0.303)^{16/3}} = 11.7797\text{m} \approx 12\text{m}$$

b) Para la columna de descarga de acero al carbón de 8" (diámetro exterior de 219.1mm, espesor de 8.18 mm, véase anexo A-1)

Para determinar el diámetro interior:

$$D = (D_{ext} - 2e)$$

$$D = (219.1\text{mm} - 2(8.18)) = 202.74 \text{ mm} \approx 0.203\text{m}$$

$n = 0.014$, (véase anexo A-2)

$Q = 0.047 \text{ m}^3/\text{s}$

$L = 4.5 \text{ m}$

$$h_{fp} = \frac{10.33(0.014)^2(0.047)^2(4.5)}{(0.203)^{16/3}} = 0.0988 \text{ m} \approx 0.099 \text{ m}$$

c) Para la columna de succión de acero al carbón de 8" (diámetro exterior de 219.1mm, espesor de 8.18 mm, véase anexo A-1)

Para determinar el diámetro interior:

$$D = (D_{ext} - 2e)$$

$$D = (219.1 \text{ mm} - 2(8.18)) = 202.74 \text{ mm} \approx 0.203 \text{ m}$$

$n = 0.014$, (véase anexo A-2)

$Q = 0.047 \text{ m}^3/\text{s}$

$L = 4.5 \text{ m}$

$$h_{fp} = \frac{10.33(0.014)^2(0.047)^2(4.5)}{(0.203)^{16/3}} = 0.0988 \text{ m} \approx 0.099 \text{ m}$$

Pérdida total en tramo de tubería recta

$$h_{fp} = 12 \text{ m} + 0.099 \text{ m} + 0.099 \text{ m} = \mathbf{12.19 \text{ m}}$$

4.2.b.- Pérdidas en piezas especiales fontanería

Para calcular la pérdida de presión en piezas especiales se aplica la siguiente expresión:

$$h_{fs} = K \frac{V^2}{2g}$$

donde:

V = Velocidad del fluido, [m/s]

g = Aceleración de la gravedad [9.8 m/s²]

h_{fs} = Pérdida de presión en piezas especiales [m]

K = Factor de pérdida en accesorios, adimensional.

a) Piezas especiales en la conducción

De acuerdo a la instalación mecánica planteada, a continuación se listan las piezas especiales en la fontanería de la tubería de conducción hacia el “Tanque3” con sus respectivos factores de pérdida hidráulica, **(para coeficiente K véase anexo A-3 para codo de 90°, 45° y anexo A-4 para codo de 22.5° de 12 [in] de diámetro)**

| Descripción del accesorio | Cantidad | K | Total |
|---------------------------------|----------|-------|--------------|
| Codo a 90° de 12” de diámetro | 7 | 0.22 | 1.54 |
| Codo a 45° de 12” de diámetro | 6 | 0.15 | 0.9 |
| Codo a 22.5° de 12” de diámetro | 28 | 0.066 | 1.848 |
| Total | | | 4.288 |

Para el diámetro de 12” (diámetro interior 303.25 mm, Q=0.094 m³/s). De la ecuación de la continuidad obtenemos el valor de la velocidad de flujo.

$$V = \frac{Q}{A}$$

Para determinar el área

$$A = \frac{\pi(D_{int})^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(0.30325)^2}{4} = 0.0722m^2$$

$$V = \frac{0.094}{0.0722} = 1.3019m/s$$

$$h_{fs} = (4.288) * \frac{(1.3019)^2}{(2 * 9.81)} = 0.37m$$

**b) Piezas especiales a la descarga en el “Tanque 3”
(Véase anexo A-5, para coeficiente K de la válvula de compuerta)**

| Descripción del accesorio | Cantidad | K | Total |
|-------------------------------------|----------|------|-------------|
| Válvula de compuerta 8” de diámetro | 1 | 0.07 | 0.07 |
| Total | | | 0.07 |

Para el diámetro de 8” (diámetro interior 202.74 mm, Q=0.094 m³/s). De la ecuación de la continuidad obtenemos el valor de la velocidad de flujo.

$$V = \frac{Q}{A}$$

Para determinar el área

$$A = \frac{\pi(D_{int})^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(0.203)^2}{4} = 0.03236m^2$$

$$V = \frac{0.094}{0.03236} = 2.9043m/s$$

$$h_{fs} = (0.07) * \frac{(2.9043)^2}{(2 * 9.81)} = 0.030m$$

(Para la válvula de flotador de 8". Se determinó por medio del caudal Q=0.094 m³/s y nomograma y nomograma véase en anexo A-6)

$$h_{fs} = 7pies \approx 2.13m$$

Para la reducción 12" x 8" de diámetro. Por medio de las velocidades V1 y V2

$$\text{Velocidad en la tubería de 12"} \quad V_1 = 2.9043m/s$$

$$\text{Velocidad en la tubería de 8"} \quad V_2 = 1.3019m/s$$

Para determinar las pérdidas

$$h_{fs} = \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right)$$

$$h_{fs} = \left(\frac{(2.9043)^2 - (1.3019)^2}{(2) * (9.81)} \right) = 0.3435m$$

Pérdida total en la descarga del "Tanque 3"

$$h_{fs} = 0.030m + 2.13m + 0.3435m = 2.5035m$$

c) Pérdidas en tren de descarga de la bomba

De acuerdo a la instalación mecánica planteada, a continuación se listan las piezas especiales en la fontanería de la tubería del tren de descarga de la bomba, (**para coeficiente K véase anexo A-3 para codo de 45° y anexo A-5 para válvula de compuerta y de retención de 8 [in] de diámetro**)

| Descripción del accesorio | Cantidad | K | Total |
|--|----------|------|-------------|
| Válvula de compuerta de 8" de diámetro | 1 | 0.07 | 0.07 |
| Válvula de retención de 8" de diámetro | 1 | 2.00 | 2.00 |
| Codo a 45° de 8" de diámetro | 1 | 0.15 | 0.15 |
| Ampliación de 8" x 12" de diámetro | 1 | 0.25 | 0.25 |
| Total | | | 2.47 |

Para el diámetro de 8" (diámetro interior 203 mm, Q=0.047 m³/s). De la ecuación de la continuidad obtenemos el valor de la velocidad de flujo.

$$V = \frac{Q}{A}$$

Para determinar el área

$$A = \frac{\pi(D_{int})^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(0.203)^2}{4} = 0.03236\text{m}^2$$

$$V = \frac{0.047}{0.03236} = 1.4521\text{m/s}$$

$$h_{fs} = (2.47) * \frac{(1.4521)^2}{(2 * 9.81)} = 0.2654\text{m}$$

Pérdidas totales en piezas especiales fontanería

$$h_{fs} = 0.37\text{m} + 2.5035\text{m} + 0.2654\text{m} = \mathbf{3.13\text{m}}$$

4.3.b.- Desnivel estático

El desnivel por vencer corresponde a la altura vertical entre el nivel dinámico y el nivel de descarga en la superficie del tanque.

$$h_{e \text{ máximo}} = 2716.66 - 2634.14 = \mathbf{82.52 \text{ m}}$$

$$h_{e \text{ diseño}} = 2716.66 - 2635.95 = \mathbf{80.71 \text{ m}}$$

$$h_{e \text{ mínimo}} = 2716.66 - 2637.77 = \mathbf{78.89 \text{ m}}$$

4.4.b.- Pérdidas por velocidad

$$h_v = \frac{V^2}{2g}$$

donde:

V = Velocidad del fluido [m/s]

g = Aceleración de la gravedad [9.8 m/s²]

a).- Pérdidas por carga de velocidad en la tubería de descarga 8" de diámetro. (V= 1.4521 m/s)

$$h_v = \frac{(1.4521)^2}{(2 * 9.81)} = \mathbf{0.1074m}$$

4.5.b.- Cálculo de la carga dinámica total de bombeo

La carga dinámica total se determinara con la suma de las energías que se indican

$$C.D.T.B = h_{fp} + h_{fs} + h_e + h_v$$

donde:

h_{fp} = Pérdidas de carga en tramos de tubería recta

h_{fs} = Pérdidas de carga en piezas especiales

h_e = Desnivel estático, estos desniveles se toman de máximo, diseño y mínimo, calculado anteriormente

h_v = Pérdidas por velocidad

$$C.D.T.B_{\text{diseño}} = 12.19m + 3.13m + 80.71m + 0.1074m = \mathbf{96.13m = 315.40ft}$$

$$C.D.T.B_{\text{máximo}} = 12.19m + 3.13m + 82.52m + 0.1074m = \mathbf{97.94m = 321.34ft}$$

$$C.D.T.B_{\text{mínimo}} = 12.19m + 3.13m + 78.89m + 0.1074m = \mathbf{94.31m = 309.43ft}$$

4.6.b.-Cálculo del número de pasos

Para calcular el número de pasos se utiliza la siguiente expresión

$$\text{Número de pasos} = \frac{\text{C.D.T.B}}{\text{C.D.T.B}_{\text{gráfica}}}$$

donde:

$$\text{C.D.T.B} = \text{Carga dinámica total de la bomba [ft]} \quad (\text{C.D.T.B} = 315.40 \text{ ft})$$

$$\text{C.D.T.B}_{\text{gráfica}} = \text{Carga dinámica de total de la gráfica} \quad (\text{C.D.T.B}_{\text{gráfica}} = 42 \text{ ft})$$

Nota: El valor de 42 ft se obtuvo del punto intermedio de la carga total de la gráfica de la bomba seleccionada

Sustituyendo tenemos:

$$\text{Número de pasos} = \frac{315.40}{42} = 7.5 \approx 8 \text{ pasos}$$

4.7.b.-Cálculo de la carga por paso

Para calcular la carga por paso se utiliza la siguiente expresión

$$\text{Carga por paso} = \frac{\text{C.D.T.B}}{\text{Número de pasos}}$$

donde:

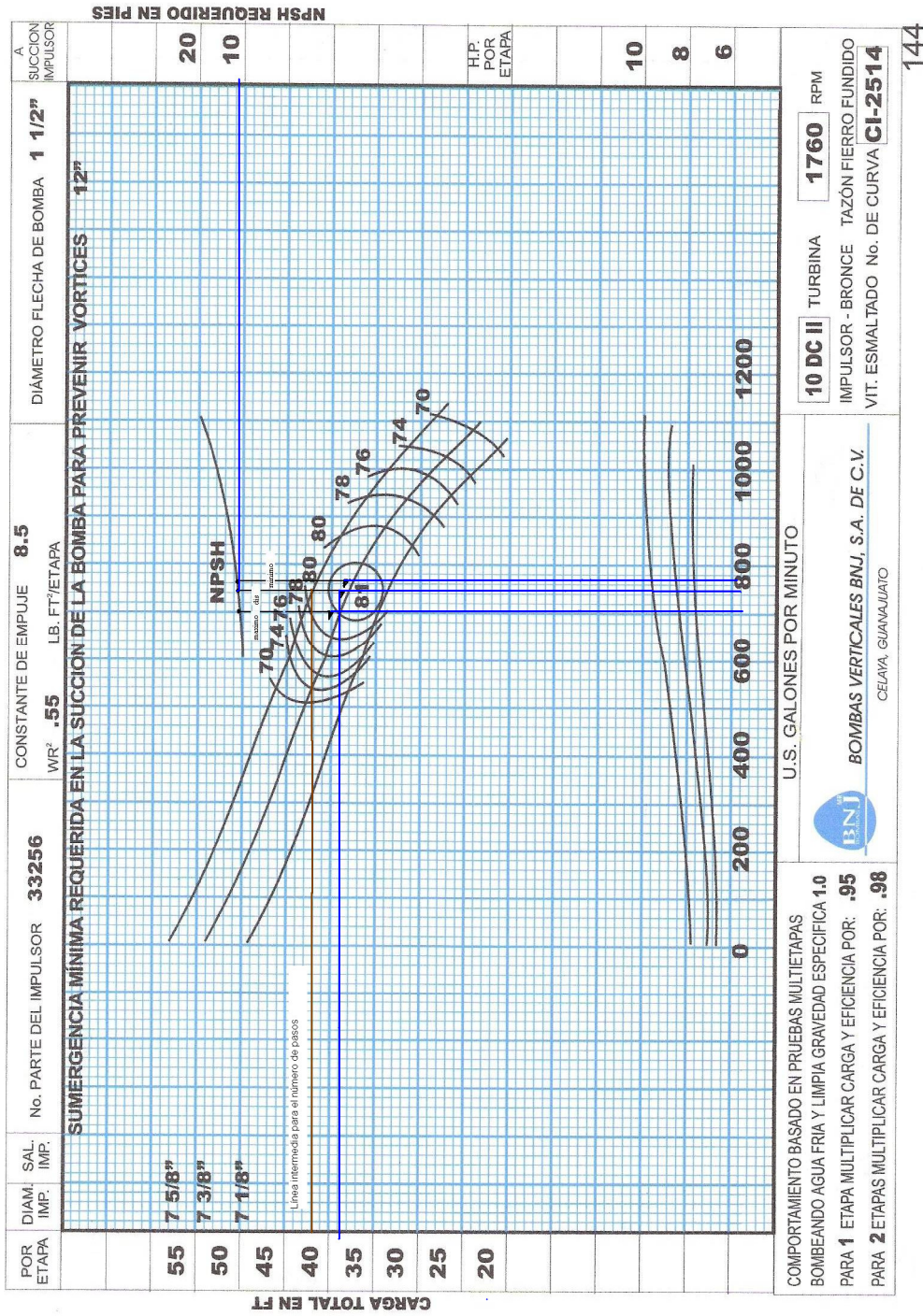
$$\text{C.D.T.B} = \text{Carga dinámica total de la bomba [ft]}, \quad (\text{C.D.T.B} = 315.40 \text{ ft})$$

$$\text{Número de pasos} = \text{Número de pasos de la bomba}, \quad (\text{Número de pasos} = 8)$$

Sustituyendo tenemos

$$H = \text{Carga por paso} = \frac{315.40}{8} = 39.42 \text{ diseño} \quad \frac{321.34}{8} = 40.16 \text{ max} \quad \frac{309.43}{8} = 38.67 \text{ min}$$

4.8.a. Curva operativa de bomba analizada



A manera de referencia, se analiza la bomba centrífuga vertical, multietapas, marca BNJ para aplicarse a las condiciones del cárcamo húmedo

| Características | BNJ 10 DC II |
|---|---------------------------|
| Gasto | 746.03 [g.p.m] (47 l.p.s) |
| Carga | 315.40 [ft] (96.13 m) |
| Rendimiento | 81 % |
| Diámetro de succión | 8 [in] |
| Diámetro de descarga | 8 [in] |
| Diámetro de la flecha de la bomba | 1 1/2 [in] |
| N.P.S.H. Requerido en el punto de selección | 10.5 [ft] (3.20m.) |
| N.P.S.H. Requerido en C.D.T.B máxima | 11 [ft] (3.35m.) |
| N.P.S.H. Requerido en C.D.T.B mínima | 12 [ft] (3.65 m.) |
| Velocidad | 1760 [r.p.m] |

4.9.b.- Velocidad específica (Ns)

El número índice de velocidad específica, está íntimamente relacionado con parámetros operativos fundamentales de bombas centrífugas como: elevación de succión, capacidad y carga de bombeo por lo que a continuación se determinó la velocidad específica para el tipo de bomba propuesta y se revisa su selección en relación a las recomendaciones del instituto de hidráulica de los Estados Unidos de Norteamérica para los límites superiores de velocidad específica establecidos para cierto tipo de bombas centrífugas.

La velocidad específica se determinó con la siguiente ecuación:

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

donde:

Ns= Velocidad específica adimensional

Q = Capacidad de la bomba [g.p.m], (746.03 g.p.m)

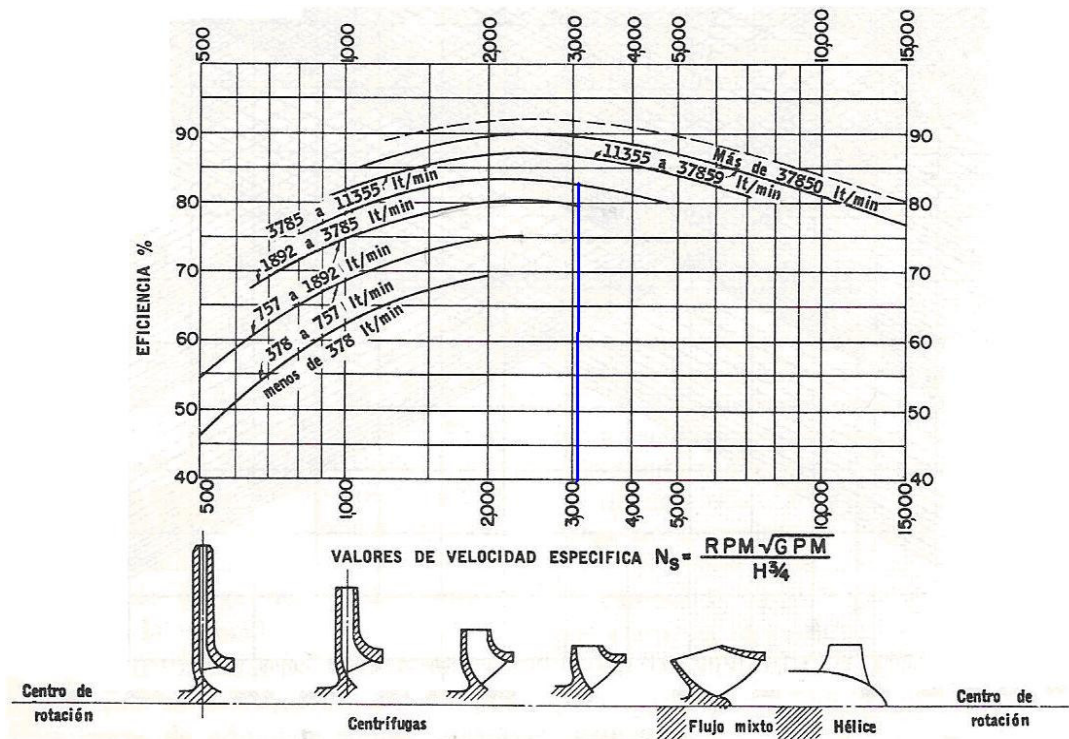
H = Carga por paso [ft], (39.42 ft)

n = Velocidad de rotación [r.p.m], (1760 r.p.m)

Substituyendo, tenemos:

$$Ns = \frac{1760 \sqrt{746.03}}{39.42^{3/4}}$$

$$Ns = 3055.64$$



Relación aproximada entre las formas de impulsores y variaciones de eficiencia a la velocidad específica

De acuerdo a la gráfica que ilustra la relación aproximada entre la forma de los impulsores y variación de eficiencia con la velocidad específica, la bomba analizada es aceptable ya que se esperan eficiencia del 80%, entonces la selección es adecuada para la aplicación del proyecto.

4.10.b.-Carga neta positiva de succión disponible (N.P.S.H.D)

Con objeto de garantizar que la bomba no quede expuesta a condiciones de daños hidromecánicos provocados por la presencia del fenómeno de cavitación, se procedió a revisar las condiciones de succión en relación a la carga neta disponible en el bombeo.

La carga neta positiva de succión disponible se define con la siguiente ecuación:

$$NPSHD = H_a + H_s - H_f - H_v$$

donde:

NPSHD =Carga neta positiva de succión disponible en [m]

H_a =Presión atmosférica en [m]

H_s =Sumergencia de la bomba [m]

H_f =Pérdidas en la succión [m]

H_v =Presión de vapor del agua a la temperatura del agua bombeada [m]

Para la presión de vapor se consulto las propiedades del agua a varias temperaturas, para la temperatura de 30° C obteniendo, **(ver anexo A-8 donde se determinó el valor de la presión de vapor)**

$$H_v = 0.0432 \text{ kg/cm}^2 \approx \mathbf{0.432 \text{ m}}$$

Las pérdidas en la succión de bombeo corresponden a $H_f = \mathbf{0.099 \text{ m}}$.

Para determinar la sumergencia se determina en función de la siguiente ecuación.

$$H_s = 2.5d + 0.10$$

Diámetro de la tubería de succión $d = 203 \text{ mm} \approx \mathbf{0.203 \text{ m}}$

$$H_s = 2.5 (0.203) + 0.10 = \mathbf{0.6075 \text{ m}}$$

La presión atmosférica, a la altitud del proyecto, se establece de 2240 m.s.n.m, **(ver anexo A-9 donde se determinó el valor de presión atmosférica)**

$$P_{atm} = 25.85 \text{ ft} \approx \mathbf{7.88 \text{ m}}$$

Se sustituyen los valores de cada uno de los términos anteriores en la ecuación y tenemos:

$$N.P.S.H.D = 7.88 \text{ m} + 0.6075 \text{ m} - 0.099 \text{ m} - 0.432 \text{ m} = 7.9535 \text{ m} \approx \mathbf{26.0941 \text{ ft}}$$

El resultado anterior se comparó con la carga neta positiva de succión requerido, el cual es dado por la curva operativa del equipo de bombeo preseleccionado, para tal caso se considera que el $N.P.S.H.R = 10.5 \text{ ft}$

$$N.P.S.H.D > N.P.S.H.R$$

Condición que se cumple ya que la carga neta positiva de succión disponible a nivel ($N.P.S.H.D = 26.0941 \text{ ft}$) es mayor con amplio margen a la carga neta positiva de succión requerida ($N.P.S.H.R = 10.5 \text{ ft}$).

$$(\mathbf{N.P.S.H.D = 26.0941 \text{ ft}}) > (\mathbf{N.P.S.H.R = 10.5 \text{ ft}})$$

4.11.b.-Cálculo de la potencia al freno

Para calcular la potencia al freno se utiliza la siguiente expresión.

$$P_b = \frac{Q \cdot \gamma \cdot C.D.T.B}{76 \cdot \eta}$$

donde:

P_b = Potencia de la bomba y del motor [HP]

Q = Caudal de bombeo [m^3 / s]

γ = Peso específico del agua [$1000 \text{ kg}/m^3$]

C.D.T.B = Carga dinámica total de la bomba [m]

η = Eficiencia de la bomba, se obtiene de la curva operativa de la bomba analizada

Sustituyendo tenemos:

$$P_{b_{\text{mínimo}}} = \frac{(0.044) * (1000) * (94.3159)}{(76) (0.8)} = \mathbf{69.16 \text{ HP}}$$

$$P_{b_{\text{diseño}}} = \frac{(0.047) * (1000) * (96.1355)}{(76) \cdot (0.81)} = \mathbf{73.40 \text{ HP}}$$

$$P_{b_{\text{máximo}}} = \frac{(0.0488) * (1000) * (97.9459)}{(76) \cdot (0.8)} = \mathbf{78.61 \text{ HP}}$$

4.12.b.-Cálculo de carga axial normal

Debemos calcular el empuje axial, al que está sometida la flecha del cuerpo de tazones, el cual es el empuje hacia abajo ocasionado por la reacción al girar los impulsores

Para calcular el empuje axial se utilizó la siguiente expresión.

$$\text{CAT normal} = \text{C.D.T.B}_{\text{diseño}} * k_a + \text{Número de pasos} * k_t + \text{l.flecha} * k_s$$

donde:

$\text{C.D.T.B}_{\text{diseño}}$ = Carga dinámica total de la bomba [ft]. ($\text{C.D.T.B}_{\text{diseño}} = 315.40 \text{ ft}$)

K_a = Constante de empuje [lb/ft] ($K_a = 8.5 \text{ lb/ft}$) **(Este valor se obtuvo de la gráfica de la bomba seleccionada)**

Número de pasos = El número de pasos de la bomba (# de pasos = 8)

k_t = Peso de impulsores, y flecha por etapas [lb] ($K_t = 14 \text{ lb}$) **(Este valor se obtuvo del modelo de la bomba y de los ,datos de límites en cuerpos de tazones ver Anexo A-10)**

l.flecha = Longitud de la flecha [ft] (l.flecha = 11.54 ft)

K_s = Peso de la flecha [lb/ft] ($K_s=6.01$ lb/ft), **(Este valor se obtuvo por medio del diámetro de la flecha de la bomba ver anexo A-11)**

Sustituyendo tenemos:

$$\text{CAT normal} = (315.40 \text{ ft}) \cdot (8.5) + (8) \cdot (14) + (11.54 \text{ ft}) \cdot (6.01) = \mathbf{2862.26 \text{ lb}}$$

$$\text{CAT max} = (321.34 \text{ ft}) \cdot (8.5) + (8) \cdot (14) + (11.54 \text{ ft}) \cdot (6.01) = \mathbf{2912.74 \text{ lb}}$$

4.13.b.-Obtención de pérdidas por potencia en rodamientos y flecha

$$HP_{\text{balero}} = 0.0075 \cdot \left(\frac{1770}{100}\right) \cdot \left(\frac{2912.74}{1000}\right) = \mathbf{0.3866 \text{ HP}}$$

$$HP = \left(\frac{(1.59) \cdot (321.34)}{100}\right) = \mathbf{5.10 \text{ HP}}$$

4.14.b.-Obtención de la potencia del motor

$$78.61 + 5.10 + 0.3866 = 84.09 \text{ HP}$$

Considerando 5.10 HP, de pérdidas de potencia por transmisión, el motor eléctrico jaula de ardilla de la bomba deberá ser de 100 HP, nominal con factor de servicio de 1.1

$$\text{Potencia disponible} = 100 \times 1.1 = \mathbf{110 \text{ HP} \approx 120 \text{ HP}}$$

4.15. b.- Cálculo de la velocidad de propagación de la onda de presión

$$a = \frac{\sqrt{\frac{k}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{kD_{\text{int}}}{E\delta}}}$$

donde:

- a es la celeridad de la onda elástica del fluido en la tubería [m/s]
- K es el módulo de elasticidad del fluido (módulo de Young) [N/m^2]
- ρ es la densidad del líquido [kg/m^3]
- D es el diámetro de la tubería [m]
- E es el módulo de elasticidad de la tubería, [N/m^2]
- δ es el espesor de la tubería, [m]

El numerador de la ecuación es la celeridad de la onda elástica en el fluido. Algunos autores (Mataix) la denotan como a_0 . Para el agua, $\rho = 1000$ [Kg/m^3] y $K = 2.03 \times 10^9$ [N/m^2], este valor es:

$$a_0 = \sqrt{k/\rho} = 1425 \text{ m/s}$$

Sustituyendo la ecuación de la celeridad.

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{(2.03 \times 10^9)(0.303)}{(20.3 \times 10^9)(0.0103)}}} = 717.74 \text{ m/s}$$

$$v = \frac{0.094}{(0.785)(0.325)^2} = 1.3019 \text{ m/s}$$

Cálculo de la sobrepresión por golpe de ariete

$$H = \frac{av}{g}$$

Sustituyendo la ecuación anterior

$$H = \frac{(717.74)(1.3019)}{9.81} = 95.25 \text{ m}$$

Pérdidas en la línea de conducción (h_{fp})

$$h_{fp} = \frac{10.33(0.014)^2(0.094)^2(1134)}{(0.303)^{16/3}} = 11.7797 \text{ m} \approx 12 \text{ m}$$

Desnivel estático

he diseño = 80.71 m

4.16.b.-Cálculo de la presión máxima

$$P_{\max} = h_e + h_{fp} + H$$

$$P_{\max} = 80.71 \text{ m} + 12 \text{ m} + 95.25 \text{ m} = 187.96 \text{ m} \quad \text{presión máxima} \approx 18.796 \text{ kg/cm}^2$$

(La presión de trabajo se obtuvo de anexo A-1)

$$\text{Presión de trabajo} = 81 \text{ kg/cm}^2 > 18.796 \text{ kg/cm}^2$$

4.17.b.-Curva del sistema de bombeo

Se representa el comportamiento del sistema de bombeo, esta curva se fundamenta en el desnivel estático y pérdidas hidráulicas en el sistema de bombeo.

Su importancia radica en la estrecha relación que se acentúa con las curvas de comportamiento hidráulico de las bombas.

La expresión básica utilizada para la construcción de la curva del sistema, es la siguiente:

$$\frac{hf1}{hf2} = \left(\frac{Q1}{Q2}\right)^2$$
$$hf2 = \left(\frac{Q2}{Q1}\right)^2 hf1$$

donde:

Hf1; Q1 = Coordenada inicial que representa la pérdida del caudal bombeado

Hf2; Q2= Coordenada segunda que representa la pérdida al siguiente caudal considerado.

Para el trazo de la curva del sistema de bombeo

Se tiene:

Caudal de bombeo (**Q1= 94 l.p.s**)

Desnivel estático (**hs =80.71 m**)

Pérdidas

Hf1= pérdidas por conducción + pérdidas especiales en la conducción + pérdidas especiales a la descarga (**hf1= 12m + 0.3516m + 2.5035m = 14.8045m**)

Q2 se evalúa desde 0 hasta 130 l.p.s

Con la ecuación:

$$hf2 = \left(\frac{Q2}{Q1}\right)^2 hf1$$

Para las pérdidas totales.

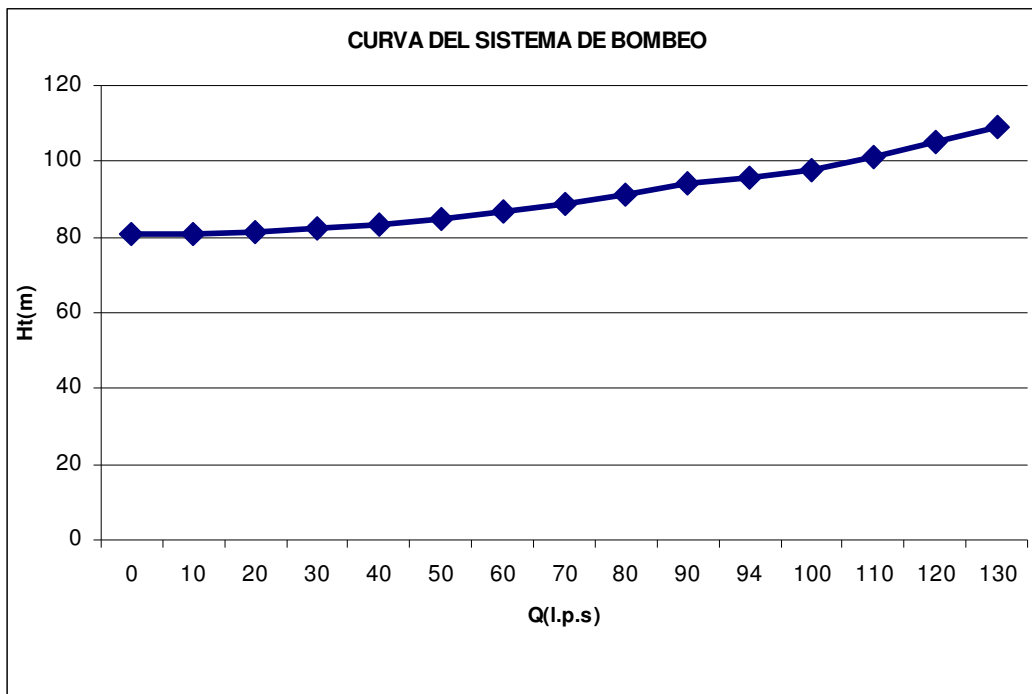
Ht= hs + hf2

Sustituyendo valores desde Q2 de 0 hasta 130 l.p.s

Tenemos:

Trazo de la curva del sistema de bombeo

| Curva del sistema | | |
|--------------------------|----------------|--------------|
| Q(l.p.s) | hf2 (m) | Ht(m) |
| 0 | 0 | 80.71 |
| 10 | 0.17 | 80.88 |
| 20 | 0.67 | 81.38 |
| 30 | 1.51 | 82.22 |
| 40 | 2.69 | 83.40 |
| 50 | 4.20 | 84.91 |
| 60 | 6.10 | 86.81 |
| 70 | 8.24 | 88.95 |
| 80 | 10.76 | 91.47 |
| 90 | 13.62 | 94.33 |
| 94 | 14.85 | 95.56 |
| 100 | 16.81 | 97.52 |
| 110 | 20.34 | 101.05 |
| 120 | 24.21 | 104.92 |
| 130 | 28.41 | 109.12 |



Capítulo 5

Conclusiones

Conclusiones

La metodología propuesta tiene la finalidad de auxiliar a los ingenieros con poca experiencia para que realicen una selección adecuada de un equipo de bombeo. Aunque en los libros se encuentran parcialmente documentados algunos pasos, en este trabajo se hizo una recopilación de algunos pasos y se establece la metodología, que posteriormente se valida con un caso de estudio.

Debemos recordar que en la actualidad existen programas computacionales y personas con suficiente experiencia que asisten este proceso. Los cálculos por personas especializadas, eligen como dato primordial el desnivel estático y le suman un 15% de pérdidas, lo cual es información suficiente para seleccionar el equipo, pero la metodología propuesta pretende mostrar la información relevante que tiene cada cálculo en la selección del equipo.

Se demostró la aplicación de la metodología a un caso de estudio, y con base a los resultados obtenidos se seleccionó una bomba vertical tipo turbina tomando en cuenta la carga dinámica total de bombeo de diseño, (“Tanque 1”, 144 ft y “Tanque 2”, 315.40 ft) las gráficas (10 GHC, BNJ y 10 DC II, BNJ) proporcionaron la demanda de carga dinámica, y que esta no fue menor al 80%.

Por lo consiguiente, la eficiencia fue de suma importancia porque permite estimar la vida útil de las instalaciones y ahorro de energía eléctrica en la operación de las plantas de bombeo. Varios son los factores que intervienen para lograr una óptima eficiencia como es considerar las pérdidas, características del líquido, la selección de la bomba, la instalación del equipo, válvulas y potencia del motor (consumo de energía eléctrica).

Anexos

Anexo A-1

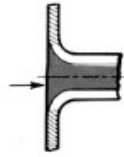
| Diámetro Nominal | Diámetro Exterior | Espesor de Pared | | Peso Feórico | Presiones de prueba hidrostática | | | | | | | | | | | |
|------------------|-------------------|------------------|-------|--------------|----------------------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-----|
| | | pulg. | ced. | | STM A 53 Gr | STM A 53 Gr | API-5L-X-42 | API-5L-X-46 | API-5L-X-52 | | | | | | | |
| pulg. | mm | pulg. | mm | Kg/m | kg/cm ² | kg/cm ² | kg/cm ² | kg/cm ² | kg/cm ² | kg/cm ² | kg/cm ² | kg/cm ² | kg/cm ² | kg/cm ² | kg/cm ² | |
| 5 | 125 | 5.563 | 141.3 | 0.258 | 40-Std | 21.92 | 1670 | 117 | 1950 | 137 | 2340 | 165 | 2560 | 180 | 2890 | 203 |
| | | | | 0.375 | 80 | 30.88 | 2430 | 170 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.500 | 120 | 40.24 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.625 | 160 | 49.04 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.750 | XXS | 57.36 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| 6 | 150 | 6.625 | 168.3 | 0.250 | | 25.36 | 1360 | 96 | 1580 | 111 | 2380 | 167 | 2600 | 183 | 2940 | 207 |
| | | | | 0.280 | 40-Std | 28.26 | 1520 | 107 | 1780 | 125 | 2660 | 187 | 2920 | 205 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.432 | 80 | 42.67 | 2350 | 165 | 2740 | 193 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.562 | 120 | 54.15 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.718 | 160 | 67.48 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.864 | XXS | 79.10 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| 8 | 200 | 8.620 | 219.1 | 0.250 | 20 | 33.57 | 1040 | 73 | 1220 | 86 | 1830 | 129 | 2000 | 141 | 2260 | 159 |
| | | | | 0.322 | 40-Std | 42.65 | 1340 | 94 | 1570 | 110 | 2350 | 165 | 2580 | 181 | 2910 | 205 |
| | | | | 0.500 | 80 | 64.64 | 2090 | 147 | 2430 | 171 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.718 | 120 | 90.34 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.812 | 160 | 100.83 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.875 | XXS | 107.76 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| 10 | 250 | 10.750 | 273.1 | 0.250 | 20 | 42.09 | 840 | 59 | 980 | 69 | 1660 | 117 | 1820 | 128 | 2060 | 145 |
| | | | | 0.365 | 40-Std | 60.50 | 1230 | 86 | 1430 | 101 | 2420 | 170 | 2660 | 187 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.500 | XS | 81.45 | 1670 | 117 | 1950 | 137 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.593 | 80 | 95.87 | 1980 | 139 | 2320 | 163 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 1.000 | XXS | 154.95 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| 12 | 300 | 12.750 | 323.9 | 0.250 | 20 | 50.11 | 710 | 50 | 820 | 58 | 1400 | 98 | 1530 | 108 | 1730 | 122 |
| | | | | 0.375 | Std. | 73.65 | 1060 | 75 | 1240 | 87 | 2100 | 148 | 2300 | 162 | 2600 | 183 |
| | | | | 0.406 | 40 | 79.65 | 1150 | 81 | 1650 | 116 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.500 | XS | 97.35 | 1410 | 99 | 1650 | 116 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.687 | 80 | 131.88 | 1940 | 136 | 2270 | 160 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| | | | | 1.000 | XXS | 186.73 | 2800 | 197 | 2800 | 197 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| 14 | 350 | 14.000 | 355.6 | 0.250 | 10 | 55.11 | 640 | 45 | 750 | 53 | 1280 | 90 | 1400 | 98 | 1580 | 111 |
| | | | | 0.375 | 30-Std | 81.08 | 960 | 68 | 1120 | 79 | 1910 | 134 | 2090 | 147 | 2370 | 167 |
| | | | | 0.438 | 40 | 94.30 | 1130 | 80 | 1310 | 92 | 2230 | 157 | 2450 | 172 | 2770 | 195 |
| | | | | 0.500 | XS | 107.27 | 1290 | 91 | 1500 | 106 | 2550 | 179 | 2790 | 196 | 3000 | 211 |
| | | | | 0.750 | 80 | 157.92 | 1930 | 136 | 2250 | 158 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| 16 | 400 | 16.000 | 406.4 | 0.250 | 10 | 63.13 | 560 | 39 | 660 | 46 | 1120 | 79 | 1220 | 86 | 1380 | 97 |
| | | | | 0.375 | 30-Std | 92.98 | 840 | 59 | 980 | 69 | 1670 | 117 | 1830 | 129 | 2070 | 146 |
| | | | | 0.500 | 40 (XS) | 123.16 | 1120 | 79 | 1310 | 92 | 2230 | 157 | 2440 | 172 | 2760 | 194 |
| | | | | 0.843 | 80 | 203.28 | 1830 | 129 | 2130 | 150 | 3000 | 211 | 3000 | 211 | 3000 | 211 |
| 18 | 450 | 18.000 | 457.2 | 0.250 | 10 | 71.12 | 500 | 35 | 580 | 41 | 990 | 70 | 1090 | 77 | 1230 | 86 |
| | | | | 0.375 | Std. | 104.84 | 750 | 53 | 880 | 62 | 1490 | 105 | 1630 | 115 | 1840 | 129 |
| | | | | 0.500 | XS | 139.05 | 1000 | 70 | 1170 | 82 | 1980 | 139 | 2170 | 153 | 2460 | 173 |
| 20 | 500 | 20.000 | 508.0 | 0.250 | 10 | 78.46 | 450 | 32 | 520 | 37 | 950 | 67 | 1040 | 73 | 1170 | 82 |
| | | | | 0.375 | Std. | 116.96 | 680 | 48 | 790 | 56 | 1420 | 100 | 1550 | 109 | 1760 | 124 |
| | | | | 0.500 | XS | 154.95 | 900 | 63 | 1050 | 76 | 1890 | 133 | 2070 | 146 | 2340 | 165 |
| 24 | 600 | 24.000 | 609.6 | 0.250 | 10 | 94.35 | 380 | 27 | 490 | 34 | 790 | 56 | 860 | 60 | 980 | 69 |
| | | | | 0.375 | Std. | 140.79 | 560 | 39 | 660 | 46 | 1180 | 83 | 1290 | 91 | 1460 | 103 |
| | | | | 0.500 | XS | 186.7 | 700 | 49 | 820 | 58 | 1480 | 104 | 1620 | 114 | 1830 | 129 |

Anexo A-2

| Material de la tubería | n |
|---|-------|
| Asbesto cemento | 0.010 |
| Concreto liso | 0.012 |
| Concreto áspero | 0.016 |
| Acero galvanizado | 0.014 |
| Fierro fundido | 0.013 |
| Acero soldado sin revestimientos | 0.014 |
| Acero soldado con revestimiento interior a base de resinas epóxicas o similar | 0.011 |
| Plástico PVC | 0.009 |

Valores de coeficiente de rugosidad de Manning para distintos materiales de la tubería.

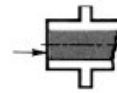
TECH-C-2 Resistance Coefficients for Valves and Fittings



BELL-MOUTH
INLET OR REDUCER
K = 0.05



SQUARE EDGED INLET
K = 0.5

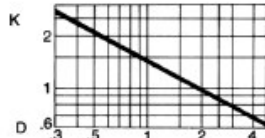


INWARD PROJECTING PIPE
K = 1.0

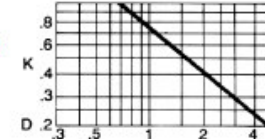
NOTE: K DECREASES WITH
INCREASING WALL THICKNESS OF
PIPE AND ROUNDING OF EDGES



REGULAR
SCREWED
90° ELL.



LONG
RADIUS
SCREWED
90° ELL.



REGULAR
FLANGED
90° ELL.



LONG
RADIUS
FLANGED
90° ELL.

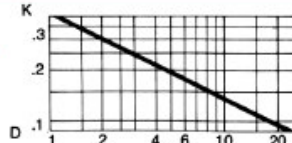


Chart 1

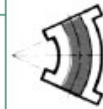
Where:

h = Frictional Resistance in Feet of Liquid

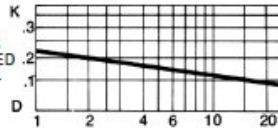
V = Average Velocity in Feet/Second in a Pipe of Corresponding Diameter



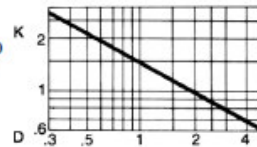
REGULAR
SCREWED
45° ELL.



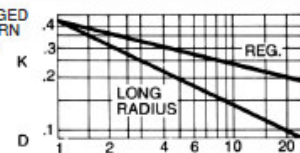
LONG
RADIUS
FLANGED
45° ELL.



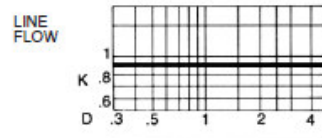
SCREWED
RETURN
BEND



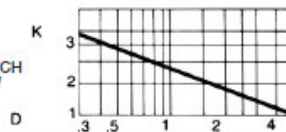
FLANGED
RETURN
BEND



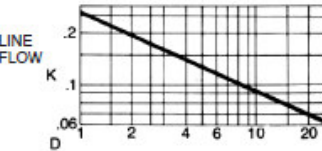
SCREWED
TEE



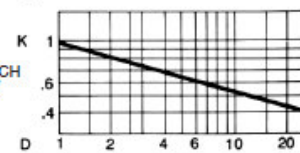
BRANCH
FLOW



FLANGED
TEE



BRANCH
FLOW







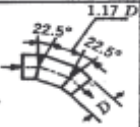
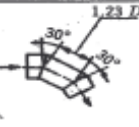
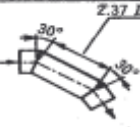
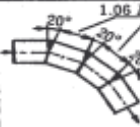
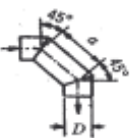





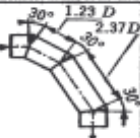
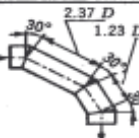
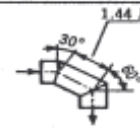
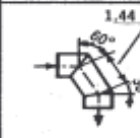
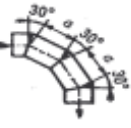
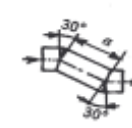
$$h = K \frac{V^2}{2g}$$

g = 32.17 Feet/Second/Second

K = Resistance Coefficient For Valve or Fitting



Anexo A-4

|  $K_s = 0.016$ $K_r = 0.024$ |  $K_s = 0.034$ $K_r = 0.044$ |  $K_s = 0.042$ $K_r = 0.062$ |  $K_s = 0.066$ $K_r = 0.154$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|--|---|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|---|-------|-------|-------|-------|-------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|---|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|---|------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|
|  $K_s = 0.112$ $K_r = 0.284$ |  $K_s = 0.150$ $K_r = 0.268$ |  $K_s = 0.143$ $K_r = 0.227$ |  $K_s = 0.108$ $K_r = 0.236$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|  <table border="1"> <thead> <tr> <th>$\%D$</th> <th>K_s</th> <th>K_r</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0.71</td><td>0.507</td><td>0.510</td></tr> <tr><td>0.943</td><td>0.390</td><td>0.415</td></tr> <tr><td>1.174</td><td>0.333</td><td>0.384</td></tr> <tr><td>1.42</td><td>0.261</td><td>0.377</td></tr> <tr><td>1.50*</td><td>0.280</td><td>0.376</td></tr> <tr><td>1.86</td><td>0.289</td><td>0.390</td></tr> <tr><td>2.56</td><td>0.356</td><td>0.429</td></tr> <tr><td>3.14</td><td>0.346</td><td>0.426</td></tr> <tr><td>3.72</td><td>0.356</td><td>0.460</td></tr> <tr><td>4.89</td><td>0.389</td><td>0.455</td></tr> <tr><td>5.59</td><td>0.392</td><td>0.444</td></tr> <tr><td>6.28</td><td>0.399</td><td>0.444</td></tr> </tbody> </table> | $\%D$ | K_s | K_r | 0.71 | 0.507 | 0.510 | 0.943 | 0.390 | 0.415 | 1.174 | 0.333 | 0.384 | 1.42 | 0.261 | 0.377 | 1.50* | 0.280 | 0.376 | 1.86 | 0.289 | 0.390 | 2.56 | 0.356 | 0.429 | 3.14 | 0.346 | 0.426 | 3.72 | 0.356 | 0.460 | 4.89 | 0.389 | 0.455 | 5.59 | 0.392 | 0.444 | 6.28 | 0.399 | 0.444 |  <table border="1"> <thead> <tr> <th>$\%D$</th> <th>K_s</th> <th>K_r</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1.186</td><td>0.120</td><td>0.294</td></tr> <tr><td>1.40</td><td>0.125</td><td>0.252</td></tr> <tr><td>1.50*</td><td>—</td><td>0.260</td></tr> <tr><td>1.63</td><td>0.124</td><td>0.266</td></tr> <tr><td>1.86</td><td>0.117</td><td>0.272</td></tr> <tr><td>2.325</td><td>0.096</td><td>0.317</td></tr> <tr><td>2.40*</td><td>0.095</td><td>—</td></tr> <tr><td>2.91</td><td>0.108</td><td>0.317</td></tr> <tr><td>3.49</td><td>0.130</td><td>0.318</td></tr> <tr><td>4.65</td><td>0.148</td><td>0.310</td></tr> <tr><td>6.05</td><td>0.142</td><td>0.313</td></tr> </tbody> </table> | $\%D$ | K_s | K_r | 1.186 | 0.120 | 0.294 | 1.40 | 0.125 | 0.252 | 1.50* | — | 0.260 | 1.63 | 0.124 | 0.266 | 1.86 | 0.117 | 0.272 | 2.325 | 0.096 | 0.317 | 2.40* | 0.095 | — | 2.91 | 0.108 | 0.317 | 3.49 | 0.130 | 0.318 | 4.65 | 0.148 | 0.310 | 6.05 | 0.142 | 0.313 |
| $\%D$ | K_s | K_r | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0.71 | 0.507 | 0.510 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0.943 | 0.390 | 0.415 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.174 | 0.333 | 0.384 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.42 | 0.261 | 0.377 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.50* | 0.280 | 0.376 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.86 | 0.289 | 0.390 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.56 | 0.356 | 0.429 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3.14 | 0.346 | 0.426 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3.72 | 0.356 | 0.460 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4.89 | 0.389 | 0.455 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 5.59 | 0.392 | 0.444 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6.28 | 0.399 | 0.444 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $\%D$ | K_s | K_r | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.186 | 0.120 | 0.294 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.40 | 0.125 | 0.252 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.50* | — | 0.260 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.63 | 0.124 | 0.266 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.86 | 0.117 | 0.272 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.325 | 0.096 | 0.317 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.40* | 0.095 | — | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.91 | 0.108 | 0.317 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3.49 | 0.130 | 0.318 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4.65 | 0.148 | 0.310 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6.05 | 0.142 | 0.313 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| *Valor óptimo de a, interpolado | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|  $K_s = 0.130$ $K_r = 0.165$ |  $K_s = 0.236$ $K_r = 0.320$ |  $K_s = 0.471$ $K_r = 0.684$ |  $K_s = 1.129$ $K_r = 1.265$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|  $K_s = 0.188$ $K_r = 0.320$ |  $K_s = 0.202$ $K_r = 0.323$ |  $K_s = 0.400$ $K_r = 0.534$ |  $K_s = 0.400$ $K_r = 0.601$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|  <table border="1"> <thead> <tr> <th>$\%D$</th> <th>K_s</th> <th>K_r</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1.23</td><td>0.195</td><td>0.347</td></tr> <tr><td>1.44</td><td>0.196</td><td>0.320</td></tr> <tr><td>1.67</td><td>0.150</td><td>0.300</td></tr> <tr><td>1.70*</td><td>0.149</td><td>0.299</td></tr> <tr><td>1.91</td><td>0.154</td><td>0.312</td></tr> <tr><td>2.37</td><td>0.167</td><td>0.337</td></tr> <tr><td>2.96</td><td>0.172</td><td>0.342</td></tr> <tr><td>4.11</td><td>0.190</td><td>0.354</td></tr> <tr><td>4.70</td><td>0.192</td><td>0.360</td></tr> <tr><td>6.10</td><td>0.201</td><td>0.360</td></tr> </tbody> </table> | $\%D$ | K_s | K_r | 1.23 | 0.195 | 0.347 | 1.44 | 0.196 | 0.320 | 1.67 | 0.150 | 0.300 | 1.70* | 0.149 | 0.299 | 1.91 | 0.154 | 0.312 | 2.37 | 0.167 | 0.337 | 2.96 | 0.172 | 0.342 | 4.11 | 0.190 | 0.354 | 4.70 | 0.192 | 0.360 | 6.10 | 0.201 | 0.360 |  <table border="1"> <thead> <tr> <th>$\%D$</th> <th>K_s</th> <th>K_r</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1.23</td><td>0.157</td><td>0.300</td></tr> <tr><td>1.67</td><td>0.156</td><td>0.378</td></tr> <tr><td>2.37</td><td>0.143</td><td>0.264</td></tr> <tr><td>3.77</td><td>0.160</td><td>0.242</td></tr> </tbody> </table> | $\%D$ | K_s | K_r | 1.23 | 0.157 | 0.300 | 1.67 | 0.156 | 0.378 | 2.37 | 0.143 | 0.264 | 3.77 | 0.160 | 0.242 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $\%D$ | K_s | K_r | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.23 | 0.195 | 0.347 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.44 | 0.196 | 0.320 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.67 | 0.150 | 0.300 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.70* | 0.149 | 0.299 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.91 | 0.154 | 0.312 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.37 | 0.167 | 0.337 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.96 | 0.172 | 0.342 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4.11 | 0.190 | 0.354 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4.70 | 0.192 | 0.360 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 6.10 | 0.201 | 0.360 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $\%D$ | K_s | K_r | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.23 | 0.157 | 0.300 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.67 | 0.156 | 0.378 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.37 | 0.143 | 0.264 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3.77 | 0.160 | 0.242 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

K_s = Coeficiente de pérdida para una superficie lisa.
 K_r = Coeficiente de pérdida para una superficie rugosa, $\frac{\epsilon}{D} = 0.0022$.

Anexo A-5

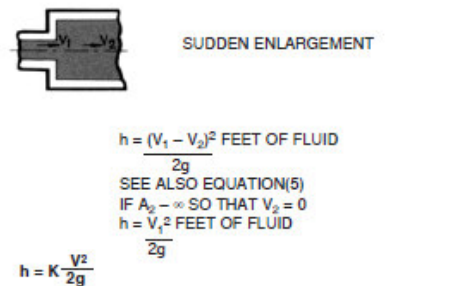
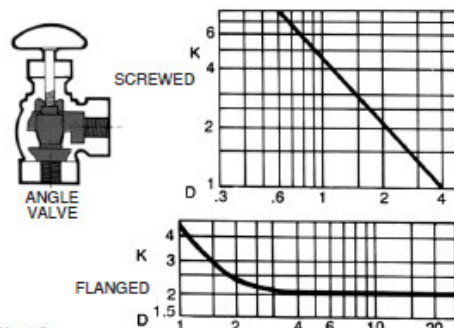
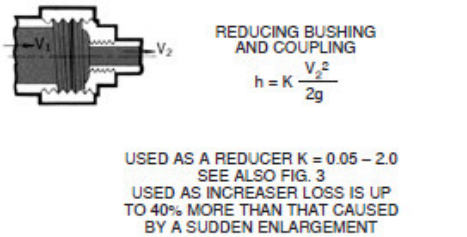
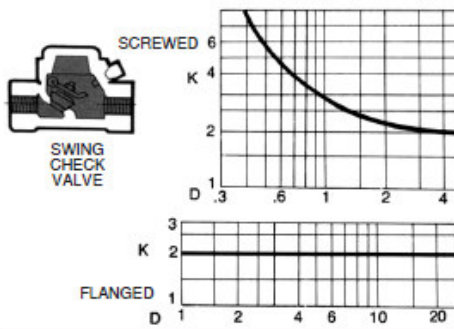
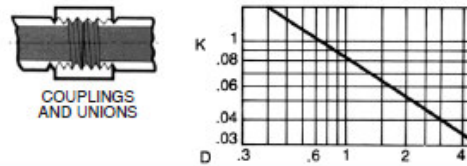
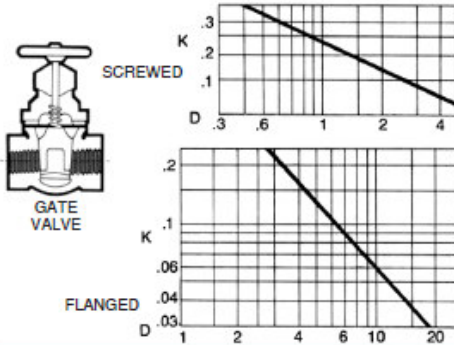
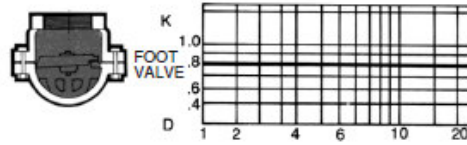
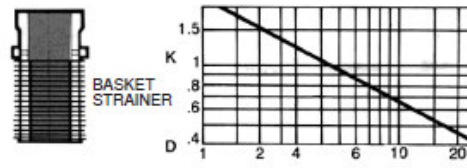
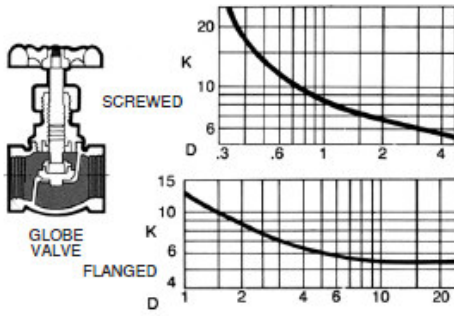
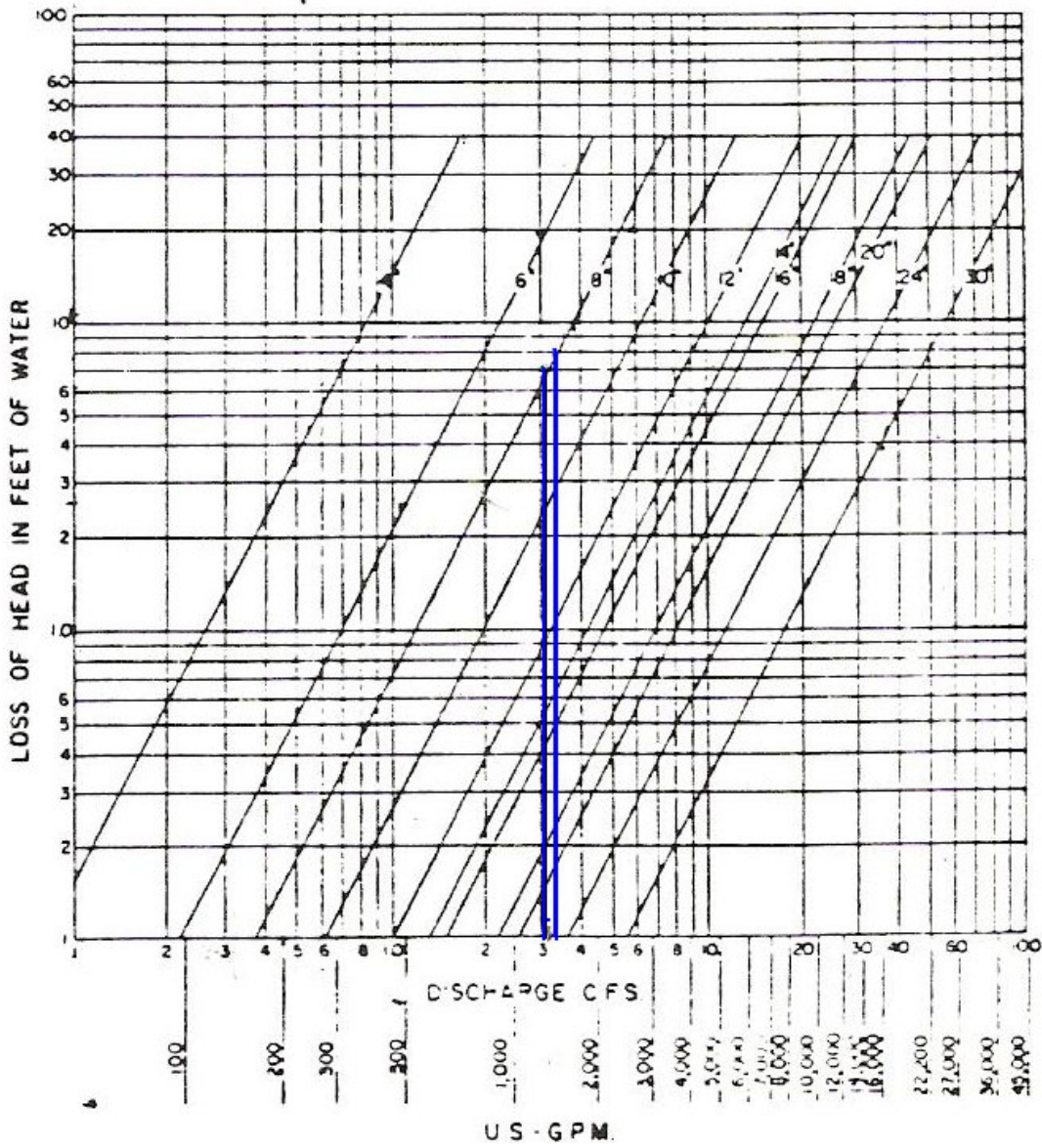


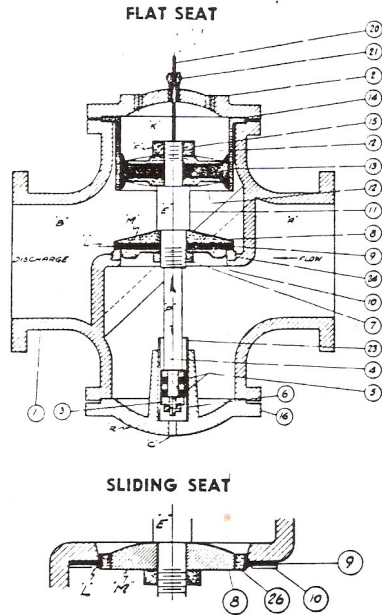
Chart 2
Reprinted from PIPE FRICTION MANUAL, Third Edition, Copyright 1961 by Hydraulic Institute.



SIZES 4" to 30"



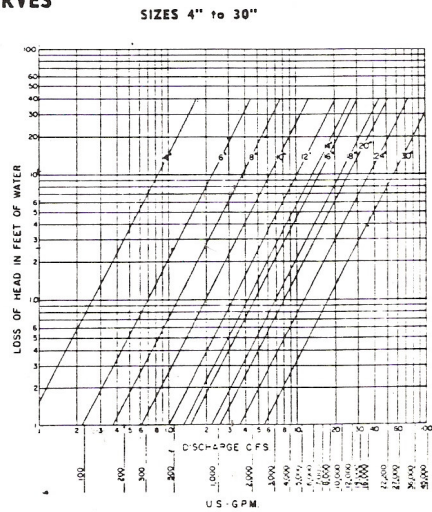
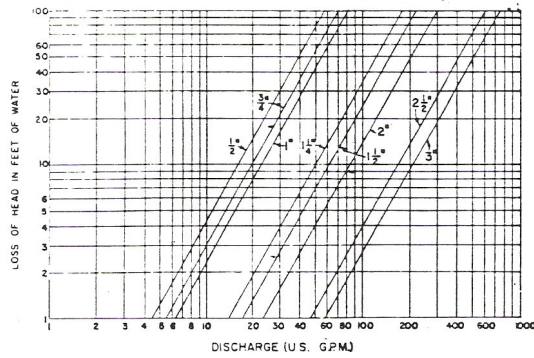
MAIN VALVE
(Fig. No. 16, 16A, 17, and 18)



| PARTS LIST | MATERIAL |
|---|-----------|
| 1. Valve Shell | Cast Iron |
| 2. Top Cap | Cast Iron |
| 3. Bottom Stem Guide Nut | Bronze |
| 4. Bottom Cup Follower (2) | Bronze |
| 5. Piston Cup Leather (2) | Leather |
| 6. Bottom Stem Lock Nut | Bronze |
| 7. Stem Nut | Bronze |
| 8. Seat Disc (flat seat) | Bronze |
| 9. Seat Leather (flat seat) | Leather |
| 10. Seat Leather Support (flat seat) | Bronze |
| 11. Stem | Bronze |
| 12. Cup Plate (2) | Bronze |
| 13. Main Cup Leather (2) | Leather |
| 14. Main Bushing | Bronze |
| 15. Top Stem Nut | Bronze |
| 16. Bottom Cap | Cast Iron |
| 20. Indicator Rod | Brass |
| 21. Indicator Stuffing Box | Bronze |
| 23. Bottom Cap Cylinder | Bronze |
| 24. Seat Ring (flat seat) | Bronze |
| Bolts (Top and Bottom Cap) | Steel |
| Bolts (Cup Plate) | Bronze |
| Bolts (Seat Ring—Flat Seat) | Bronze |
| 8. Seat Disc (sliding seat) | Cast Iron |
| 9. Seat Leather (sliding seat) | Leather |
| 10. Seat Leather Support (sliding seat) | Bronze |
| 26. Disc Ring (sliding seat) | Bronze |
| Bolts (Seat Leather Support—Sliding Seat) | Bronze |

NOTE: Parts (8) and (26) one piece bronze disc for sizes 4" to 12".

HEAD LOSS CURVES



Anexo A-8

| Temperatura | | Peso especifico Kg/dm ³ | Presión de vapor (P.V.P) | |
|-------------|-----|--|-----------------------------|-----------|
| C° | F° | | M. Abs. | P. SI.Abs |
| 0 | 32 | 0.9998 | 0.062 | 0.088 |
| 5 | 41 | 1.000 | 0.089 | 0.127 |
| 10 | 50 | 0.9996 | 0.125 | 0.1781 |
| 5 | 59 | 0.9990 | 0.174 | 0.247 |
| 20 | 68 | 0.9982 | 0.238 | 0.338 |
| 25 | 77 | 0.9970 | 0.323 | 0.459 |
| 30 | 86 | 0.9955 | 0.432 | 0.614 |
| 35 | 95 | 0.9939 | 0.573 | 0.815 |
| 40 | 104 | 0.9921 | 0.752 | 1.070 |
| 45 | 113 | 0.9900 | 0.977 | 1.389 |
| 50 | 122 | 0.9880 | 1.258 | 1.789 |
| 55 | 131 | 0.9857 | 1.605 | 2.283 |
| 60 | 140 | 0.9831 | 2.031 | 2.889 |
| 70 | 158 | 0.977 | 3.177 | 4.519 |
| 75 | 167 | 0.9748 | 3.931 | 5.591 |
| 80 | 179 | 0.9718 | 4.829 | 6.869 |
| 85 | 185 | 0.9687 | 5.894 | 8.383 |
| 90 | 194 | 0.9653 | 7.149 | 10.168 |
| 95 | 203 | 0.9619 | 8.619 | 12.259 |
| 100 | 212 | 0.9583 | 10.332 | 14.696 |

Presión de Vapor de Agua

Anexo A-9

TECH-C-6 Atmospheric Pressure, Barometer Reading and Boiling Point of Water at Various Altitudes

| Altitude | | Barometric Reading | | Atmos. Pressure | | Boiling Pt. Of Water °F |
|----------|---------|--------------------|---------|-----------------|-----------|-------------------------|
| Feet | Meters | In. Hg. | Mm. Hg. | psia | Ft. Water | |
| - 1000 | - 304.8 | 31.0 | 788 | 15.2 | 35.2 | 213.8 |
| - 500 | - 152.4 | 30.5 | 775 | 15.0 | 34.6 | 212.9 |
| 0 | 0.0 | 29.9 | 760 | 14.7 | 33.9 | 212.0 |
| + 500 | + 152.4 | 29.4 | 747 | 14.4 | 33.3 | 211.1 |
| + 1000 | 304.8 | 28.9 | 734 | 14.2 | 32.8 | 210.2 |
| 1500 | 457.2 | 28.3 | 719 | 13.9 | 32.1 | 209.3 |
| 2000 | 609.6 | 27.8 | 706 | 13.7 | 31.5 | 208.4 |
| 2500 | 762.0 | 27.3 | 694 | 13.4 | 31.0 | 207.4 |
| 3000 | 914.4 | 26.8 | 681 | 13.2 | 30.4 | 206.5 |
| 3500 | 1066.8 | 26.3 | 668 | 12.9 | 29.8 | 205.6 |
| 4000 | 1219.2 | 25.8 | 655 | 12.7 | 29.2 | 204.7 |
| 4500 | 1371.6 | 25.4 | 645 | 12.4 | 28.8 | 203.8 |
| 5000 | 1524.0 | 24.9 | 633 | 12.2 | 28.2 | 202.9 |
| 5500 | 1676.4 | 24.4 | 620 | 12.0 | 27.6 | 201.9 |
| 6000 | 1828.8 | 24.0 | 610 | 11.8 | 27.2 | 201.0 |
| 6500 | 1981.2 | 23.5 | 597 | 11.5 | 26.7 | 200.1 |
| 7000 | 2133.6 | 23.1 | 587 | 11.3 | 26.2 | 199.2 |
| 7500 | 2286.0 | 22.7 | 577 | 11.1 | 25.7 | 198.3 |
| 8000 | 2438.4 | 22.2 | 564 | 10.9 | 25.2 | 197.4 |
| 8500 | 2590.8 | 21.8 | 554 | 10.7 | 24.7 | 196.5 |
| 9000 | 2743.2 | 21.4 | 544 | 10.5 | 24.3 | 195.5 |
| 9500 | 2895.6 | 21.0 | 533 | 10.3 | 23.8 | 194.6 |
| 10000 | 3048.0 | 20.6 | 523 | 10.1 | 23.4 | 193.7 |
| 15000 | 4572.0 | 16.9 | 429 | 8.3 | 19.2 | 184.0 |

Anexo A-10



BOMBAS VERTICALES BNJ, S.A. DE C.V.

DISEÑO, FABRICACION Y VENTA DE EQUIPOS DE BOMBEO

DATOS DE LÍMITES EN CUERPOS DE TAZONES

| MODELO | Constante de empuje | | Diámetro de Flecha (Pulg.) | | Limite de presión (2) | | Claro promedio (Pulg.) (3) | | Juego axial (Pulg.) (4) | Máx. tamaño de esfera (Pulg.) (5) | Área ojo de imp. (Pulg. ²) | Espesor de Pared (Pulg.) | WR ² Lb/Pulg. ² (6) | Peso de imp. Y flecha por etapa (Libras) |
|--------|---------------------|--------------|----------------------------|----------|-----------------------|-----------------------|----------------------------|----------------|-------------------------|-----------------------------------|--|--------------------------|---|--|
| | Estándar | Balaceo Hid. | Estándar | Max. (1) | Pies (2) | Lb/Pulg. ² | Anillo de desgaste | Buje de bronce | | | | | | |
| 6 AC | 2.4 | | 3/4 | 1 | 1190 | 515 | .011 | .006 | 7/32 | 1/4 | 2.5 | 1/4 | .046 | 3.0 |
| 6 BS | 3.2 | | 1 | 1 | 1260 | 545 | | .007 | 5/16 | 3/8 | 4.2 | 1/4 | .036 | 2.5 |
| 6 CS | 3.2 | | 1 | 1 | 1260 | 545 | | .007 | 5/16 | 3/8 | 4.2 | 1/4 | .030 | 2.5 |
| 6 EC | 4.0 | 1.9 | 1 | 1 | 1260 | 545 | .014 | .007 | 11/32 | 1/2 | 6.4 | 1/4 | .054 | 3.0 |
| 7 AC | 3.0 | 1.4 | 1 3/16 | 1 3/16 | 1180 | 510 | .012 | .008 | 1/2 | 1/4 | 4.0 | 9/32 | .14 | 6.5 |
| 7 APC | 3.5 | 1.4 | 1 3/16 | 1 3/16 | 1180 | 510 | .012 | .008 | 1/2 | 1/4 | 4.0 | 9/32 | .14 | 6.5 |
| 7 BC | 3.5 | 2.5 | 1 3/16 | 1 3/16 | 1040 | 450 | .013 | .008 | 13/32 | 5/16 | 5.4 | 1/4 | .068 | 5.0 |
| 7 CC | 3.5 | 2.5 | 1 3/16 | 1 3/16 | 1040 | 450 | .013 | .008 | 13/32 | 5/16 | 5.4 | 1/4 | .090 | 5.0 |
| 7 CS | 3.8 | | 1 3/16 | 1 3/16 | 1040 | 450 | | .008 | 13/32 | 5/16 | 5.4 | 1/4 | .072 | 5.0 |
| 7 BS | 3.8 | | 1 3/16 | 1 3/16 | 1040 | 450 | | .008 | 13/32 | 5/16 | 5.4 | 1/4 | .068 | 5.0 |
| 7 CS | 3.8 | | 1 3/16 | 1 3/16 | 1040 | 450 | | .008 | 13/32 | 5/16 | 5.4 | 1/4 | .068 | 5.0 |
| 8 AC | 3.5 | 1.5 | 1 3/16 | 1 1/4 | 1155 | 500 | .013 | .008 | 7/16 | 3/8 | 5.4 | 5/16 | .188 | 7.0 |
| 8 CC | 5.4 | 2.5 | 1 3/16 | 1 3/16 | 1040 | 450 | .013 | .008 | 7/16 | 9/16 | 9.2 | 9/32 | .282 | 10 |
| 8 EC | 6.8 | 3.4 | 1 3/16 | 1 3/16 | 1040 | 450 | .013 | .008 | 9/16 | 9/16 | 12.8 | 9/32 | .317 | 11 |
| 8 BS | 4.3 | | 1 3/16 | 1 3/16 | 1040 | 450 | | .008 | 11/32 | 1/2 | 9.2 | 9/32 | .152 | 7.5 |
| 8 CS | 4.3 | | 1 3/16 | 1 3/16 | 1040 | 450 | | .008 | 5/32 | 9/16 | 9.2 | 9/32 | .124 | 7.5 |
| 8 ES | 7.8 | | 1 3/16 | 1 3/16 | 1040 | 450 | | .008 | 15/32 | 13/16 | 12.8 | 9/32 | .130 | 7.0 |
| 10 AC | 4.9 | 3.2 | 1 1/2 | 1 11/16 | 800 | 345 | .013 | .008 | 15/32 | 1/2 | 10.6 | 9/32 | .556 | 14 |
| 10 BC | 8.0 | 3.8 | 1 1/2 | 1 11/16 | 800 | 345 | .013 | .008 | 13/32 | 5/8 | 13.9 | 9/32 | .526 | 14 |
| 10 CC | 8.0 | 3.8 | 1 1/2 | 1 11/16 | 800 | 345 | .013 | .008 | 3/8 | 3/4 | 13.9 | 9/32 | .500 | 14 |
| 10 DC | 8.5 | 4.7 | 1 1/2 | 1 11/16 | 800 | 345 | .015 | .008 | 19/32 | 7/8 | 18.1 | 9/32 | .550 | 14 |
| 10 EC | 9.0 | 4.7 | 1 1/2 | 1 11/16 | 800 | 345 | .015 | .008 | 15/32 | 1 | 18.1 | 9/32 | .456 | 14 |
| 10 CS | 9.6 | | 1 1/2 | 1 1/2 | 800 | 345 | | .008 | 3/8 | 3/4 | 13.9 | 9/32 | .320 | 10 |
| 10 DS | 11.2 | | 1 1/2 | 1 1/2 | 800 | 345 | | .008 | 1/2 | 1 | 18.1 | 9/32 | .328 | 11 |
| 10 ES | 11.2 | | 1 1/2 | 1 1/2 | 800 | 345 | | .008 | 1/2 | 1 1/8 | 18.1 | 9/32 | .293 | 11 |
| 10 EMC | 5.3 | | 1 1/2 | 1 11/16 | 760 | 330 | .013 | .008 | 19/32 | 9/16 | 12.3 | 9/32 | .684 | 17 |
| 10 GMC | 6.2 | 3.6 | 1 1/2 | 1 11/16 | 760 | 330 | .013 | .008 | 15/32 | 13/16 | 12.3 | 9/32 | .740 | 20 |
| 10 GHC | 6.2 | 3.6 | 1 1/2 | 1 11/16 | 760 | 330 | .013 | .008 | 7/16 | 7/8 | 13.2 | 9/32 | .880 | 20 |
| 11 EHC | 6.3 | 2.5 | 1 11/16 | 1 15/16 | 810 | 350 | .013 | .009 | 3/4 | 3/4 | 13.2 | 5/16 | 1.12 | 25 |
| 12 AC | 9.0 | 4.0 | 1 11/16 | 1 15/16 | 725 | 400 | .013 | .009 | 3/4 | 1/2 | 12.8 | 3/8 | .914 | 20 |
| 12 CC | 11.2 | 5.3 | 1 11/16 | 1 15/16 | 760 | 330 | .015 | .009 | 5/8 | 7/8 | 21.5 | 5/16 | .914 | 20 |
| 12 DC | 11.6 | 5.9 | 1 11/16 | 1 15/16 | 760 | 330 | .015 | .009 | 7/16 | 1 | 25.2 | 5/16 | .854 | 19 |
| 12 EC | 11.5 | 5.9 | 1 11/16 | 1 11/16 | 760 | 330 | .015 | .009 | 7/16 | 1 1/8 | 25.2 | 5/16 | .864 | 19 |
| 12 CS | 14.0 | | 1 11/16 | 1 11/16 | 760 | 330 | | .009 | 5/8 | 7/8 | 21.5 | 5/16 | .680 | 16 |
| 12 ES | 15.4 | | 1 11/16 | 1 15/16 | 760 | 330 | | .009 | 7/16 | 1 1/8 | 25.6 | 5/16 | .472 | 13 |
| 12 EMC | 9.0 | 2.3 | 1 11/16 | 1 15/16 | 700 | 305 | .015 | .009 | 25/32 | 1 1/16 | 12.6 | 5/16 | 1.82 | 29 |
| 12 EHC | 7.0 | 4.0 | 1 11/16 | 1 15/16 | 700 | 305 | .015 | .009 | 9/16 | 13/16 | 12.6 | 5/16 | 1.82 | 29 |
| 12 GMC | 9.1 | | 1 11/16 | 1 15/16 | 700 | 305 | .015 | .009 | 5/8 | 1 | 20.7 | 5/16 | 1.85 | 30 |
| 13 CLC | 18 | 6.6 | 1 11/16 | 1 15/16 | 740 | 320 | .015 | .009 | 13/16 | 1 | 29.5 | 5/16 | 2.42 | 33 |
| 13 CMC | 18 | 6.6 | 1 11/16 | 1 15/16 | 740 | 320 | .015 | .009 | 13/16 | 1 | 29.5 | 5/16 | 2.28 | 33 |
| 13 CHC | 18 | 6.6 | 1 11/16 | 1 15/16 | 740 | 320 | .015 | .009 | 13/16 | 1 | 29.5 | 5/16 | 2.28 | 33 |
| 14 AC | 11.5 | 5.6 | 1 15/16 | 2 3/16 | 730 | 315 | .015 | .010 | 5/8 | 3/4 | 19.8 | 3/8 | 2.92 | 34 |
| 14 BC | 11 | 5.6 | 1 15/16 | 2 3/16 | 730 | 315 | .015 | .010 | 5/8 | 3/4 | 19.8 | 3/8 | 2.54 | 31 |
| 14 CC | 17 | 8.2 | 1 15/16 | 2 3/16 | 610 | 265 | .015 | .010 | 7/8 | 1 | 29.0 | 5/16 | 2.12 | 36 |
| 14 DC | 17.5 | 9.0 | 1 15/16 | 2 3/16 | 610 | 265 | .015 | .010 | 15/32 | 1 1/8 | 35.4 | 5/16 | 3.04 | 37 |
| 14 EC | 14 | 9.0 | 1 15/16 | 2 3/16 | 610 | 265 | .015 | .010 | 15/32 | 1 1/4 | 35.4 | 5/16 | 2.50 | 31 |
| 14 DS | 18 | | 1 15/16 | 1 15/16 | 610 | 265 | | .010 | 17/32 | 13/8 | 36.7 | 5/16 | 1.77 | 30 |
| 16 CLC | 22 | 11 | 2 3/16 | 2 7/16 | 760 | 330 | .018 | .011 | 13/16 | 1 1/4 | 42.0 | 13/32 | 5.62 | 57 |
| 16 CMC | 22 | 11 | 2 3/16 | 2 7/16 | 760 | 330 | .018 | .011 | 13/16 | 1 1/4 | 42.0 | 13/32 | 5.74 | 58 |
| 16 CHC | 22 | 11 | 2 3/16 | 2 7/16 | 760 | 330 | .018 | .011 | 13/16 | 1 1/4 | 42.0 | 13/32 | 5.50 | 56 |
| 18 CC | 28 | 13.6 | 2 3/16 | 2 15/16 | 760 | 330 | .018 | .011 | 3/4 | 1 1/4 | 55.5 | 1/2 | 10.0 | 72 |
| 18 DC | 28 | 13.6 | 2 3/16 | 2 15/16 | 760 | 330 | .018 | .011 | 3/4 | 1 3/8 | 55.5 | 1/2 | 9.26 | 68 |
| 18 EC | 28 | 13.6 | 2 3/16 | 2 15/16 | 760 | 330 | .018 | .011 | 3/4 | 1 1/2 | 55.5 | 1/2 | 9.0 | 67 |



VERTICAL TURBINE PUMPS

SHAFT DATA

| SHAFT DIAM. | POWER LOSS HP/100 FEETS COLUMN | | | | | | | |
|----------------|--------------------------------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|
| | SPEED (R.P.M.) | | | | | | | |
| | 3500 | 2900 | 1750 | 1450 | 1170 | 970 | 875 | 725 |
| 3/4" | 0.60 | 0.50 | 0.31 | 0.26 | ----- | ----- | ----- | ----- |
| 1" | 1.10 | 0.88 | 0.55 | 0.45 | 0.35 | 0.30 | 0.27 | - |
| 1 1/4" | 1.50 | 1.35 | 0.81 | 0.68 | 0.52 | 0.44 | 0.40 | - |
| 1 1/2" | 2.30 | 1.90 | 1.20 | 0.96 | 0.75 | 0.60 | 0.55 | - |
| 1 11/16" | 2.80 | 2.40 | 1.40 | 1.20 | 0.94 | 0.78 | 0.70 | 0.60 |
| 2" | - | - | 2.09 | 1.77 | 1.37 | 1.16 | 1.04 | 0.87 |
| 2 1/4" | - | - | 2.62 | 2.20 | 1.71 | 1.44 | 1.28 | 1.07 |
| 2 1/2" | - | - | 3.21 | 2.68 | 2.09 | 1.77 | 1.57 | 1.33 |
| 2 3/4" | - | - | 3.57 | 3.10 | 2.38 | 2.03 | 1.78 | 1.42 |
| 3" | - | - | 4.49 | 3.78 | 2.94 | 2.48 | 2.21 | 1.87 |
| 3 1/4" | - | - | 6.00 | 4.28 | 3.42 | 2.89 | 2.57 | 2.51 |
| 3 1/2" | - | - | 6.25 | 5.19 | 4.12 | 3.45 | 3.11 | 2.59 |
| 3 3/4" | - | - | 7.08 | 5.86 | 4.67 | 3.90 | 3.48 | 2.93 |
| 4" | - | - | 8.08 | 6.71 | 5.34 | 4.48 | 4.00 | 3.36 |

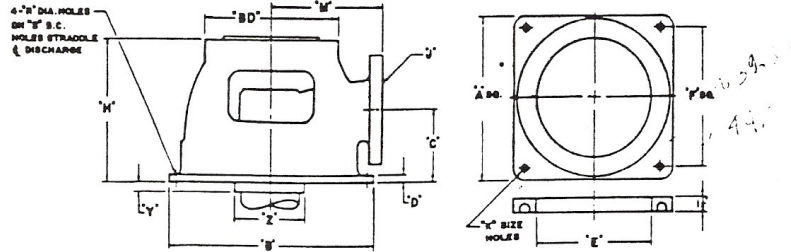
| SHAFT DIAM. | WR ² (LB-FT ²) | WEIGHT (LB/FT.) |
|----------------|--|--------------------|
| 3/4" | 0.001 | 1.50 |
| 1" | 0.002 | 2.67 |
| 1 1/4" | 0.006 | 4.17 |
| 1 1/2" | 0.012 | 6.01 |
| 1 11/16" | 0.019 | 7.60 |
| 2" | 0.037 | 10.67 |
| 2 1/4" | 0.059 | 13.50 |
| 2 1/2" | 0.090 | 16.67 |
| 2 3/4" | 0.132 | 20.17 |
| 3" | 0.188 | 24.00 |
| 3 1/4" | 0.258 | 28.17 |
| 3 1/2" | 0.347 | 32.67 |
| 3 3/4" | 0.458 | 37.51 |
| 4" | 0.593 | 42.67 |

0 0-1015

This document and all related printed or electronic documents are confidential and proprietary and shall not be used, disclosed to others or reproduced for any purpose without Corporation EG, and/or its subsidiaries written consent. PERFORMANCE AND SPECIFICATIONS SUBJECT TO CHANGE WITHOUT NOTICE



Nacional de Bombas y Válvulas, S. A. de C.



TYPE "A" CAST IRON SURFACE DISCHARGE HEADS

DIMENSION AND DATA

| Head BD x J | Col. Size | Y | Z | B Diam. | D | R | S | H | C | M | Prelube Tap | Sub-Base Dimensions | | | |
|----------------|--------------|-------|--------|------------|-------|-----|--------|--------|--------|--------|----------------|---------------------|---------|--------|-----|
| | | | | | | | | | | | | A | E Diam. | F | K |
| 10 x 4 | 3-4-5 | 0 | 0 | 17 | 3 1/4 | 3/8 | 15 1/2 | 12 | 6 | 9 | 1 | 17 1/2 | 13 1/4 | 15 1/2 | 3/8 |
| 12 x 6 | 4-5-6 | 0 | 0 | 19 | 3/4 | 3/8 | 17 3/4 | 12 1/2 | 7 | 10 | 1 | 19 | 15 1/4 | 17 | 3/8 |
| 12 x 6 | 8- | 3 1/2 | 10 1/2 | 19 | 3/4 | 3/8 | 17 3/4 | 12 1/2 | 7 | 10 | 1 | 19 | 15 1/4 | 17 | 3/8 |
| 12 x 8 | 6-8 | 0 | 0 | 20 | 3/4 | 3/8 | 18 3/4 | 15 1/2 | 7 1/2 | 12 | 1 | 20 | 15 3/4 | 18 | 3/8 |
| 12 x 8 | 10 | 3/4 | 12 3/4 | 20 | 3/4 | 3/8 | 18 3/4 | 15 1/2 | 7 1/2 | 12 | 1 | 20 | 15 3/4 | 18 | 3/8 |
| 16 1/2 x 6 | 4-5-6 | 0 | 0 | 23 1/2 | 1 | 7/8 | 22 | 14 1/2 | 8 | 12 | 1 | 25 | 18 1/2 | 22 | 3/8 |
| 16 1/2 x 6 | 8 | 3 1/2 | 10 1/2 | 23 1/2 | 1 | 7/8 | 22 | 14 1/2 | 8 | 12 | 1 | 25 | 18 1/2 | 22 | 3/8 |
| 16 1/2 x 8 | 6-8 | 0 | 0 | 23 1/2 | 1 | 7/8 | 22 | 16 1/2 | 9 1/4 | 12 | 1 | 25 | 18 1/2 | 22 | 3/8 |
| 16 1/2 x 8 | 10 | 3/4 | 12 3/4 | 23 1/2 | 1 | 7/8 | 22 | 16 1/2 | 9 1/4 | 12 | 1 | 25 | 18 1/2 | 22 | 3/8 |
| 16 1/2 x 10 | 8 | 0 | 0 | 27 | 1 | 7/8 | 25 1/2 | 19 | 10 1/2 | 15 | 1 1/4 | 27 | 22 1/2 | 24 | 3/8 |
| 16 1/2 x 10 | 10-12 | 3/4 | 14 3/4 | 27 | 1 | 7/8 | 25 1/2 | 19 | 10 1/2 | 15 | 1 1/4 | 27 | 22 1/2 | 24 | 3/8 |
| 16 1/2 x 12 | 10-12 | 3/4 | 14 3/4 | 27 | 1 1/8 | 7/8 | 25 1/2 | 22 | 12 | 15 | 1 1/4 | 27 | 22 1/2 | 24 | 3/8 |
| 16 1/2 x 12 | 14 | 5 | 16 | 27 | 1 1/8 | 7/8 | 25 1/2 | 22 | 12 | 15 | 1 1/4 | 27 | 22 1/2 | 24 | 3/8 |
| 20 x 8 | 6-8 | 0 | 0 | 27 | 1 | 7/8 | 25 1/2 | 16 1/2 | 9 1/4 | 13 1/2 | 1 1/4 | 27 | 22 1/2 | 24 | 3/8 |
| 20 x 8 | 10 | 3/4 | 12 3/4 | 27 | 1 | 7/8 | 25 1/2 | 16 1/2 | 9 1/4 | 13 1/2 | 1 1/4 | 27 | 22 1/2 | 24 | 3/8 |
| 20 x 10 | 8 | 0 | 0 | 27 | 1 | 7/8 | 25 1/2 | 19 | 10 1/2 | 15 | 1 1/4 | 27 | 22 1/2 | 24 | 3/8 |
| 20 x 10 | 10-12 | 3/4 | 14 3/4 | 27 | 1 | 7/8 | 25 1/2 | 19 | 10 1/2 | 15 | 1 1/4 | 27 | 22 1/2 | 24 | 3/8 |
| 20 x 12 | 10-12 | 3/4 | 14 3/4 | 27 | 1 1/8 | 7/8 | 25 1/2 | 22 | 12 | 15 | 1 1/4 | 27 | 22 1/2 | 24 | 3/8 |
| 20 x 12 | 14 | 5 | 16 | 27 | 1 1/8 | 7/8 | 25 1/2 | 22 | 12 | 15 | 1 1/4 | 27 | 22 1/2 | 24 | 3/8 |
| 24 1/2 x 10 | 8 | 0 | 0 | 32 | 1 | 7/8 | 30 1/2 | 19 | 10 1/2 | 16 1/2 | 1 1/4 | 32 | 27 1/2 | 26 1/2 | 3/8 |
| 24 1/2 x 10 | 10-12 | 3/4 | 14 3/4 | 32 | 1 | 7/8 | 30 1/2 | 19 | 10 1/2 | 16 1/2 | 1 1/4 | 32 | 27 1/2 | 26 1/2 | 3/8 |
| 24 1/2 x 12 | 10-12 | 3/4 | 14 3/4 | 32 | 1 1/8 | 7/8 | 30 1/2 | 29 | 12 | 17 | 1 1/2 | 32 | 27 1/2 | 26 1/2 | 3/8 |
| 24 1/2 x 12 | 14 | 5 | 16 | 32 | 1 1/8 | 7/8 | 30 1/2 | 29 | 12 | 17 | 1 1/2 | 32 | 27 1/2 | 26 1/2 | 3/8 |

TOP COLUMN FLANGE SETTING LIMITATIONS

| DISCHARGE HEAD | COLUMN FLANGE | COLUMN SIZE AND SETTING LIMIT | | | | | | |
|-----------------------------------|------------------|-------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 |
| 10 x 4 | Standard | 400 | 350 | | | | | |
| 10 x 4 | Hi-Strength | 700 | 650 | | | | | |
| 12 x 6 | Standard | 450 | 450 | 400 | 350 | | | |
| 16 1/2 x 6 | Hi-Strength | 800 | 800 | 750 | 700 | | | |
| 12 x 8, 16 1/2 x 8 | Standard | | | 450 | 400 | 350 | | |
| 20 x 8 | Hi-Strength | | | 800 | 750 | 650 | | |
| 16 1/2 x 10, 20 x 10, 24 1/2 x 10 | Standard | | | | 450 | 400 | 400 | 350 |
| 16 1/2 x 12, 20 x 12, 24 1/2 x 12 | Hi-Strength | | | | 750 | 700 | 700 | 600 |

Anexo A-13

Cabezal de descarga del "Tanque 1"

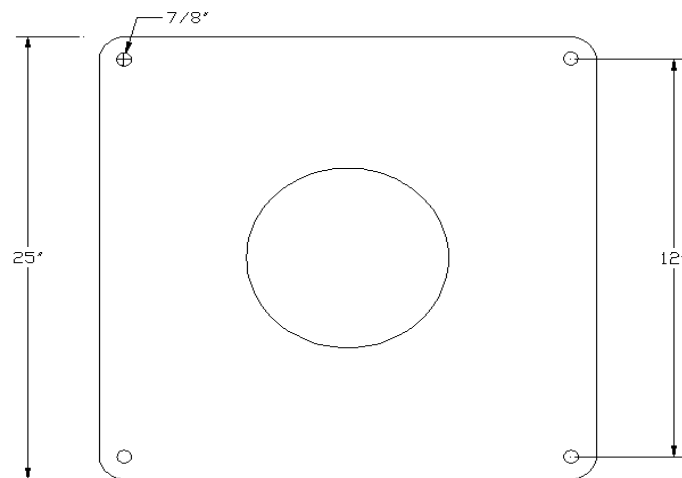
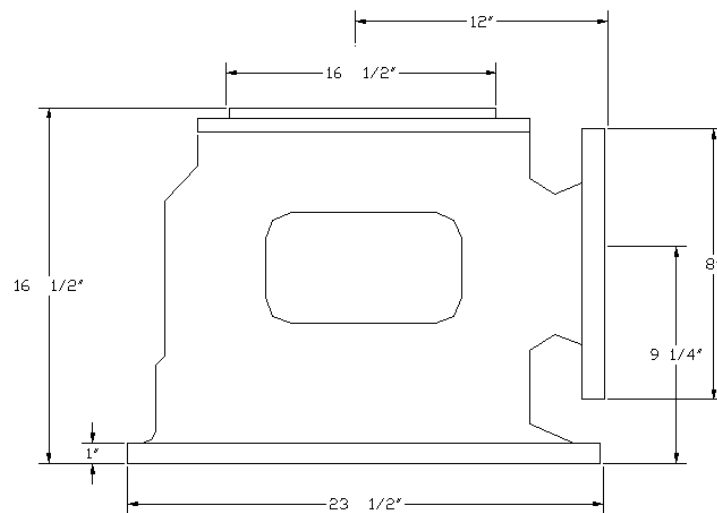
Ø columna = 8"

Ø tren de descarga = 8"

B D motor = 16 1/2" Ø

Carga a soportar = ligera.

Cabezal de descarga tipo "A" FoFo descarga sobre superficie 16 1/2x8x8.



Anexo A-14

Cabezal de descarga del "Tanque 2"

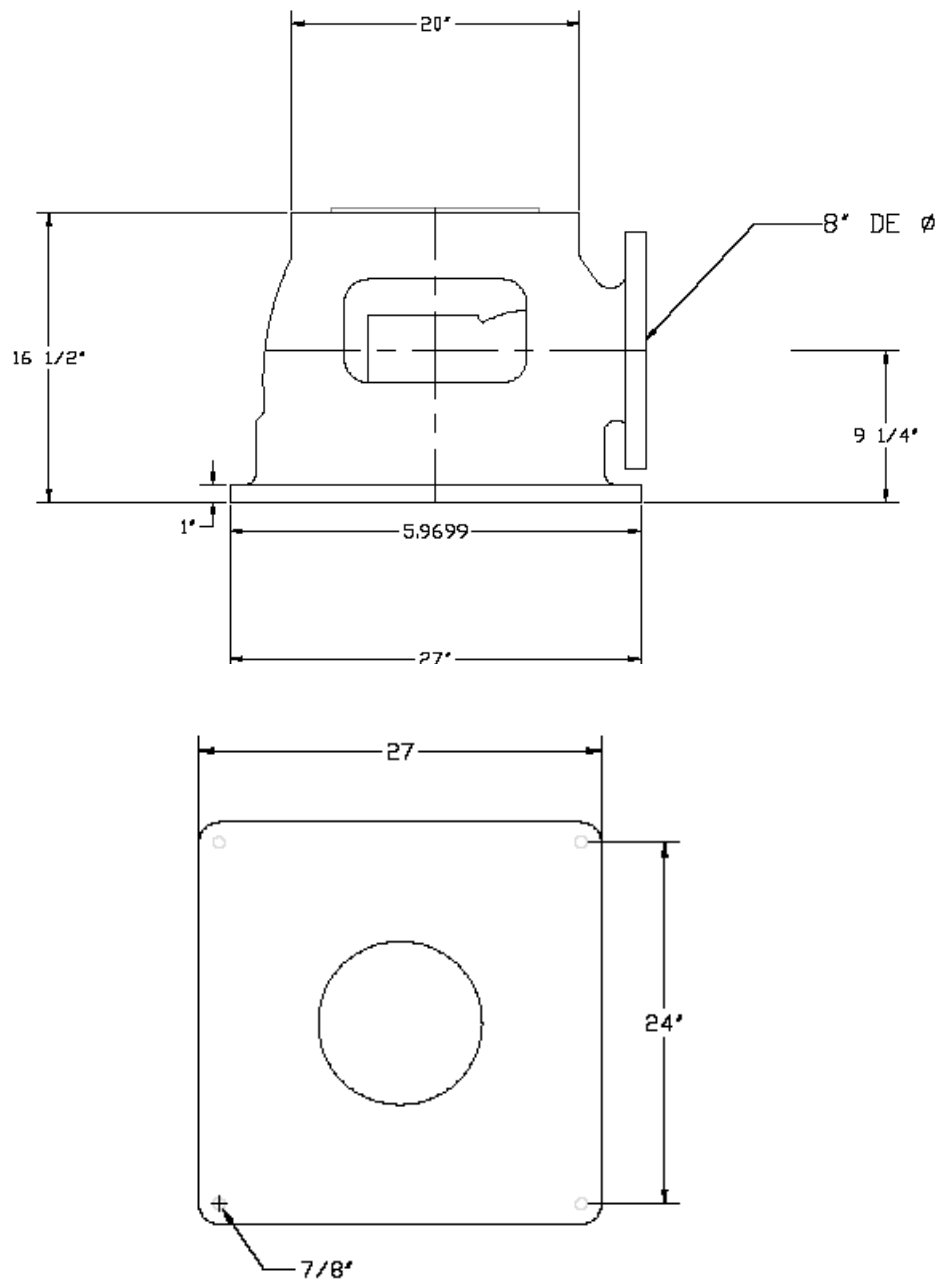
Ø columna = 8"

Ø tren de descarga = 8"

B D motor = 20" Ø

Carga a soportar = ligera.

Cabezal de descarga tipo "A" FoFo descarga sobre superficie 20x8x8.



Anexo A-15

VÁLVULAS VAMEX, S.A. DE C.V.

MANUAL DE SELECCIÓN, CALIBRACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL MODELO 1100 PARA ALIVIO DE PRESIÓN Y CONTRAGOLPE DE ARIETE / SOSTENEDORA DE PRESIÓN.

1100 ALIVIO / SOSTENEDORA DE PRESIÓN

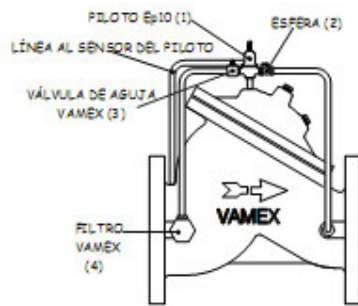
COMO ALIVIO:

Instalada en el equipo de bombeo alivia con un piloto hidráulico la sobrepresión o golpe de ariete provocada por el paro o arranque de bombas.

COMO SOSTENEDORA:

Instalada en una línea o derivación sostiene la presión de atrás fija descargando el excedente.

DIAGRAMA DEL BY-PASS MOD. 1100



ESPECIFICACIÓN TÉCNICA

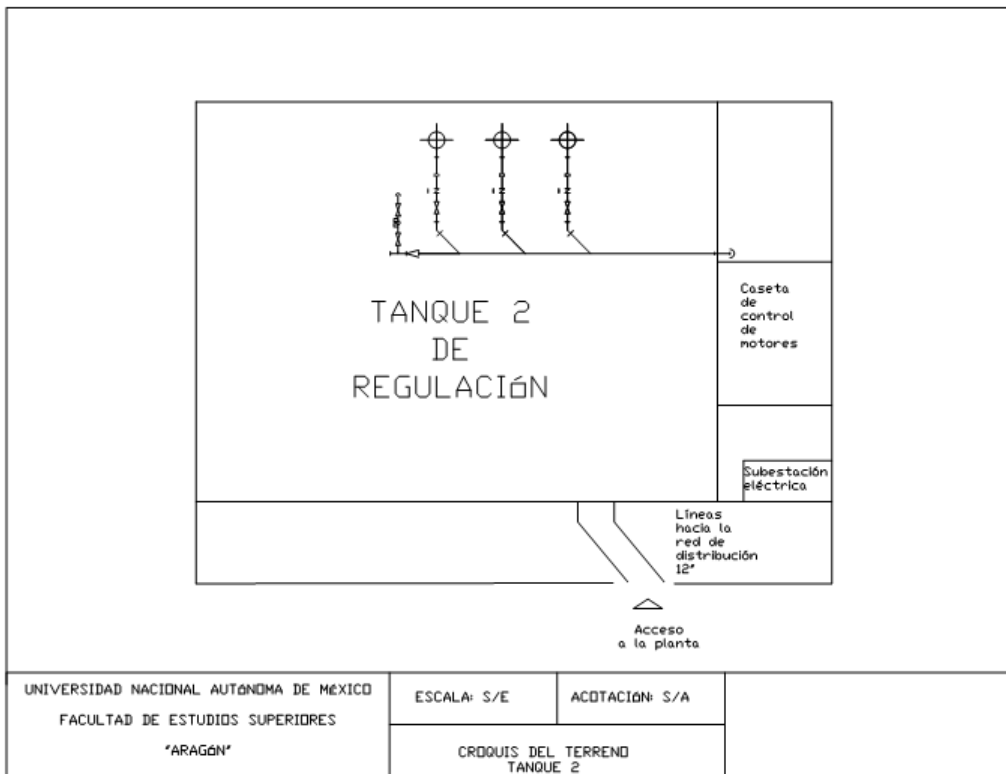
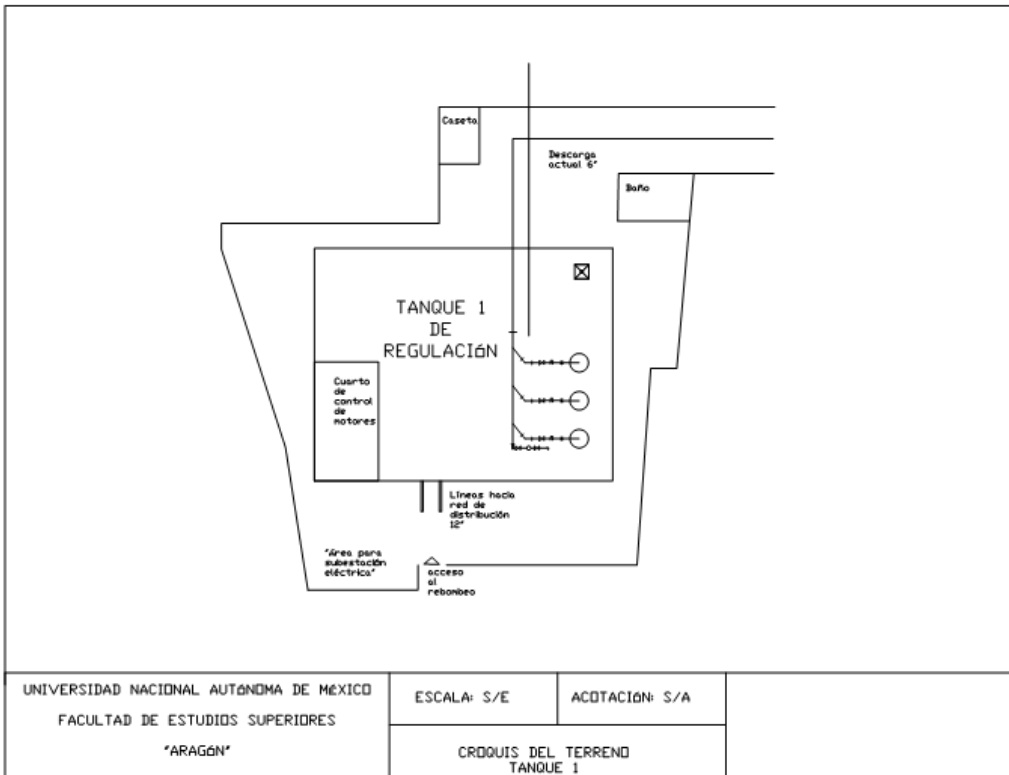
Válvula Aliviadora de presión y Amortiguadora de Golpe de Ariete marca Vamex modelo 1100, con actuador de una cámara de potencia dividida por un diafragma de Acrilonitrilo con trama de Nylon, cuerpo en forma de "Y" para flujo rectilíneo, asiento intercambiable con puerto mayor que el nominal de Acero Inoxidable ASTM 296 Gr. CFB, Pintura epóxica interior y exterior aplicada electrostáticamente y fundida por calor según FDA y NSF- 61. Construida en cuerpo y tapa de Hierro Gris ASTM A126 Grado B. Vástago en acero inoxidable AISI 304 guiado en dos puntos por ambos extremos, Bridada o Roscada según ANSI. Operada por piloto de control ajustable a diferentes rangos de presión de salida. Válvula de aguja en acero inoxidable.

ALIVIO Y CONTRAGOLPE DE ARIETE

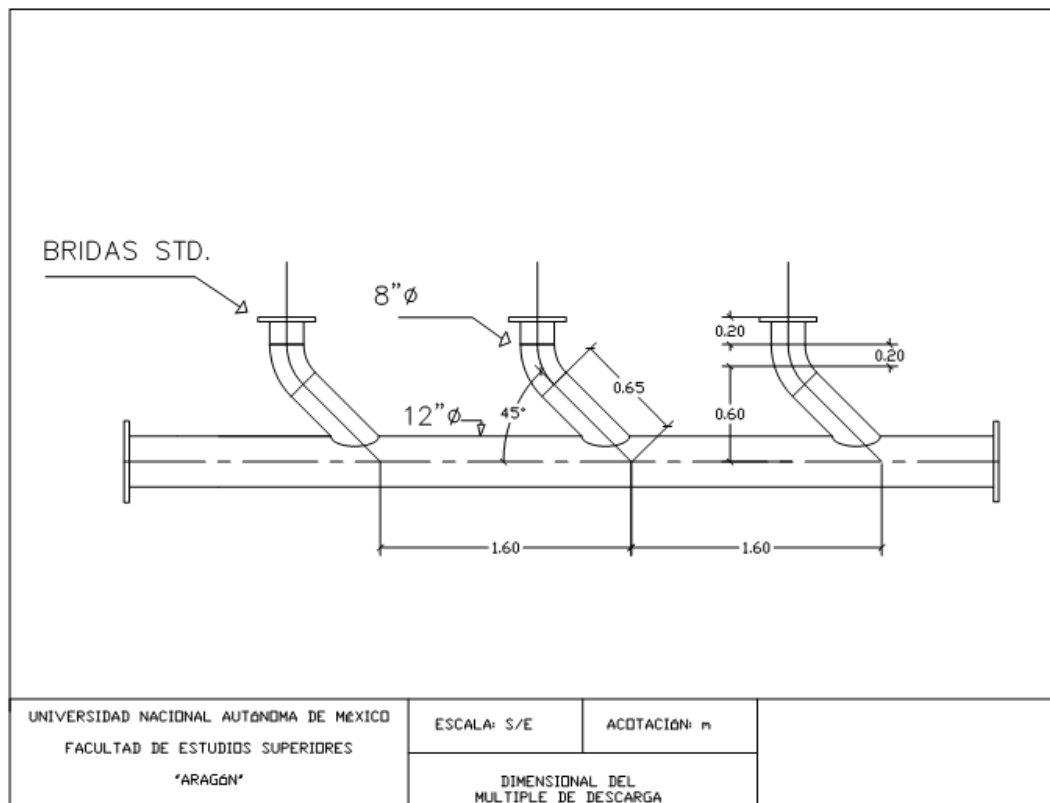
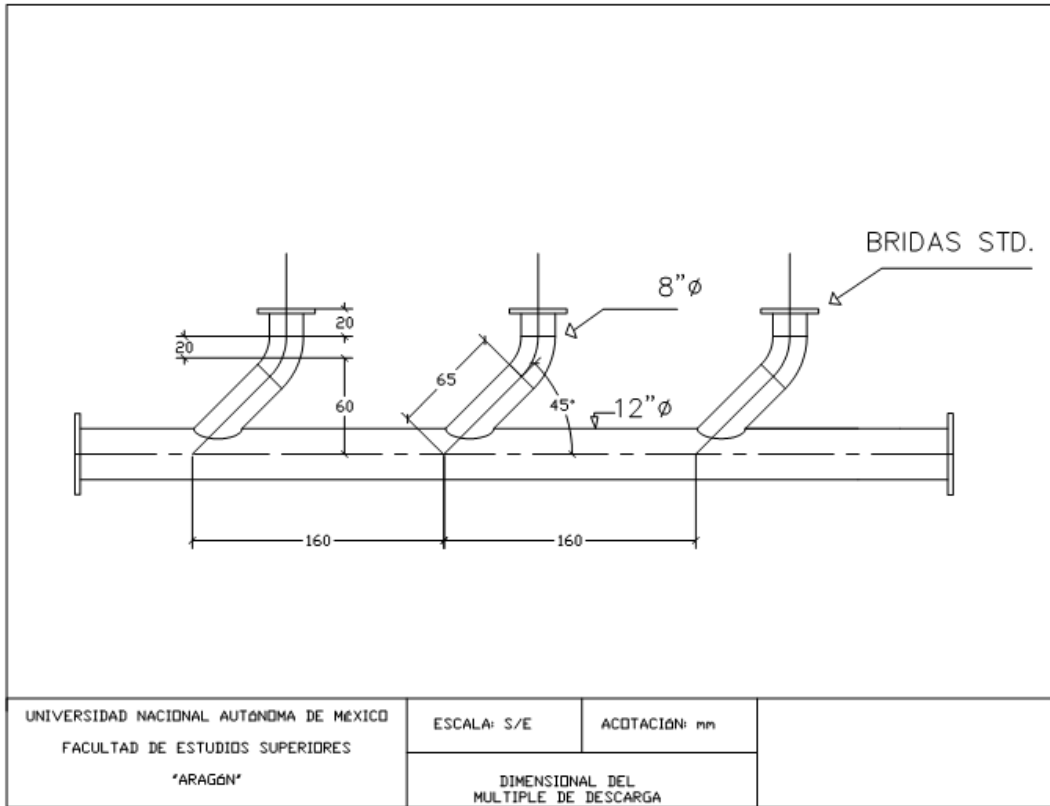
Las válvulas de alivio son de operación intermitente por lo que pueden manejar velocidades de flujo de hasta 14 metros por segundo, donde el diámetro seleccionado según la tabla, es capaz de desfogar el gasto máximo de la bomba mientras se alivia la sobrepresión sin dañar la válvula. Para elegir la válvula se debe tomar el gasto máximo de la bomba y seleccionar el diámetro en la tabla.

| | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------------------------|----|--------|----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|
| FLUJO MÁXIMO * INTERMITENTE EN LPS | 27 | 42 | 60 | 110 | 250 | 440 | 690 | 1000 | 1200 | 1600 | 2100 | 2500 | 3600 | 5650 |
| DIÁMETRO DE LA VÁLVULA | 2" | 2 1/2" | 3" | 4" | 6" | 8" | 10" | 12" | 14" | 16" | 18" | 20" | 24" | 30" |

Anexo A-16



Anexo A-17



Nomenclatura

| | |
|-----------------------|--|
| E.B. | Equipo de bombeo |
| J.M. | Junta mecánica |
| V.CH. | Válvula check o válvula de retención |
| V.C. | Válvula de compuerta o válvula de seccionamiento |
| V.A.E.A. | Válvula de admisión y expulsión de aire |
| M. | Manómetro |
| V.S.P | Válvula de alivio de presión |
| R.D. | Reducción |
| T.F.F | Te de fierro fundido |
| N.T.N. | Nivel de terreno natural |
| N.F.T. | Nivel de fondo del tanque |
| N.MAX.B. | Nivel máximo de bombeo |
| N.MIN.B | Nivel mínimo de bombeo |
| γ | Peso específico |
| P | Presión |
| Q | Gasto que está pasando |
| ρ | Densidad del agua destilada |
| rpm | Revoluciones por minuto |
| g | Es la aceleración de la gravedad |
| V | Es la velocidad media en el conducto |
| z | Es la carga de posición |
| h_{fp} | Pérdidas primarias, o de carga, por fricción |
| h_{fs} | Pérdidas secundarias, o por accesorios. |
| h_f | Pérdidas de energía por fricción en la conducción |
| f | Factor de fricción |
| L | Longitud del tramo |
| D | Diámetro de la sección transversal del conducto |
| C.D.T.B. | Carga dinámica total de bombeo |
| H_e | Carga estática |
| H_f | Perdidas por fricción |
| sf | Perdidas de carga unitaria |
| H_v | Carga hidráulica por velocidad |
| N_s | Velocidad específica |
| NPSH | Carga neta positiva de succión |
| H_a | Presión atmosférica |
| H_s | Sumergencia de la bomba |
| H_f | Perdidas en la succión, (m) |
| h_v | Presión de vapor del agua a la temperatura del agua bombeada |
| ΔH | Sumergencia mínima |
| a | Velocidad de propagación de ondas de velocidad y presión |
| K | Es el módulo de elasticidad del fluido (módulo de Young) |
| E | Es el módulo de elasticidad de la tubería |
| δ | Es el espesor de la tubería |
| A | Área |
| h_e | Desnivel estático |
| P_b | Potencia al freno |
| η | Eficiencia de la bomba |
| CAT | Carga axial total |
| K_a | Constante de empuje |

| | |
|--------------|---|
| Kt | Pesos del impulsor |
| Ks | Peso de la flecha |
| NPSHD | Carga neta positiva de succión disponible |
| Pmax | Cálculo de la presión máxima |

Bibliografía

1. Subdirección General de Agua Potable, Drenaje y Saneamiento .Documento técnico dt-es/01 .Eficiencia en sistemas de bombeo, segunda edición 2009.
2. Mataix, Claudio. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas 2a ed. ampliada y puesta al día, revisada y redactada en el SI, México, D.F: Oxford University: Alfaomega, 2005, c1982.
3. Viejo Zubicaray, Manuel. Bombas: Teoría, diseño y aplicaciones. Segunda edición México: Limusa, 1975.
4. Igor J. Karassik, Manual de bombas: Diseño, aplicación, especificaciones, operación y mantenimiento, traducción: Salvador González Vidales México: McGraw-Hill, c1983.
5. Kenneth J. Mcnaughton y el cuerpo de redactores de chemical engineering; tr, Francisco G. Noriega, Bombas; selección, uso y mantenimiento México: McGraw-Hill, 1987.
6. Clemente Reza García. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías / Preparado por la división de ingeniería de crane; tr. Valfisa; rev. Técnica, México: McGraw-Hill, 1987.
7. L. Mott Robet. Mecánica de fluidos sexta edición, Pearson Prentice Hall 1998.
8. Azevedo N., J. M. y Acosta A., G. Manual de Hidráulica. Sexta edición. Harla, S. A. de C.V. México, 1975.
9. Díaz M., S. y Sosa C, R. Golpe de Ariete. Manual de diseño de obras civiles. Hidrotecnia. Comisión Federal de Electricidad. México. 1982.
10. Sotelo A. G. Hidráulica general. Volumen I, Editorial Limusa S.A. Sexta edición, México, 1982.
11. Ojeda, A. L. Hidráulica: Conductos con flujo a presión. Universidad del Cauca. Popayán. Colombia. 1992.
12. Hidrostal. Manual del usuario 2008.
13. Pedro López Alegría, Abastecimiento de agua potable disposición y eliminación de excretas segunda edición, editado por la escuela Superior de Ingeniería y Arquitectura. Zacatenco, D.F. 1985.
14. Universidad de Buenos Aires Facultad de Ingeniería, Instituto de Ingeniería Sanitaria, Abastecimiento de Agua Potable a Comunidades Rurales. Publicación N° 7. 1971.