



# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

---

---

FACULTAD DE INGENIERIA

## PROYECTO MECANICO DE LA ESTACION DE BOMBEO PB1 DEL ACUEDUCTO ZAPOTILLO- ALTOS DE JALISCO-LEON, MEXICO.

### T E S I S

Que para obtener el título de  
**Ingeniero Mecánico**

Presenta:

**Miguel Ángel Lorenzo Espitia**

Asesor:

**Dr. Eduardo Medina Hernández**

Jurado:

Presidente: Dr. Francisco Javier Solorio Ordaz

Vocal: Dr. Eduardo Medina Hernández

Secretario:

M. A. Jesús Roviroza López

1er Suplente: M. I. Gustavo Becerra Muñoz

1er Suplente: Dr. José Javier Cervantes Cabello



*Para empezar un gran proyecto, hace falta valentía.*

*Para terminar un gran proyecto, hace falta perseverancia.*

*Autor anónimo*

*A todos los que de una u otra forma me ayudaron e impulsaron a concluir esta etapa de mi vida.*

*Porque siempre que necesité, me hicieron saber que contaba con su apoyo.*

*“Gracias”*

## INDICE

Resumen	1
Objetivos	2
Alcance	3
1.- Antecedentes	4
2.- Descripción del proyecto	5
2.1 Localización de la planta de bombeo	6
2.2 Clima	7
2.3 Obra de toma y configuración de la planta de bombeo	7
3.- Teoría de plantas de bombeo	9
3.1 Generalidades	9
3.2 Clasificación de los equipos de bombeo	9
3.2.1 Bombas centrífugas	10
3.2.2 Bombas de efecto especial	12
3.2.3 Bombas de desplazamiento positivo	12
3.3 Ventajas y desventajas de los diferentes tipos de bombas	12
3.4 Comportamiento de las bombas centrífugas	13
3.4.1 Potencia al freno	19
3.4.2 Velocidad específica	19
3.4.3 Curvas características de las bombas centrífugas	19
3.5 Cavitación	24
3.6 Carga neta de succión positiva disponible	25
3.7 Carga neta de succión positiva requerida	26
3.8 Altura máxima de succión de la bomba	27
3.9 Influencia de la altitud sobre la presión atmosférica	27
3.10 Presión de vapor de un fluido	28
3.11 Sumergencia mínima del tubo de aspiración	28
3.12 Punto de funcionamiento del equipo de bombeo en un sistema hidráulico	29
3.12.1 Bombas en serie y en paralelo	31
3.13 La estación de bombeo	32
3.13.1 Piezas especiales	33
3.14 Protección de la estación de bombeo	36
3.14.1 Mecanismo del fenómeno de golpe de ariete	36
3.14.2 Análisis de la cámara de aire	40
3.14.3 Boquilla de entrada de la cámara de aire	42
4.- Cálculo y configuración del sistema	44

4.1 Cálculo de los diámetros de tubería	44
4.1.1 Succión	44
4.1.2 Descarga	45
4.1.3 Conducción	45
4.2 Carga de bombeo	47
4.2.1 Carga estática	47
4.2.2 Pérdidas de carga en la tubería	47
4.2.3 Pérdidas de carga en accesorios	47
4.2.4 Carga total de bombeo	48
4.3 Curva del sistema	48
4.4 Altura mínima del tanque de succión	49
4.5 Determinación del espesor de la tubería	50
4.5.1 Prueba hidrostática	50
4.5.2 Golpe de ariete	51
4.5.3 Manejo de material	52
4.6 Potencia requerida y energía consumida por el sistema	52
4.6.1 Potencia al freno	53
4.7 Costo anual de la energía consumida por el sistema	53
4.8 Diámetro económico	54
4.8.1 Diámetro económico línea de conducción	57
4.8.2 Diámetro económico líneas de succión - descarga	58
4.9 Análisis comparativo de los diseños en estudio	61
4.10 Cámara de aire	62
4.10.1 Diámetro de la boquilla de entrada y salida de la cámara	63
4.11 Selección del equipo de bombeo	64
5.- Resultados	68
6.- Conclusiones	70
7.- Anexos	72
7.1 Nomenclatura	72
7.2 Índice de figuras	74
7.3 Índice de formulas	75
7.4 Curvas características de los equipos de bombeo evaluados	76
7.4.1 Hoja de datos y curva de la bomba ZMIP375/06C	76
7.4.2 Hoja de datos y curva de la bomba HSB16X18X30A	77
7.4.3 Hoja de datos y curva de la bomba RDLOV400-880A	78
7.5 Especificaciones técnicas para el equipo RDLOV400-880A	79
Bibliografía	85

## RESUMEN

El presente trabajo define un diseño óptimo para la planta de bombeo PB1 del acueducto El Zapotillo, desde un punto de vista hidráulico y tomando como elementos decisivos la selección del equipo de bombeo y el cálculo de los diámetros económicos de cada una de las líneas de tubería que componen dicho sistema. Con dichos criterios se buscó el diseño capaz de ofrecer el menor costo anual de la planta.

La PB1 es una planta de bombeo primaria que debe elevar 161 millones de metros cúbicos anuales de agua cruda del río verde hacia un tanque intermedio que servirá de cárcamo para la siguiente planta de bombeo. La demanda máxima de agua a satisfacer es de 5.6 m<sup>3</sup>/s durante 21.5 horas al día, venciendo una carga de 262 m. Para garantizar la demanda de agua el proyecto contemplará seis equipos de bombeo más uno de respaldo (6+1), que permitirá sacar de operación un equipo durante el periodo de mantenimiento, teniendo así la capacidad de operar a plena carga siempre que sea requerido. Las bombas a instalar son del tipo centrifugas en posición horizontal con una eficiencia del 86.1%, con un solo impulsor, bipartidas axialmente y con el menor régimen de giro posible (1480 RPM), para reducir la carga neta de succión positiva requerida por el equipo de bombeo (NPSH, por sus siglas en inglés).

Para la protección del sistema contra el fenómeno de golpe de ariete, se incluyeron 7 cámaras de aire dotadas con una membrana elástica, que evitará la disolución del aire en el agua. El análisis utilizado para definir el tamaño de las cámaras de aire contempla un proceso de compresión adiabática, debido a que dicha membrana evita la disipación en el agua del calor contenido por el aire.

El costo total anual del sistema se estimó en \$4,982,740,200 (Cuatro mil novecientos ochenta y dos millones setecientos cuarenta mil doscientos pesos) sin tomar en cuenta las cámaras de aire, durante los treinta años de vida útil del proyecto. Este costo representa un ahorro de \$ 695,008 (Seiscientos noventa y cinco mil ocho pesos) anuales, con respecto al diseño de referencia.

## **OBJETIVOS**

Definir el proyecto de la estación de bombeo PB1 del acueducto EL ZAPOTILLO desde un punto de vista hidráulico aplicando una metodología de diseño que permita dimensionar y seleccionar tanto el equipo, como cada uno de sus componentes. Como resultado de la metodología se generarán las especificaciones que resulten en un diseño que sea funcional, buscando un equilibrio entre economía y eficiencia.

Proponer una estructura de protección para la línea de conducción de la planta de bombeo PB1, que sea capaz de garantizar la integridad de la misma ante la presencia de los fenómenos transitorios inherentes al funcionamiento del sistema, como los ocasionados durante el paro o el arranque de los equipos de bombeo y los provocados durante la apertura o el cierre de válvulas.

## **ALCANCE**

Este proyecto contempla con base en las condiciones de operación, los estudios preliminares que permiten determinar los diámetros y espesores de las tuberías a utilizar y las características del material utilizado, las válvulas, el equipo de bombeo, el análisis de cavitación, así como el dimensionamiento de las cámaras de aire como mecanismo de protección contra el fenómeno de golpe de ariete.

Quedan fuera del alcance de este proyecto los estudios de instrumentación y control, diseño de uniones, tornillería, soportes, selección de equipo complementario (rejillas, atraques, polipastos, grúas, etc). Los estudios de ingeniería civil, eléctrica y los demás requeridos también quedan fuera del alcance de este estudio.

## 1 ANTECEDENTES

Debido a que la concentración de gente en todo el país se ha incrementado de manera considerable al pasar de 25.8 millones en el año 1950 a 112.3 millones en el año 2010, de la misma manera se han incrementado las solicitudes de servicios básicos, entre ellos el de agua potable para todos los sectores, existiendo así un rezago considerable en la cobertura de este servicio, el cual debe ser atendido mediante programas federales que consideren prioritaria la planificación de nueva infraestructura hidráulica capaz de satisfacer dicha demanda. Uno de los objetivos del Programa Nacional Hídrico 2007-2012 es el incrementar el acceso y calidad de los servicios de agua potable, pues dada su relevancia y delicada situación, el agua ocupa un lugar cada vez más importante en la agenda nacional.

Actualmente el abasto de agua para la ciudad de León Guanajuato se realiza mediante la extracción de aguas subterráneas, teniendo que extraerse de profundidades cercanas a los quinientos metros, mismas que presentan abatimientos que rebasan los 3 m/año. Por otro lado, el abastecimiento de agua para la zona conurbada de Guadalajara depende en gran medida de las aguas del lago de Chapala, las cuales han dejado de ser suficientes, situación que pone en riesgo la sustentabilidad, el crecimiento económico y la calidad de vida de sus habitantes por la pérdida de recursos hídricos. Con el objeto de lograr el aprovechamiento integral de las aguas del Río Verde, en beneficio de los usuarios de aguas nacionales, el Ejecutivo Federal por conducto de la Comisión Nacional del Agua y los ejecutivos de los estados de Guanajuato y Jalisco celebran el ACUERDO DE COORDINACION PARA EL APROVECHAMIENTO INTEGRAL DE AGUAS DEL RIO VERDE, el cual determina las acciones para la ordenación de los aprovechamientos, así como el manejo y protección de las aguas destinadas para uso doméstico y público urbano. Para garantizar el suministro de agua potable durante los próximos 30 años a los Altos de Jalisco, a la ciudad de León Guanajuato y la zona conurbada de Guadalajara, mediante el aprovechamiento de las aguas del Río Verde, contribuyendo a la sustentabilidad y recuperación de los acuíferos con los que actualmente se abastecen, se lleva a cabo el diseño y construcción de la presa de almacenamiento "Zapotillo" sobre el río verde, en los municipios de Cañadas de Obregón y Yahualica de González Gallo, Jalisco, para abastecimiento de agua potable a los altos de Jalisco y a la ciudad de León, Guanajuato.

## 2 DESCRIPCION DEL PROYECTO

El acueducto El Zapotillo, queda constituido por una obra de toma, dos plantas de bombeo (PB1 y PB2) para derivar 5.6 m<sup>3</sup>/s de las aguas del Río Verde a una planta potabilizadora, a fin de utilizarlas en el abastecimiento de agua potable de la región de los Altos de Jalisco y la zona metropolitana de la ciudad de León, Guanajuato.

El presente trabajo está enfocado en el diseño de la planta de bombeo PB1, la cual conducirá el agua desde la cota de la obra de toma de la presa derivadora con una elevación de 1560 metros sobre el nivel del mar, hasta el tanque de regulación con una cota a 1819 metros de altitud, la figura 1 muestra el perfil de elevaciones que tendrá el acueducto a lo largo de su desarrollo entre las plantas de bombeo PB1 y PB2, mediante tubería de acero de 2700 m de longitud. El tipo de agua a bombear es agua cruda de río sin tratamiento, lo que se deberá tomar en cuenta en la selección de los materiales para la fabricación de las bombas y la tubería.

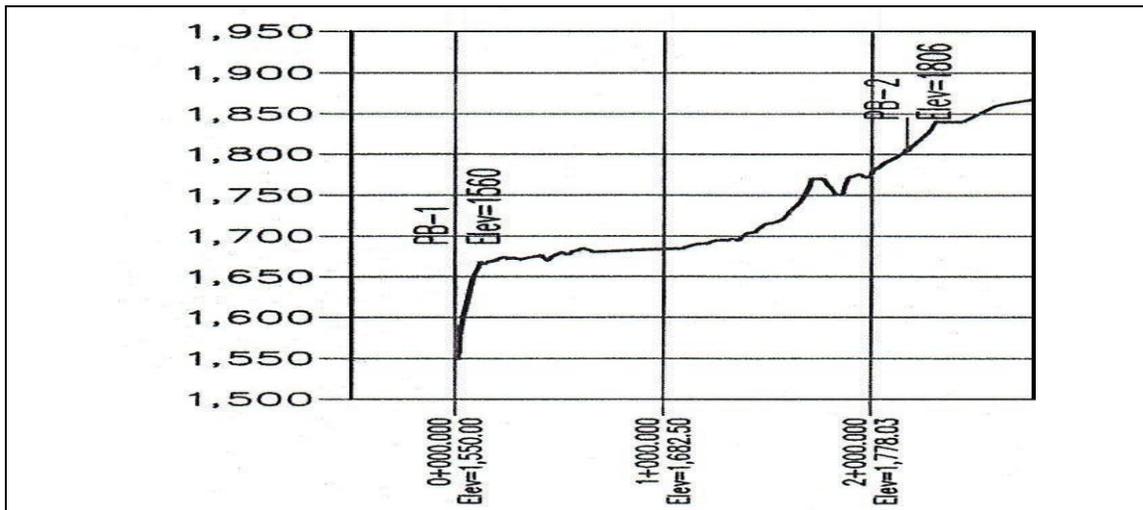


Figura 1, Perfil de elevaciones del acueducto entre las plantas PB1 y PB2

Con base en los estudios de CONAGUA queda definido que las plantas de bombeo del sistema El Zapotillo estarán constituidas por un total de 6+1 bombas verticales u horizontales con capacidad de 934 l/s cada una, quedando entonces 6 unidades en operación, más una de reserva. El tramo de la línea de conducción entre PB1 y PB2 será de 2700m y el diámetro del mismo deberá calcularse de tal manera que garantice que las pérdidas de carga por fricción sean como máximo 1% de la altura de bombeo. El diseño

geométrico en la succión y descarga de las plantas de bombeo deberá ser tal que trabajen sin cavitación y sin cambios bruscos de dirección, considerando las menores pérdidas de carga posibles, sin que afecte la vida útil de los equipos de bombeo, para lo cual se establece la velocidad de succión en un rango de 2.3 a 2.5 m/s y la velocidad de descarga entre 3 y 4.5 m/s. En el diseño del sistema de bombeo se deberán considerar diferentes criterios, siendo los más importantes: falla por tensión a la presión de trabajo, a la presión de prueba hidrostática, a la presión por golpe de ariete, el cálculo del espesor mínimo para prevenir la deformación excesiva durante el manejo y el espesor adicional por estar expuesto a la corrosión. Se considerará como la presión máxima de trabajo, la que resulte mayor entre la presión estática, presión de operación y presión máxima de transitorios.

## 2.1 LOCALIZACION DE LA PLANTA DE BOMBEO

La planta de bombeo PB1 se encontrará ubicada en la margen izquierda del río verde, a un costado de la cortina de la presa, en el sitio conocido como “Las Escobas”, “Piedra Parada” y actualmente como “Zapotillo”, en las coordenadas N 21° 08' 20" y W 102° 48' 31", entre los municipios de Cañadas de Obregón y Yahualica de González Gallo, en el Estado de Jalisco, sobre el Río Verde, figuras 2 y 3.



Figura 2, Imagen satelital de la ubicación del proyecto en las coordenadas N21°08'20" W 102°48'31"



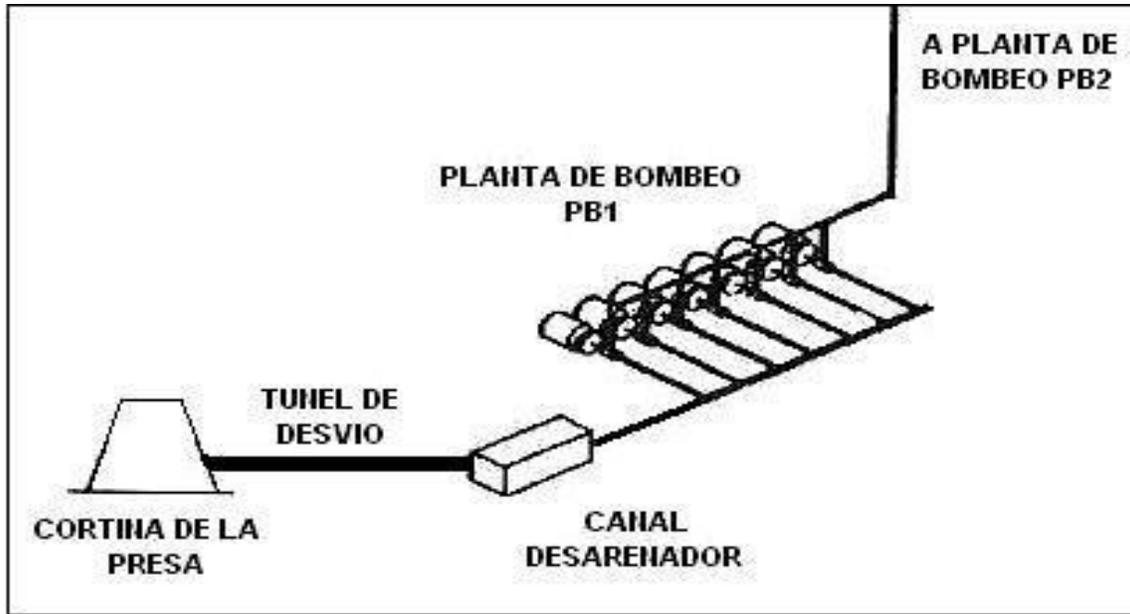


Figura 4, Túnel de desvío y canal desarenador

Existe un sinnfín de posibilidades para la configuración de una planta de bombeo, sin embargo, debido a que dicha ubicación requiere la construcción de un cárcamo capaz de abastecer el agua para los seis equipos que componen la PB1 y a que está abierta la posibilidad de usar bombas verticales u horizontales, se han adoptado dos configuraciones posibles para la planta de bombeo, figura 5, configuraciones que serán evaluadas con el fin de elegir la más conveniente.

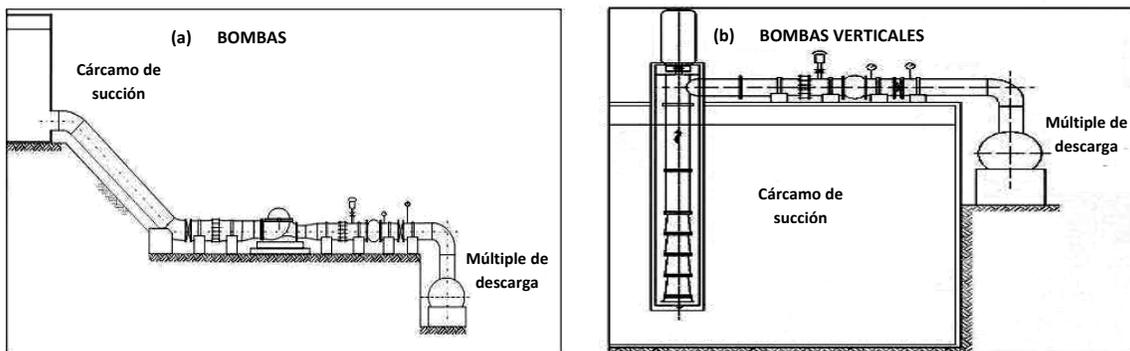


Figura 5, Configuraciones consideradas para la planta de bombeo PB1

## 3 PLANTAS DE BOMBEO

### 3.1 GENERALIDADES

“Cuando no se pueden construir los sistemas de abastecimiento de agua por gravedad, que resultan ser los más económicos y por tanto es necesario instalar equipos de bombeo, se deben adoptar criterios de diseño que minimicen el costo de operación en condiciones de operación normal, que permitan al sistema ofrecer un suministro razonable en situaciones irregulares de falla o mantenimiento, etc.”<sup>1</sup>

Durante el diseño de una planta de bombeo es imprescindible saber la configuración más adecuada para nuestro sistema, lo cual dependerá de los requerimientos del proyecto mismo, de las capacidades de los equipos disponibles en el mercado, las necesidades de mantenimiento del equipo en cuestión, así como del aspecto económico.

Las estaciones de bombeo para el suministro de agua desde bocatomas de ríos o pozos subterráneos se diseñan para descargar durante periodos continuos de 20-22 horas al día y es aconsejable instalar varias bombas para que el mantenimiento pueda efectuarse sin interrumpir el suministro. Cuando se requiere una capacidad de suministro muy refinada es común utilizar motores de velocidad variable (integrar variadores de velocidad) que resultan razonablemente más costosos.

### 3.2 CLASIFICACION DE LOS EQUIPOS DE BOMBEO

Las bombas son dispositivos que se encargan de transferir energía a un fluido desde un estado de baja presión a otro de mayor presión.

Se pueden considerar dos grandes grupos:

- Bombas dinámicas o turbo bombas (centrífugas, flujo axial, flujo mixto y de efecto especial).
- Bombas de desplazamiento positivo (reciprocantes, rotativas y especiales).

La figura 6 muestra una clasificación general de las bombas con base en su principio de funcionamiento.

<sup>1</sup> NOVAK P, MOFFAT A, NALLURI C; Estructuras Hidráulicas; México, 2001; McGraw-Hill, 2ª Ed., P473.

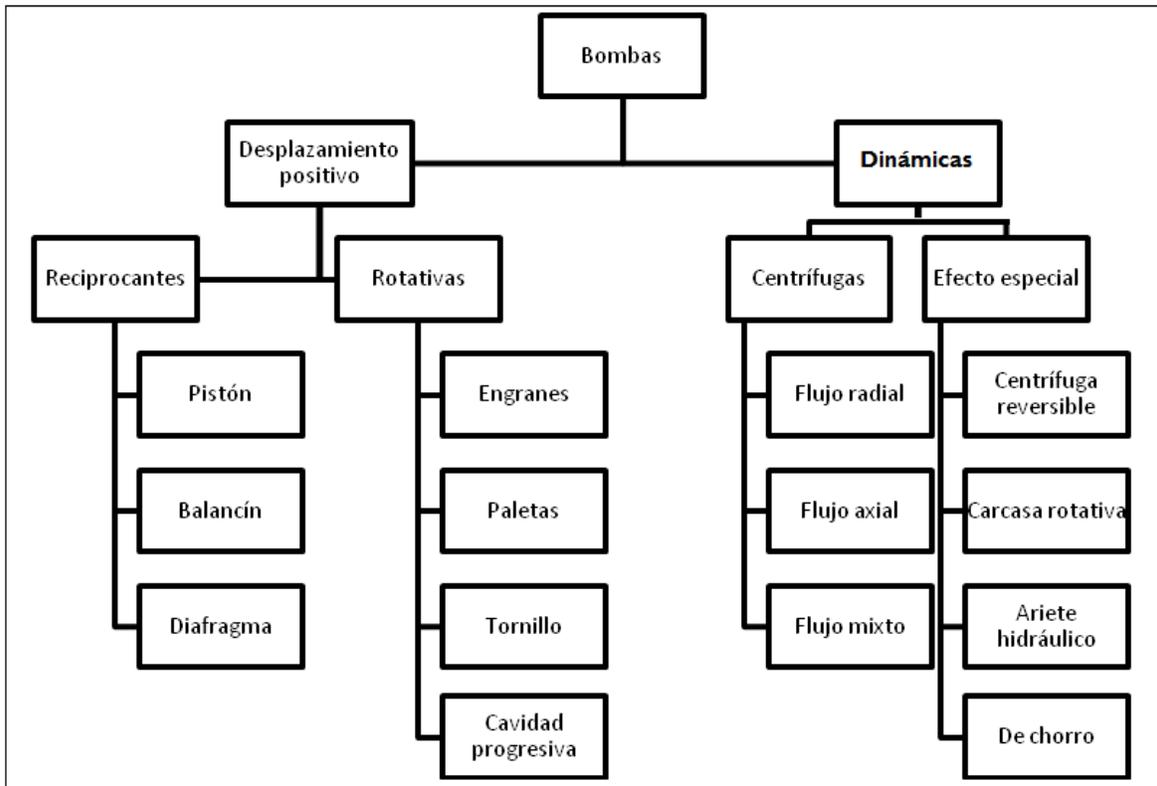


Figura 6, Clasificación de bombas de acuerdo a su principio de funcionamiento.

### 3.2.1 BOMBAS CENTRIFUGAS

Las bombas centrífugas constan de uno o varios impulsores dentro del cuerpo de la bomba, que gira a gran velocidad provocando que el líquido que se encuentra entre sus álabes sea arrastrado por éstos en su movimiento de rotación, absorbiendo su fuerza centrífuga la cual le anima de movimiento proporcionando flujos continuos.

Las bombas centrífugas son fabricadas en muy variados modelos, pudiendo ser seleccionadas tomando diversos criterios. Se pueden clasificar de acuerdo a algunos de los conceptos siguientes:

- ✓ Movimiento del fluido
  - Aspiración o succión simple
  - Doble aspiración

- ✓ Expulsión del fluido
  - Radial (tipos voluta y turbina)
  - Diagonal (tipo Francis)
  - Helicoidal
- ✓ Número de etapas
  - Una etapa (un impulsor)
  - Multietapas (varios impulsores)
- ✓ Tipo de rotor
  - Impulsor cerrado
  - Impulsor semicerrado
  - Impulsor abierto
  - Impulsor a prueba de obstrucciones (non clog)
- ✓ Posición del eje
  - Vertical
  - Horizontal
  - Inclinado
- ✓ Presión
  - Baja presión
  - Presión media
  - Alta presión

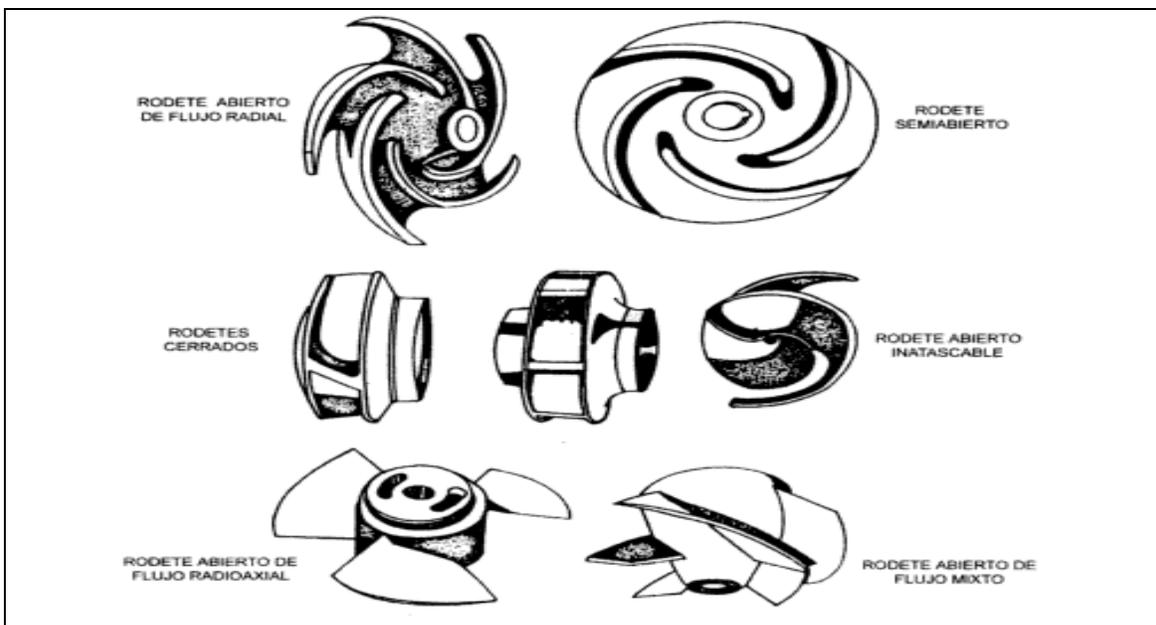


Figura 7. Diferentes tipos de impulsores (rodetes). Un impulsor puede ser abierto, semiabierto o cerrado.

### **3.2.2 BOMBAS DE EFECTO ESPECIAL**

En esta categoría se incluyen las bombas electromagnéticas, de ariete hidráulico, de chorro, centrífuga reversible, carcasa rotativa, etc. Las bombas electromagnéticas son capaces de soportar el bombeo de metales líquidos. La fuerza ejercida sobre el metal líquido proviene de la aplicación de los principios del electromagnetismo, al hacer circular una corriente eléctrica por el metal líquido en presencia de un campo magnético. La interacción entre dichos campos origina la aparición de la fuerza de bombeo sobre el metal líquido.

### **3.2.3 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO**

El principio de desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara.

En la máquina de desplazamiento positivo, el elemento que origina el intercambio de energía, puede tener movimiento alternativo (émbolo) o movimiento rotatorio (rotor). En las máquinas de desplazamiento positivo tanto reciprocantes como rotatorias siempre hay una cámara que aumenta de volumen (succión) y disminuye de volumen (impulsión) por lo que también se le llama máquinas volumétricas.

Una diferencia fundamental de las bombas de desplazamiento positivo con las turbobombas es que el intercambio de energía del fluido se efectúa siempre con variación de presión a diferencia de las centrífugas en las que el intercambio de energía se realiza con variación de energía cinética.

### **3.3 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS DIFERENTES TIPOS DE BOMBAS**

Debido a sus características de construcción, algunos tipos de bombas tienen ventajas y desventajas con respecto a otros, lo que las hace aptas para algunas aplicaciones determinadas y no aptas para otras. La tabla 3.1 nos muestra algunas ventajas y desventajas para diferentes tipos de bombas.

Tabla 3.1 Ventajas y desventajas de diferentes tipos de bombas

TIPO DE BOMBA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Centrífuga	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Flujo continuo.</li> <li>• Operación silenciosa.</li> <li>• Fácil control de flujo.</li> <li>• Construcción simple (bajo costo de mantenimiento).</li> <li>• Puede manejar sólidos suspendidos (suciedad).</li> <li>• Alta gama de materiales (manejo de líquidos corrosivos).</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Limitaciones en la viscosidad del líquido manejado.</li> <li>• Requiere cebado.</li> <li>• No puede manejar líquidos con más del 5% de gases en volumen aproximadamente</li> <li>• NPSH alto.</li> </ul>
Desplazamiento positivo (rotatorias)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• NPSH bajo.</li> <li>• Bajo costo.</li> <li>• Poco espacio requerido.</li> <li>• Amplio rango de presiones y viscosidades.</li> <li>• Autocebantes.</li> <li>• Pueden manejar líquidos con alto contenido de gases.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No maneja sólidos en suspensión.</li> <li>• Eficiencia volumétrica baja.</li> <li>• Los líquidos manejados deben tener buenas propiedades lubricantes.</li> </ul>
Desplazamiento positivo (reciprocantes)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Altas presiones a flujos medios y pequeños.</li> <li>• Puede ser movida mediante aire o vapor, por lo que puede instalarse en zonas peligrosas</li> <li>• Manejan líquidos con altos contenidos de gases.</li> <li>• Autocebantes.</li> <li>• Buena duración.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Requiere grandes espacios.</li> <li>• Alto nivel de ruido.</li> <li>• Flujo pulsante.</li> <li>• Requiere mayor frecuencia de mantenimiento.</li> <li>• Costo elevado</li> </ul>

Las estaciones de bombeo de agua generalmente son equipadas con bombas centrífugas accionadas por motores eléctricos, ya que actualmente las bombas centrífugas también cubren el campo de las altas presiones que se logran utilizando bombas de varios pasos.

### 3.4 COMPORTAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

El caudal  $Q$ , La carga  $H$ , la potencia  $P$  y la eficiencia son las características de mayor importancia para definir el comportamiento hidráulico de una bomba. La velocidad  $n$  y el diámetro  $D$  del impulsor, son variables que influyen notablemente sobre las anteriores.

La velocidad específica  $n_s$  es un parámetro que clasifica a los impulsores de acuerdo con su geometría.

El caudal  $Q$  de la bomba es el volumen de fluido que entrega por unidad de tiempo. En el sistema métrico las unidades son  $[m^3/s]$  y su equivalente en  $[l/s]$ . Estrictamente se define

al caudal como el volumen de líquido que circula a una velocidad  $v$  a través de una sección de área  $A$  y se representa por ecuación de continuidad

$$Q = vA \quad (1)$$

La altura de carga  $H$  [m] requerida por un sistema de bombeo está integrada por la diferencia de niveles entre la boca de toma y el punto de entrega  $Z_B$  y por las pérdidas de carga de todo el sistema  $H_P$ , es decir:

$$H = Z_B + H_P \quad (2)$$

Las pérdidas de carga en un sistema de bombeo son la suma de las pérdidas primarias y las pérdidas secundarias y se definen por la siguiente ecuación.

$$H_P = H_{pp} + H_{ps} \quad (3)$$

El rozamiento entre las capas de fluido en el régimen laminar, el rozamiento de las partículas de fluido entre sí en el régimen turbulento y el contacto del fluido con la tubería en ambos originan pérdidas de energía hidráulica, denominadas pérdidas primarias. Estas pérdidas son función de la longitud y del diámetro de la misma, del factor de fricción, así como de la velocidad del fluido.

Las pérdidas de carga se calculan por medio de la formula de Darcy – Weisbach:

$$H_{pp} = \frac{8fLQ^2}{g\pi^2D^5} \quad (4)$$

El factor de fricción es un número adimensional que depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería. Para calcular este factor, se utiliza el diagrama de Moody, figura 8. Este diagrama está constituido por dos ecuaciones, la ecuación 5 que es la fórmula de Poiseuille que se utiliza para flujo laminar ( $Re < 2000$ ) y la ecuación (6) es la fórmula de Colebrook – White para flujo turbulento ( $Re > 4000$ ).

$$f = \frac{64}{Re} \quad (5)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log_{10}\left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}}\right) \quad (6)$$

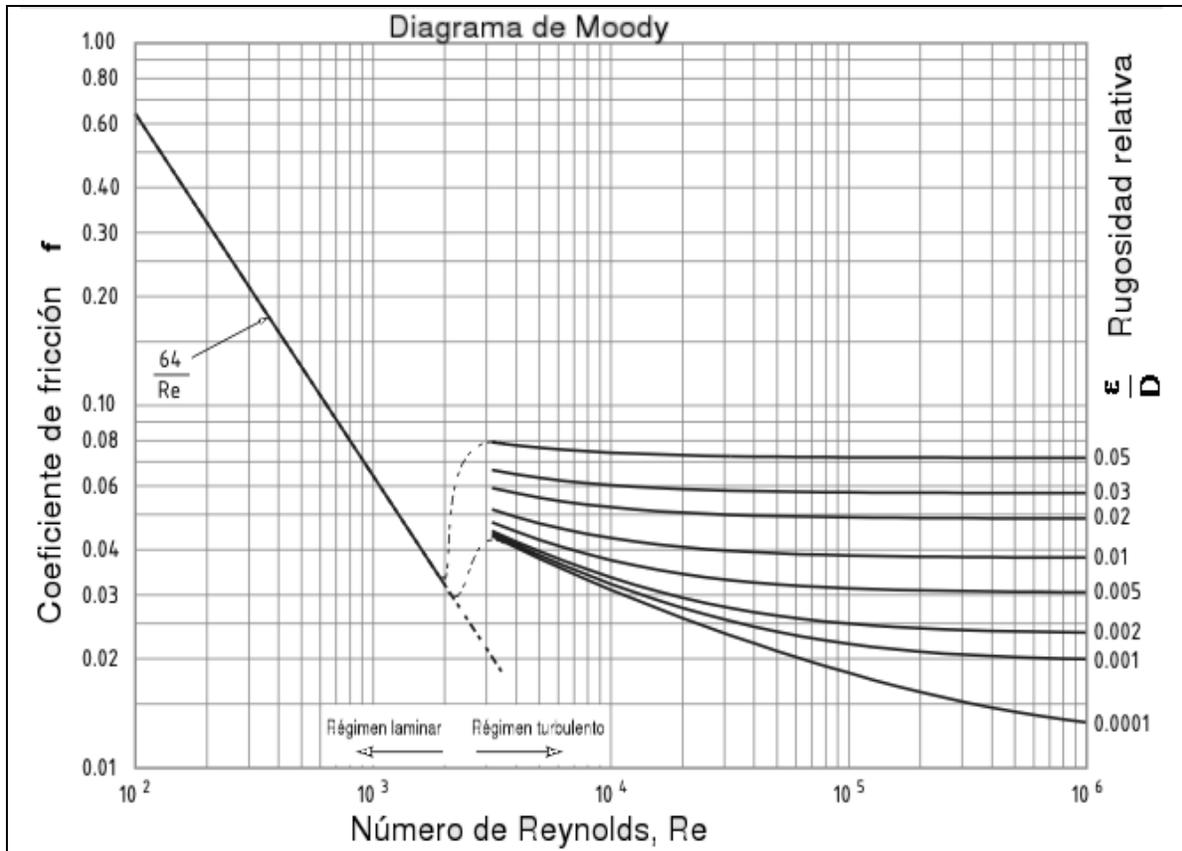


Figura 8. Diagrama de Moody.

El factor de fricción  $f$  en la ecuación 6 está contenido en ambos lados de la igualdad, para simplificar el cálculo de dicho factor podemos utilizar la ecuación de Swamee – Jain la cual expresa dicho factor de manera explícita, con error máximo del 2% con respecto a Colebrook – White:

$$f = \frac{1.325}{\left[ \ln \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (7)$$

El número de Reynolds es un número a dimensional que representa el cociente de las fuerzas inerciales entre las fuerzas viscosas. Este parámetro determina si un flujo es laminar o turbulento y se calcula por medio de la siguiente expresión:

$$Re = \frac{4Q}{\pi v D} \quad (8)$$

Donde el valor de la viscosidad cinemática del fluido está en función de la temperatura, de manera que si aumenta la temperatura del fluido disminuye su viscosidad. La tabla 3.2 muestra algunos valores de la viscosidad cinemática del agua a diferentes temperaturas.

Tabla 3.2 Viscosidad cinemática del agua a diferentes temperaturas

T [°C]	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	T [°C]	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]
4	1.568 x10 <sup>-6</sup>	30	0.803 x10 <sup>-6</sup>
5	1.519 x10 <sup>-6</sup>	40	0.659 x10 <sup>-6</sup>
10	1.310 x10 <sup>-6</sup>	50	0.556 x10 <sup>-6</sup>
15	1.146 x10 <sup>-6</sup>	60	0.478 x10 <sup>-6</sup>
20	1.011 x10 <sup>-6</sup>	70	0.416 x10 <sup>-6</sup>

Las pérdidas de carga secundarias se dan en las transiciones de la tubería, tales como codos, válvulas, contracciones y en general en todos los accesorios de la tubería. La fórmula para calcular las pérdidas de carga secundarias es:

$$H_{ps} = K \frac{v^2}{2g} \quad (9)$$

Los valores de K para cada tipo de accesorio se calculan experimentalmente para cada tipo de accesorio y se pueden consultar en las figuras 9 y 10, tomadas del Pipe Friction Manual del Hydraulic Institute.

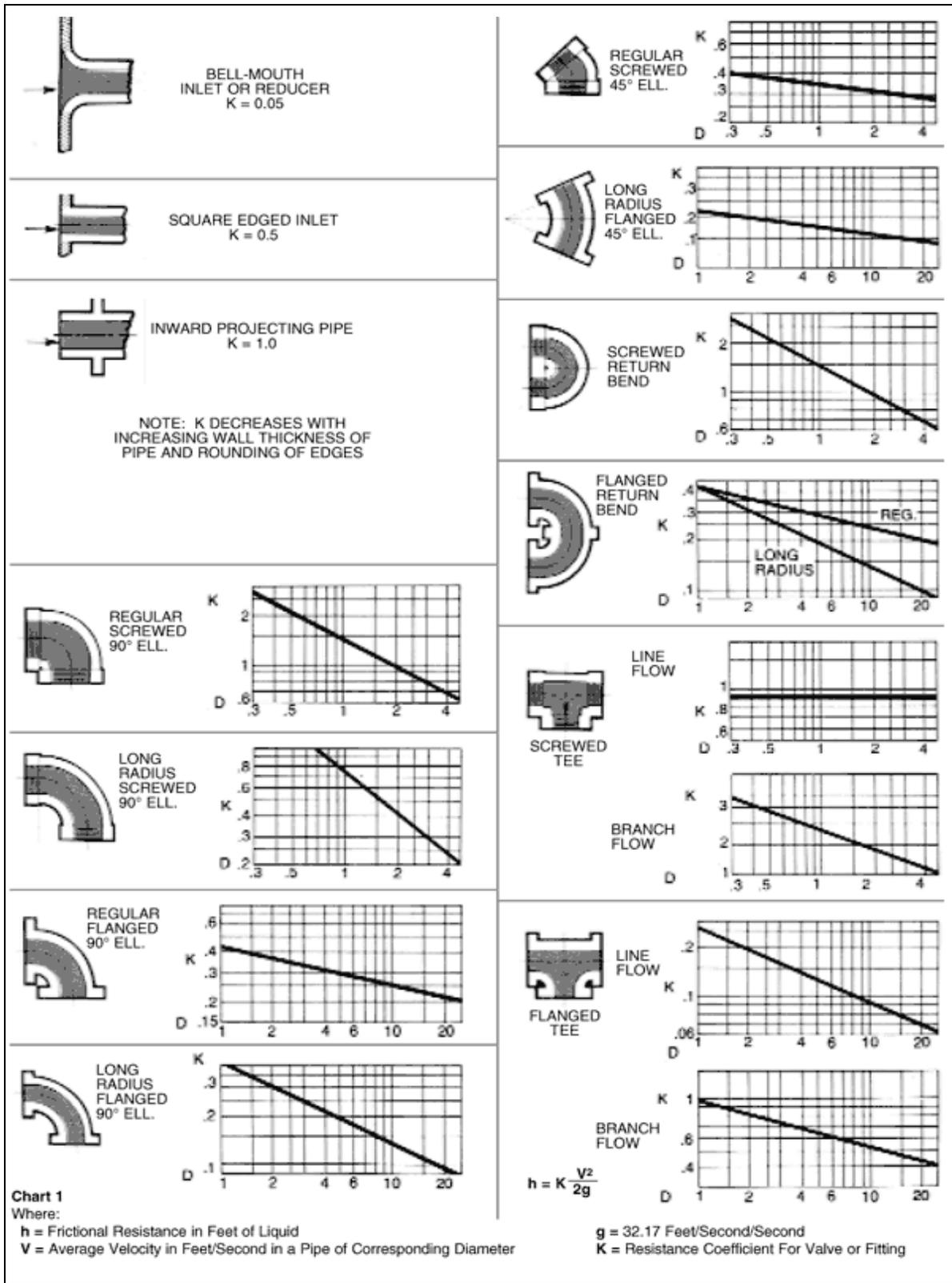


Figura 9, Coeficientes K para el cálculo de pérdidas de carga en accesorios

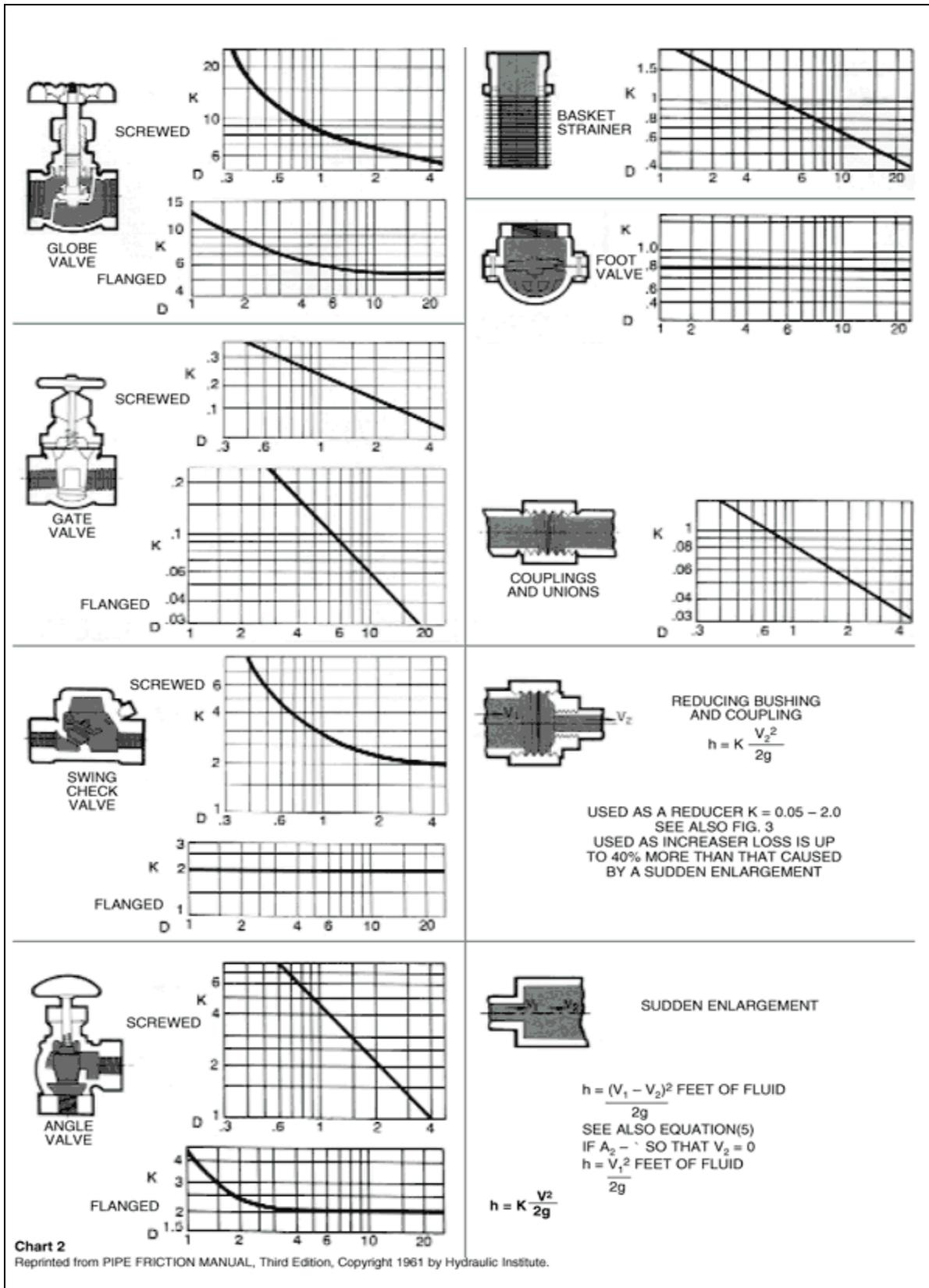


Figura 10, Coeficientes K para el cálculo de pérdidas de carga en válvulas

### 3.4.1 POTENCIA AL FRENO

La potencia requerida para bombear una caudal a una carga determinada está dada por:

$$bhp = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta_b \eta_m} \quad (10)$$

### 3.4.2 VELOCIDAD ESPECIFICA

La velocidad específica  $n_s$  es un parámetro de gran utilidad en la caracterización de las bombas, independientemente de su tamaño y velocidad de funcionamiento.

Conceptualmente, la velocidad específica es el número de revoluciones por minuto de una bomba ideal, geoméricamente semejante a la bomba en consideración, necesaria para elevar 75 l/s a una altura de 1m (potencia efectiva de 1 *caballo de vapor*). En el sistema métrico, la velocidad específica puede ser calculada por la siguiente expresión:

$$n_s = 3.65 \cdot \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (11)$$

La eficiencia es muy baja para bombas con velocidad específica inferior a 90. Las bombas radiales son satisfactorias para los valores  $n_s$  comprendidos entre 90 y 300. Las bombas con impulsores tipo Francis se aplican con gran eficiencia con  $n_s$  entre 300 y 800. Por encima de este valor, se encuentra el campo de aplicación de las bombas axiales (de propelas).

### 3.4.3 CURVAS CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

Se pueden construir bombas centrífugas para los caudales de agua más diversos, así como para pequeñas o grandes alturas de elevación, de modo que tienen un campo de aplicación extremadamente grande, únicamente superadas por las bombas de émbolo en cuanto a su eficiencia más favorable, cuando se trata de elevar pequeños caudales a grandes alturas. Una bomba centrífuga que ha sido diseñada para un caudal  $Q$ , una altura de elevación  $H$  y un número  $N$  de revoluciones por minuto, funcionando bajo esas características es indudable que dará su mejor eficiencia, pues así se ha previsto al

proyectarla. Sin embargo, todas las bombas pueden aplicarse a otras condiciones de funcionamiento distintas a las previstas.

Variando por ejemplo el número de revoluciones  $N$ , el caudal aumenta proporcionalmente siguiendo la relación:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{N_1}{N} \quad (12)$$

La altura de elevación  $H$  aumenta de acuerdo a la siguiente proporción:

$$\frac{H_1}{H} = \frac{N_1^2}{N^2} \quad (13)$$

De igual forma la potencia necesaria para bombear un caudal  $Q$  con una carga  $H$  aumentará en relación al régimen de giro del rotor de la bomba, partiendo de la hipótesis que la eficiencia se mantiene constante por lo tanto:

$$\frac{bhp_1}{bhp} = \frac{Q_1 H_1}{QH} = \frac{N_1^3}{N^3} \quad (14)$$

Las igualdades anteriores son conocidas como Leyes de afinidad y naturalmente corresponden a los procesos teóricos, y son de gran importancia en el diseño de las estaciones de bombeo. “Las leyes de afinidad son, evidentemente, útiles para predecir los cambios en el rendimiento de una bomba existente al modificar el régimen de giro o para estimar el rendimiento después de una modificación del diseño como puede ser el recorte del impulsor o el cambio de fluido a bombear, por tal motivo se debe considerar la forma más general que resulta al aplicar los parámetros adimensionales para el gasto, carga y potencia al freno”<sup>2</sup>, (ecuaciones 12', 13' y 14').

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{N_1 D_1^3}{N D^3} \quad (12')$$

$$\frac{H_1}{H} = \frac{N_1^2 D_1^2}{N^2 D^2} \quad (13')$$

$$\frac{bhp_1}{bhp} = \frac{\rho_1 N_1^3 D_1^5}{\rho N^3 D^5} \quad (14')$$

<sup>2</sup> WHITE, M. FRANK; Mecánica de Fluidos; 5ª Ed, Madrid, 2004; McGraw-Hill, XI-17

Para conocer mejor el funcionamiento de bombas ya construidas, deben comprobarse experimentalmente las variaciones de cada una de las características en condiciones normales. En la figura 11 se representan gráficamente los valores de Q, H, P y  $\eta$  para diversos números N de revoluciones por minuto, correspondientes a una determinada bomba centrífuga. En dichas curvas se nota una concordancia satisfactoria con las consideraciones teóricas expuestas. Q aumenta hasta el doble al pasar N de 700 a 1400 RPM, mientras que H llega a ser cuatro veces mayor.

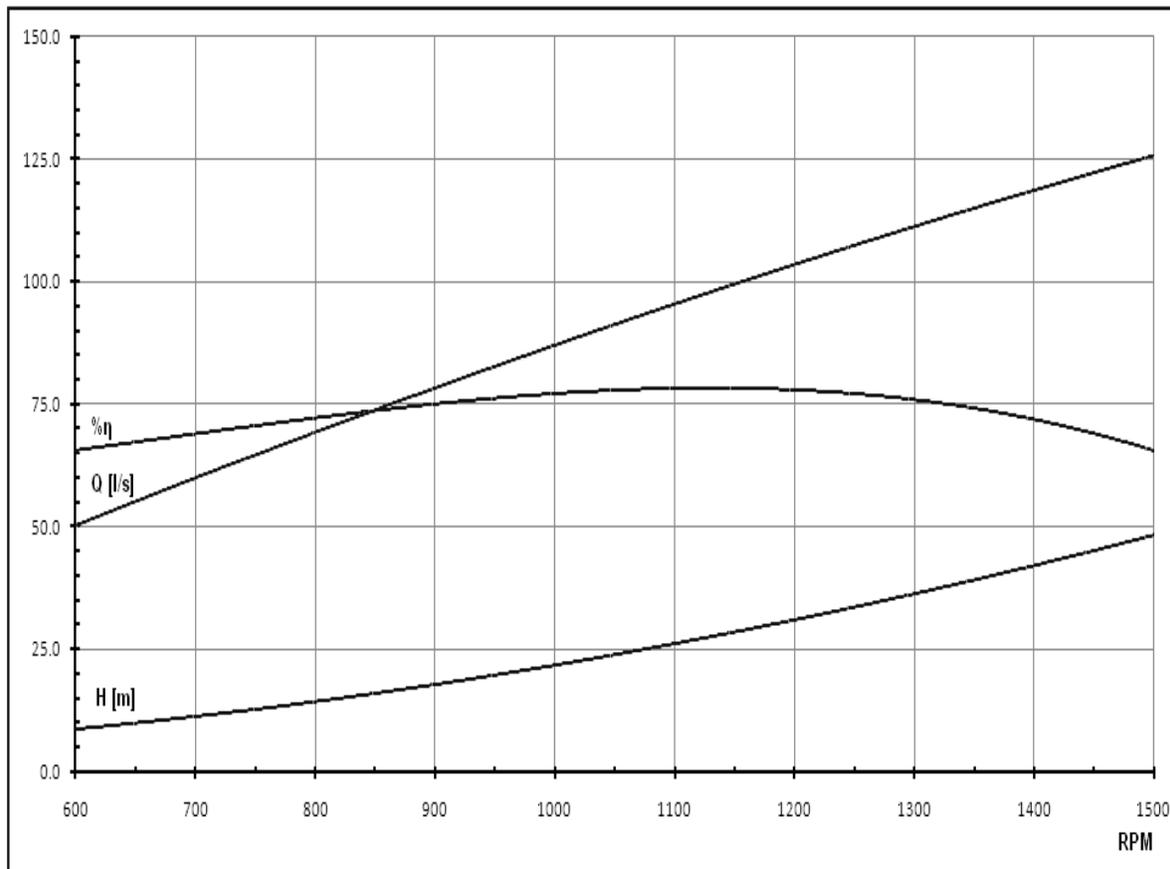


Figura 11, Concordancia de las leyes de afinidad y los ensayos de prueba de una bomba.

Los resultados de ensayo de una bomba centrífuga, funcionando a velocidad constante, pueden ser representados gráficamente trazándose las curvas características de carga, eficiencia y potencia consumida con relación al caudal entregado por el equipo.

La figura 12 muestra los resultados de los ensayos realizados a una bomba horizontal de una etapa modelo GSD-21-2B, adquirida para bombear  $62 \text{ m}^3/\text{h}$ , con una carga total de 62 m, con un impulsor de 0.2032 m de diámetro, trabajando a 3500 rpm. De la curva

característica podemos observar que al ser diseñada para tales condiciones, el equipo trabajará en su punto de máxima eficiencia, BEP (por sus siglas en inglés), alcanzando una eficiencia del 65.9 %.

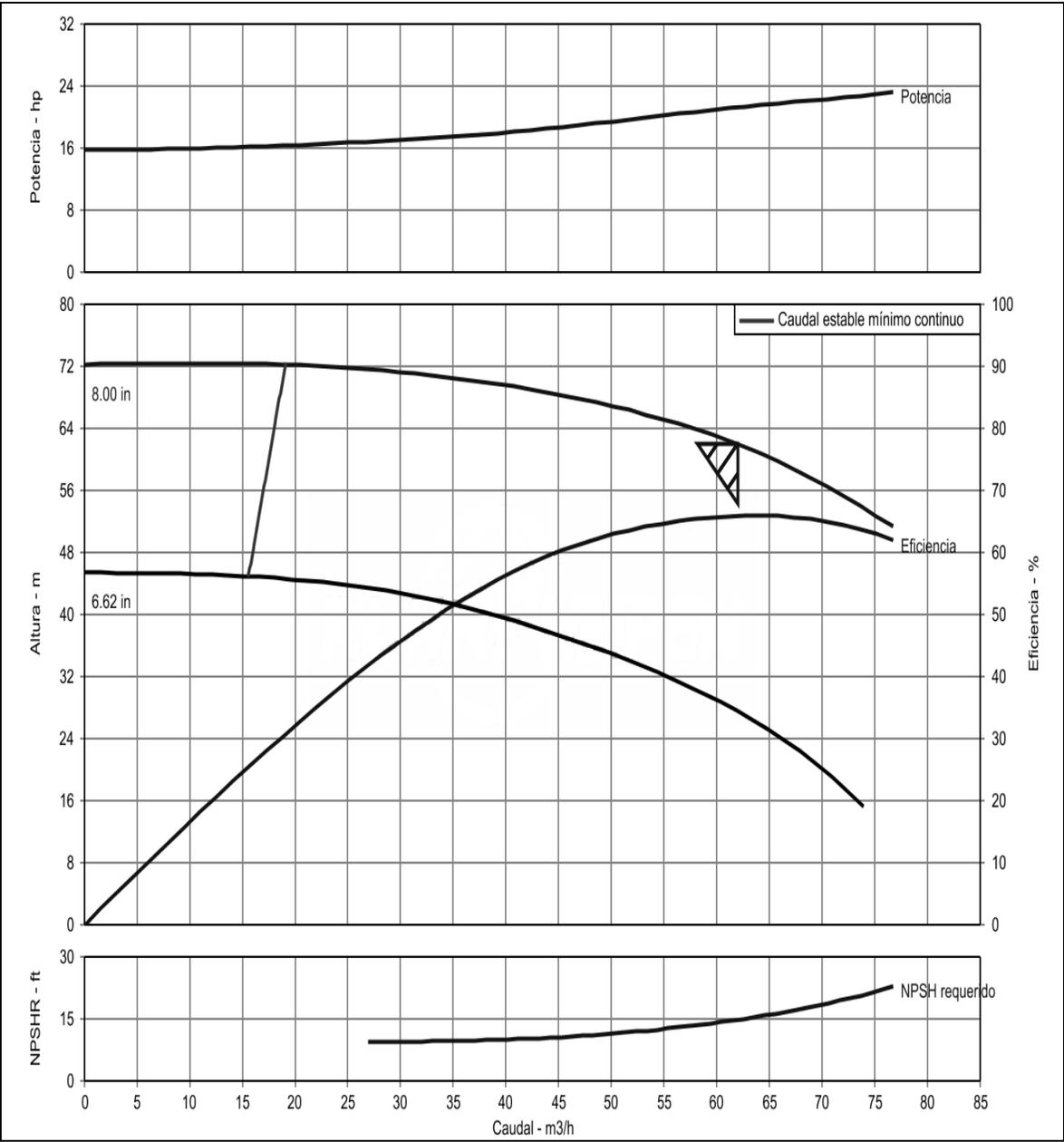


Figura 12, Curva característica de la bomba centrífuga horizontal modelo GSD-21-2B

Los efectos de las alteraciones a las condiciones de trabajo de una bomba centrífuga deben ser evaluados analizando las curvas características de la misma, pues

indudablemente además de cambiar la potencia consumida, también ocurren variaciones en la eficiencia del equipo.

Los cambios en las condiciones de operación, gasto-carga, traen las siguientes consecuencias:

- a) Aumentándose la carga total de bombeo, el caudal  $Q$  entregado por la bomba disminuye.
- b) Reduciéndose la carga total de bombeo, el caudal  $Q$  aumenta y la potencia consumida aumenta.
- c) La eficiencia del equipo de bombeo indudablemente se disminuye en cualquiera de los casos anteriores.

Para el caso de la bomba representada por las curvas de la figura 6.7, cualquier cambio en las condiciones de operación fuera del BEP tendrá como consecuencia una disminución de la eficiencia del equipo, debido a que ese equipo fue cuidadosamente seleccionado para trabajar a su máxima eficiencia en dichas condiciones de operación.

Es por lo anterior que al cerrar el registro de salida de una bomba centrífuga se reduce la potencia necesaria para su funcionamiento al aumentar las pérdidas de carga y por consecuencia de la carga total, reduciéndose así el caudal entregado. Es recomendable entonces, el cierre de la válvula de control en la línea de descarga al arrancar una bomba centrífuga.

El diseño adecuado de las estaciones de bombeo implica una correcta selección del equipo de bombeo, por lo que para su compra, se precisa recabar la siguiente información.

- ✓ Naturaleza del líquido que se va a bombear  
Indicar: agua limpia, agua sucia, aguas negras, etc.
- ✓ Caudal necesario  
¿Cuántos litros por segundo deberá proveer la bomba?
- ✓ Carga total

La carga total calculada debe considerar:

- Altura de descarga (Desnivel existente entre la bomba y el punto más alto de la tubería).
  - Extensión total de las tuberías y diámetros internos de las mismas.
  - Piezas especiales existentes en todo el desarrollo de la tubería. (Codos, válvulas, etc.)
  - Materia de las tuberías y estado en el que se encuentra.
  - Altura de succión. (Altura existente entre el nivel mínimo del agua a elevar y la bomba).
- ✓ Carga neta de succión positiva disponible  $NPSH_d$
- La presión atmosférica local
  - La presión de vapor del líquido a bombear a la temperatura de operación
  - Pérdidas de carga en la succión
- ✓ Periodo de funcionamiento (Número de horas de trabajo por día)
- ✓ Corriente eléctrica disponible
- Número de fases
  - Voltaje
  - Frecuencia

### **3.5 CAVITACION**

El fenómeno de cavitación se atribuye a la acción mecánica de impactos rápidos, a manera de implosiones o aplastamiento de las partículas de líquido que se forman por la vaporización repentina y condensación súbita de un líquido que fluye en régimen turbulento a través de un ducto o una máquina a presiones cercanas a su presión de

vaporización. La magnitud de tales esfuerzos es capaz de provocar el deterioro de los materiales, erosionándolos, agrietándolos y destruyéndolos en poco tiempo.

La cavitación constituye sin duda uno de los problemas más serios que pueden aparecer en los equipos de bombeo acarreado problemas como la disminución del rendimiento energético, vibraciones, ruidos, desgastes y envejecimientos prematuros.

Las variaciones bruscas de presión en la zona de implosión, hacen sufrir al material fatiga por esfuerzos alternos. Estas fatigas provocan fisuras en los límites intergranulares, así los granos son arrancados y la erosión progresa paulatinamente. El aspecto de la superficie erosionada puede llegar a mostrar cavernas importantes.

Se ha tratado de correlacionar la calidad de los materiales con la resistencia a la cavitación. Sin embargo, debe quedar bien claro que mejorando el material alargaremos la vida del impulsor, pero no habremos resuelto el problema de cavitación, debido a las bajas presiones en la aspiración.

Las mejores aleaciones son las que tienen límite de fatiga elevado. En particular las heterogeneidades en la distribución del grano favorecen la aparición de cavidades pequeñas y son desfavorables ante la cavitación. Por el contrario una estructura homogénea con grano fino es la más favorable.

La siguiente lista clasifica una serie de materiales en orden creciente con respecto a su resistencia a la cavitación.

Fundición gris

Bronce Ordinario

Bronce alumínico

Acero moldeado

Acero al 13% de cromo

Acero inoxidable 18/8

### **3.6 CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA DISPONIBLE ( $NPSH_d$ )**

La carga neta de succión positiva disponible,  $NPSH_d$  (por sus siglas en inglés), es la presión disponible para forzar un caudal determinado a través de la tubería de succión, al

ojo del impulsor, cilindro o carcasa de la bomba. Cuando el agua llega al impulsor, este le transfiere su energía cinética, acelerando el flujo e incrementando las pérdidas de carga por fricción en la tubería. Si las pérdidas de carga en la línea de succión y la posición de la bomba con respecto al nivel del líquido a bombear son grandes, la carga neta disponible puede disminuir hasta alcanzar la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, produciéndose entonces el fenómeno de cavitación. La figura 13 ilustra estas limitantes a las condiciones de succión.

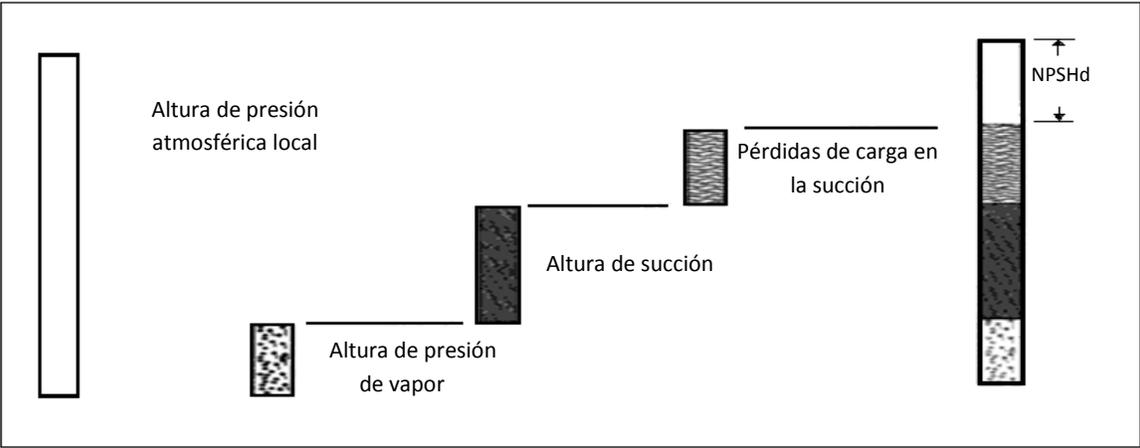


Figura 13, Disminución del  $NPSH_d$  de acuerdo a las condiciones de succión.

**3.7 CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA REQUERIDA ( $NPSH_r$ )**

Las bombas podrán ser instaladas en la elevación inferior o superior de las aguas que serán bombeadas figura 14. En el primer caso, habrá succión propiamente dicha (succión negativa), En el segundo caso (succión positiva), las bombas quedarán ahogadas, recomendándose la instalación de válvulas de compuerta en las tuberías de admisión.

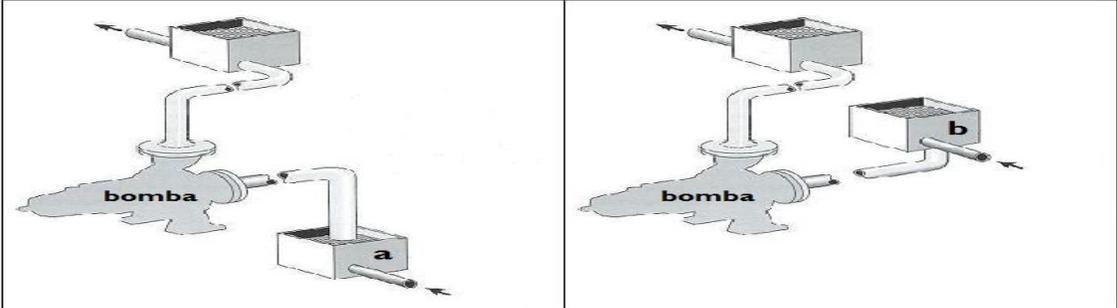


Figura 14, Configuraciones para la succión de la bomba a) Succión negativa, b) Succión positiva

La carga neta de succión requerida corresponde a la carga de succión mínima que requiere la bomba para mantener un funcionamiento estable. El fin práctico del  $NPSH_r$  es poner limitaciones a las condiciones de succión, para que se mantenga la presión a la entrada del impulsor de la bomba por encima de la presión de vapor del líquido bombeado. El  $NPSH_r$  lo determina el fabricante. Es importante notar que la cavitación se inicia siempre que el  $NPSH_d \leq NPSH_r$ , por lo tanto el diseño de la estación de bombeo debe acoplarse a esos requisitos minimizando la altura de succión y las pérdidas de carga.

### 3.8 ALTURA MAXIMA DE SUCCION DE LA BOMBA

Corresponde a la altura máxima que puede existir entre la línea de centro de la bomba y el nivel del líquido a bombear, con el fin de evitar la cavitación.

De acuerdo a la figura 6.6, calcularemos el  $NPSH_d$  con la siguiente expresión:

$$NPSH_d = H_{atm} - H_v - H_s - h_{ps} \quad (15)$$

La condición para evitar la aparición de la cavitación es:

$$NPSH_d > NPSH_r$$

Sustituyendo dicha condición en la ecuación (15) tenemos:

$$NPSH_r < H_{atm} - H_v - H_s - h_{ps} \quad (16)$$

Por lo tanto la altura máxima de succión queda definida como:

$$H_s < H_{atm} - H_v - NPSH_r - h_{ps} \quad (17)$$

### 3.9 INFLUENCIA DE LA ALTITUD SOBRE LA PRESION ATMOSFERICA

La influencia de la variación de la presión atmosférica con la altitud del lugar en el que se instala la bomba es importante. “Una aproximación muy común para alturas pequeñas hasta los 11,000 metros en la atmósfera terrestre (tropósfera), es la ecuación 18, que considera que la temperatura atmosférica media disminuye linealmente con la altura.”<sup>3</sup>

<sup>3</sup> WHITE, Frank M.; Mecánica de Fluidos; Madrid, 2004; McGraw-Hill, 5ª Ed., P 68.

$$H_{\text{atm}} = H_0 \left( 1 - \frac{Bh}{T_0} \right)^{5.26} \quad [\text{Pa}] \quad (18)$$

### 3.10 PRESION DE VAPOR DE UN FLUIDO

Una propiedad de todos los fluidos es la presión absoluta a la cual el fluido comienza a evaporarse, dado un valor de temperatura. La figura 15 muestra como aumenta presión de vapor del agua con la temperatura.

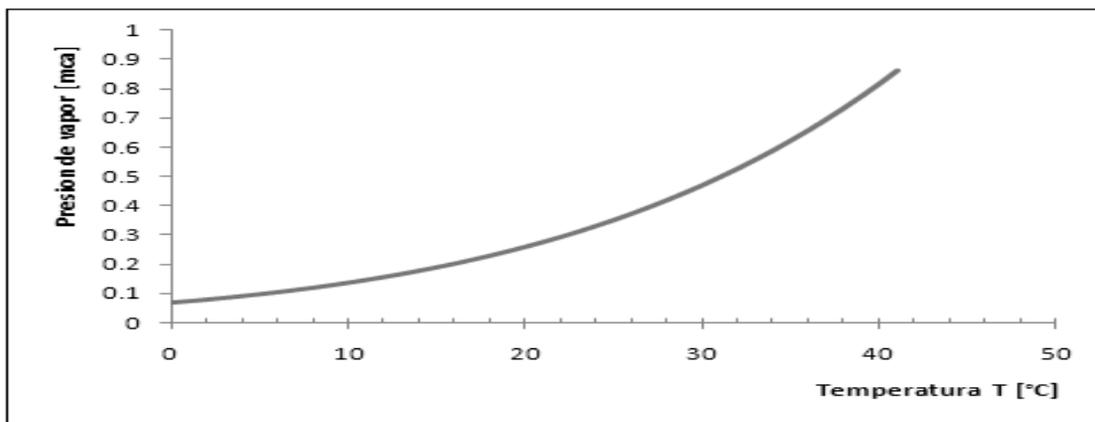


Figura 15, Variación de la presión atmosférica en función de la temperatura ambiente.

### 3.11 SUMERGENCIA MINIMA DEL TUBO DE ASPIRACION

Otro de los aspectos que hay que cuidar es que “el tubo de aspiración este por debajo de la superficie libre del fluido con una adecuada sumergencia, para evitar la formación de vórtices y remolinos que hacen descender la superficie del liquido aspirado.”<sup>4</sup> La sumergencia mínima se puede calcular usando la siguiente expresión:

$$S = \frac{v^2}{2g} + 0.2 \quad (19)$$

Debe tomarse en cuenta que para evitar la entrada de aire el valor mínimo a sumergir del tubo de succión estará dado por  $S \geq 2.5D + 0.1$ , pues cuando el tubo de aspiración no alcanza la sumergencia mínima podremos observar:

<sup>4</sup> DE AZEVEDO NETTO J.M. y ACOSTA ALVAREZ Guillermo; Manual de Hidráulica, México, 1975; Harla, P 250.

- Fluctuaciones de caudal.
- Ruidos y vibraciones con potencia variable en el motor, la cual se detecta por la corriente en línea.
- Formación de remolinos visibles o bajo superficie.

### 3.12 PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO DE BOMBEO EN UN SISTEMA HIDRAULICO.

La curva característica de una bomba puede ajustarse a una ecuación parabólica de la forma  $H = EQ^2 + F$ , que nos indica la carga que ese equipo puede alcanzar en función de un caudal entregado, figura 16.

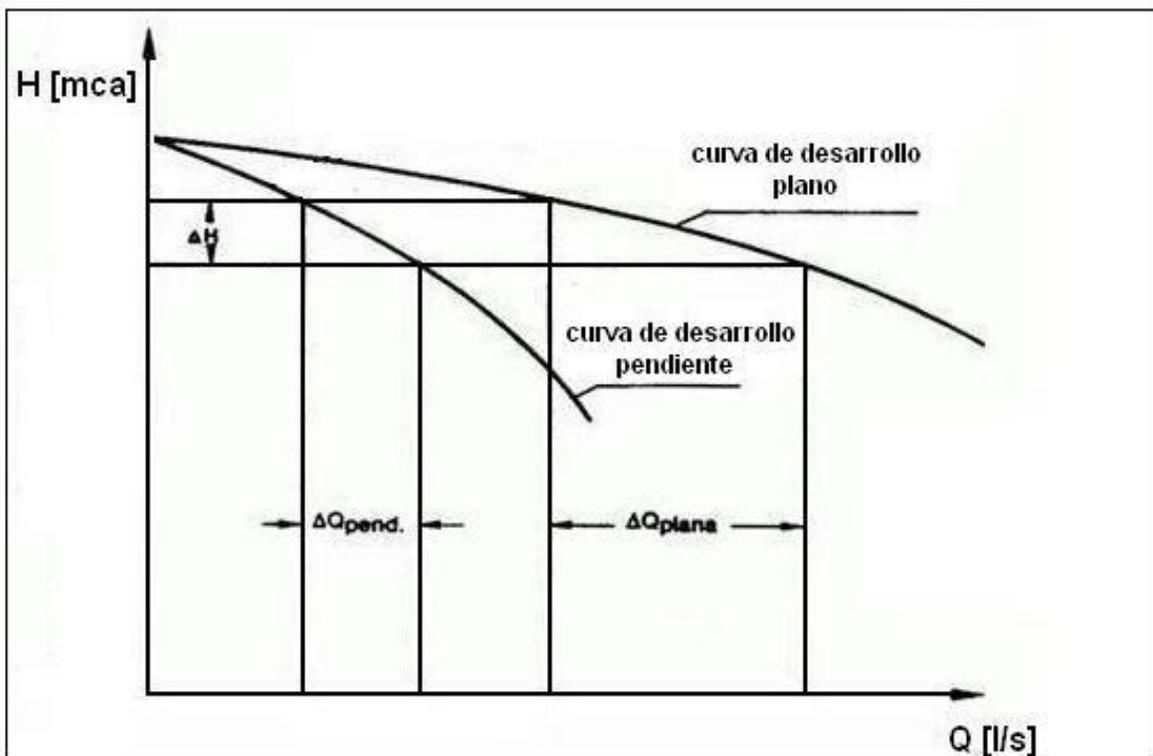


Figura 16, Curvas características de diferentes bombas

La carga  $H$  del sistema también puede ser representada por una función  $H(Q)$ , puesto que las pérdidas de carga tanto en las tuberías como en los accesorios varían en función de la magnitud del caudal que circula por su interior. A esta función se le conoce como curva del sistema. Para la obtención del punto de funcionamiento se debe encontrar la intersección de las dos curvas características por medio de la resolución algebraica de las mismas.

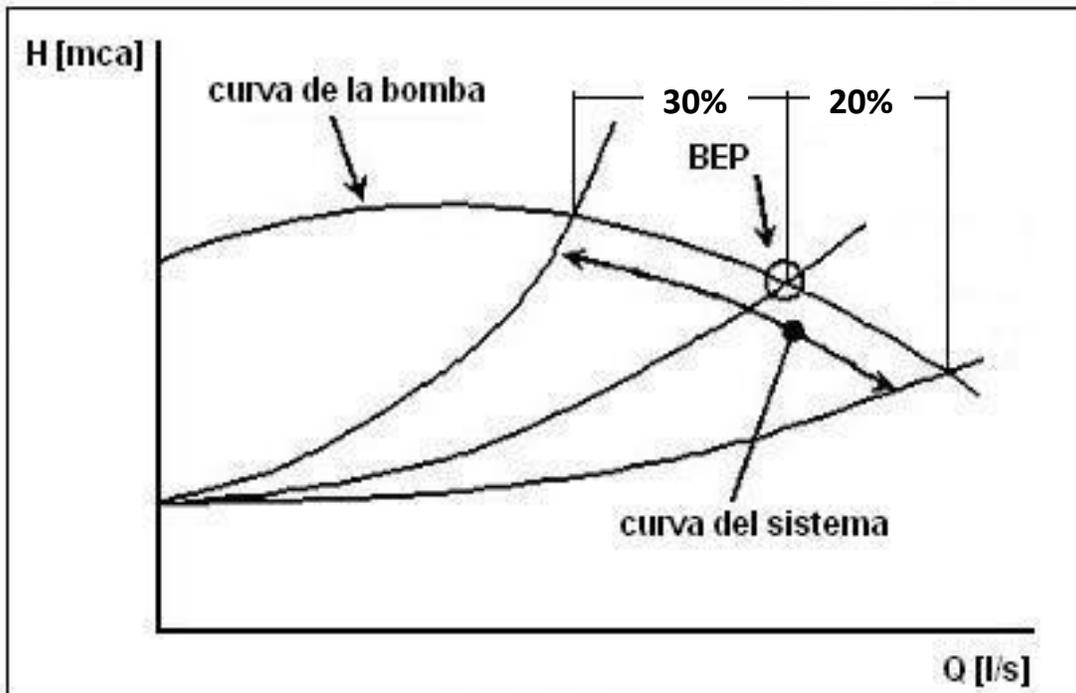


Figura 17, Punto de operación del sistema.

Cuando el punto de operación está muy alejado del punto de máximo rendimiento, quiere decir que la bomba seleccionada no es la adecuada para las condiciones y características del sistema de bombeo. “Para aquellos equipos con velocidad específica menor a 5200 (SI), el caudal no debe disminuirse más de un 30%, ni incrementarse más de un 20%, Figura 17, con respecto al caudal del punto de operación del sistema, BEP. Para bombas cuya velocidad específica supera este valor la región de operación óptima se reduce en al rango comprendido entre el 75% y el 115% del BEP.”<sup>5</sup>

<sup>5</sup> JONES G, SANKS R, TCHOBANOGUOS G, BOSSERMAN II B; Pumping Estation Design; 2008; Butterworth-Heinemann; 3ª Ed p 12.52.

### 3.12.1 BOMBAS EN SERIE Y EN PARALELO.

Los diferentes tipos de bombas pueden acoplarse en arreglos en serie y en paralelo. El acoplamiento en serie lo realizamos con el objetivo de aumentar la altura de bombeo, y el acoplamiento en paralelo se utiliza cuando hay necesidad de aumentar el gasto entregado por la instalación. Cuando una sola bomba es capaz de proporcionar el gasto o caudal requerido, pero no la altura de elevación, se pueden acoplar dos o más bombas en serie.

La curva característica del acoplamiento de bombas, figura 18, se obtiene sumando las ordenadas de las curvas características de cada una de ellas para cada gasto, pues este es el mismo para cada bomba.

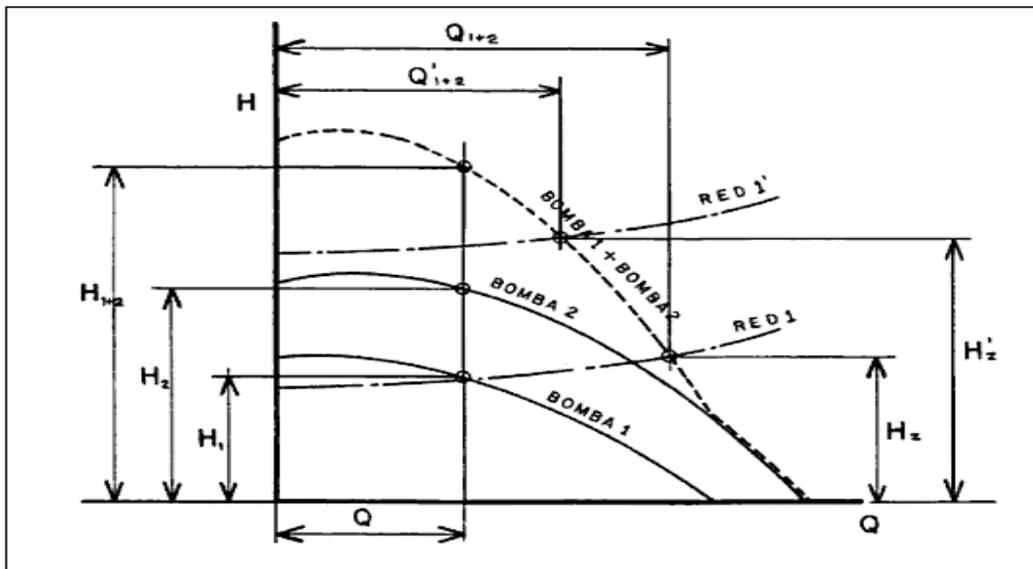


Figura 18, Obtención de la curva característica de un arreglo de bombas en serie.

Cuando una sola bomba es capaz de dar la altura de elevación requerida, pero no es capaz de dar el gasto o caudal necesario, se pueden acoplar dos o más bombas en paralelo. En estas condiciones la altura de descarga de todos los equipos acoplados es la misma y el caudal resultante es la suma de los gastos o los caudales de cada una de las bombas. La curva característica de este acoplamiento, fig. 19, se obtiene sumando las abscisas de las curvas características de cada una de las bombas.

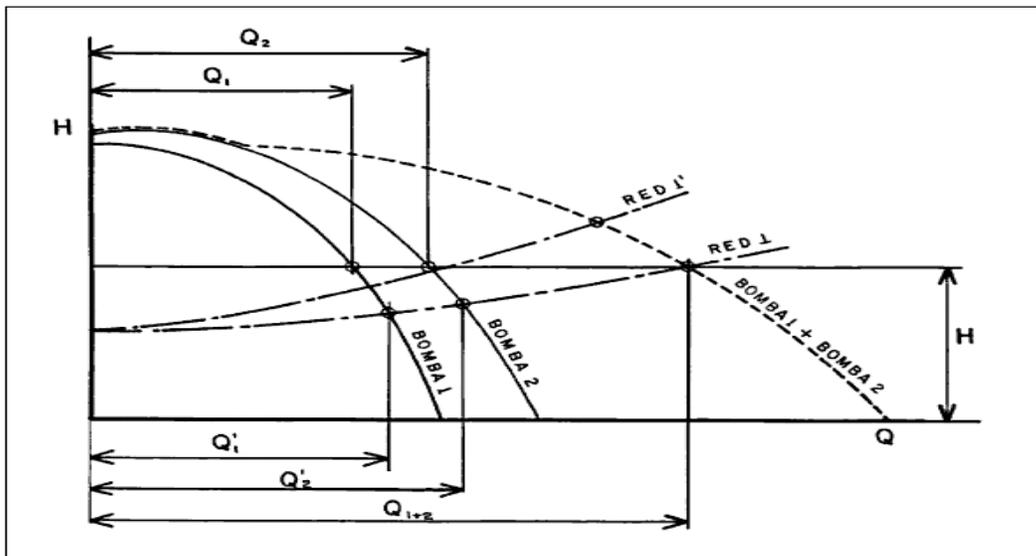


Figura 19, Obtención de la curva característica de un arreglo de bombas en paralelo.

En ambos casos podemos trazar la curva característica del sistema, y así encontrar el punto de operación de todo el sistema.

### 3.13 LA ESTACION DE BOMBEO

Al proyectarse una estación de bombeo, se deben hacer consideraciones preliminares como las necesidades que deben cubrirse, el número de equipos requeridos y el periodo de operación de los mismos, para lograr un sistema funcional y eficiente atendiendo los recursos disponibles.

La selección del diámetro óptimo de tubería en las estaciones de bombeo, influye directamente en el consumo de energía de estas, a lo largo de toda su vida útil. Como consecuencia de la selección del diámetro óptimo de la tubería, las velocidades de los fluidos, en estos casos son relativamente bajas (0.65 – 1.5 m/s).

Por lo tanto las consideraciones económicas son un factor de suma importancia, ya que al aumentar el diámetro de la tubería las pérdidas de carga disminuyen, disminuyendo con ellas los gastos de operación del sistema, pero el costo de inversión aumenta.

De esta manera el diámetro óptimo se elige con base en un análisis de diámetro económico, con el cual se reduce al mínimo la suma de los costos de la instalación y de la energía perdida por rozamiento.

La figura 20 muestra la curva de comportamiento del costo anual ponderado CA, del sistema en función del diámetro de la tubería. Dicha curva es el resultado de sumar el costo anual de la potencia perdida CAE y el costo anual ponderado de la estación de bombeo CAI. Podemos observar que el diámetro óptimo de la tubería lo encontramos donde la curva CA alcanza su valor mínimo.

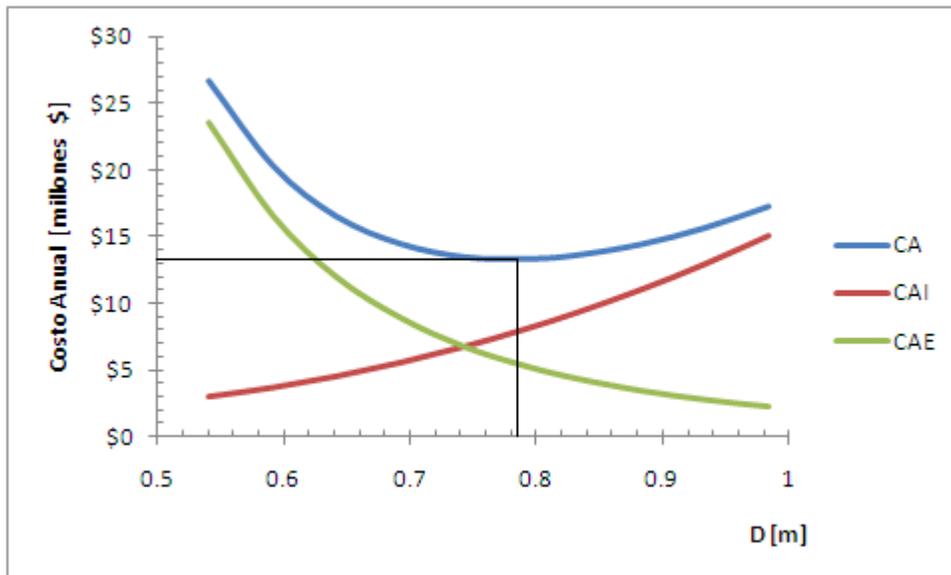


Figura 20, Análisis de diámetro económico de una estación de bombeo.

### 3.13.1 PIEZAS ESPECIALES

Las tuberías y los accesorios de acero, con bridas son más recomendables que las uniones roscadas.

Si el sistema de tubería es rígido, se deben proveer anclajes en los codos y cambios de dirección.

Cuando la bomba es instalada por encima del agua a bombear, es indispensable la instalación de válvulas de pie o dispositivos especiales para cebar la bomba. Por el

contrario si la bomba es ahogada, se recomienda instalar una válvula de cierre en la succión.

Los diámetros de las entradas y salidas de las bombas no deben ser tomados como indicaciones para los diámetros de las tuberías de succión y descarga. Comúnmente se adoptan diámetros mayores para las tuberías con el objeto de reducir las pérdidas de carga.

Cuando las tuberías son de diámetro grande, de tal forma que dificultan el paso por encima o por debajo de ellas, entonces se deben proveer escaleras en los sitios que se requieran.

La tubería de succión debe ser lo más corta posible y cuando es necesario utilizar piezas de reducción de diámetro en la entrada de la bomba deben ser de tipo excéntrico y conectada a un tramo recto de tubería de longitud suficiente, entre la reducción y la bomba, para prevenir la formación de bolsas de aire ( $L > D$ ), figura 21.

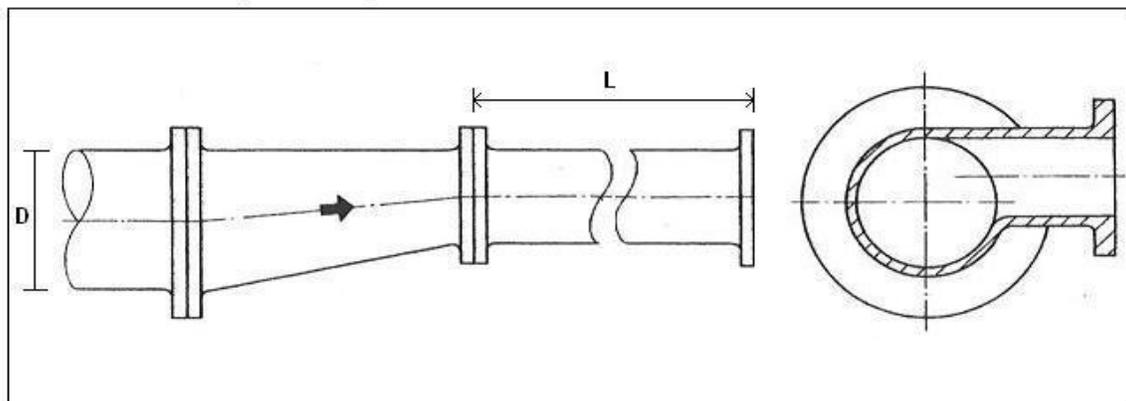


Figura 21, Tubería recta necesaria para acoplar una reducción excéntrica a la bomba

No deben ser instaladas curvas horizontales, codos o tés, junto a la entrada de las bombas. En las tuberías de bombeo deben ser instaladas válvulas de retención o válvulas especiales de cierre hermético, válvula check, para impedir el retorno del líquido a través de las bombas, las válvulas de compuerta deben estar asentadas después de esas válvulas. Si fuesen previstos golpes de ariete elevados, deberán ser considerados dispositivos para atenuarlos.

Los dispositivos de medición de presión y velocidad que permiten monitorear el comportamiento del sistema, deben ser capaces de entregar una cierta exactitud. Por tal

motivo deben ser localizados en puntos donde exista un flujo suave y regular, siendo necesaria la instalación de tramos rectos de tubería que nos permitan lograr tales condiciones. La figura 22, muestra el arreglo requerido para obtener mediciones aceptables.

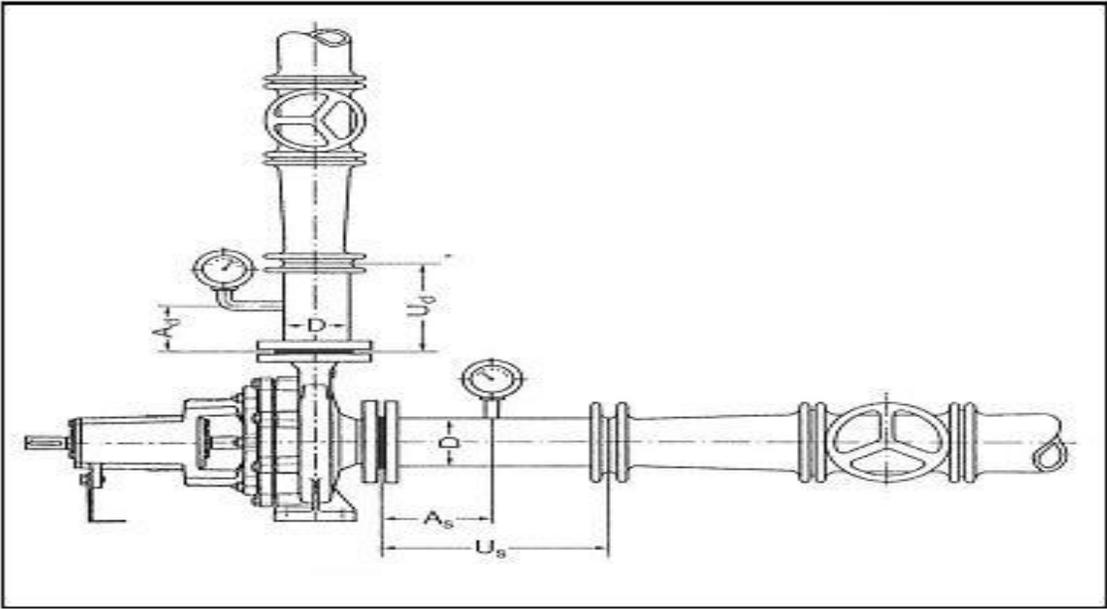


Fig. 22, Localización recomendada de los instrumentos de medición

De acuerdo a la norma internacional ISO 9906 para obtener una prueba aceptable, la localización de los instrumentos de medición y las longitudes mínimas de tubería para obtener un flujo no turbulento debe cumplir los criterios que muestra la tabla 3.3.

Tabla3.3 Criterios para obtener una prueba de medición aceptable, en múltiplos del diámetro D

DISTANCIA DE LOS INSTRUMENTOS DE MEDICION A LA BRIDA DE LA BOMBA		LONGITUD DE TUBERÍA POR AGREGAR DESPUÉS DE LA BRIDA	
$A_s/D$	$A_d/D$	$U_s/D$	$U_d/D$
2	2	2.5	2.5

### 3.14 PROTECCION DE LA ESTACION DE BOMBEO

Se denomina golpe de ariete al choque violento que se produce sobre las paredes de un conducto forzado, cuando el movimiento del fluido es modificado bruscamente.

Es esencial proteger la tubería de descarga de la estación de bombeo contra el fenómeno de golpe de ariete, el cual se presenta en el sistema debido al cierre o apertura de las válvulas o a una falla repentina de la energía eléctrica que cause la parada repentina de las bombas, en cuyo caso debido a la inercia de las partes rotativas del conjunto de elevación la velocidad de las bombas comienza a disminuir, reduciéndose rápidamente el caudal. La columna líquida continúa subiendo por la tubería hasta que la inercia es vencida por la acción de la gravedad. Durante este periodo se verifica una descompresión en el interior de la tubería, enseguida ocurre la inversión en el sentido del flujo y la columna líquida vuelve a las bombas. No existiendo válvula de retención, las bombas entonces comenzarían a funcionar como turbinas, girando en sentido contrario. Con excepción de los casos en que la altura de elevación es pequeña, con descarga libre, en las líneas de bombeo son instaladas válvulas de retención, con el objeto de evitar el retorno del líquido a través de las bombas.

Los efectos indeseados del golpe de ariete pueden ser controlados con diferentes métodos, siendo los más empleados los volantes de inercia en plantas de bombeo pequeñas y las cámaras de aire para plantas de bombeo de gran tamaño.

#### 3.14.1 MECANISMO DEL FENOMENO DE GOLPE DE ARIETE

En la figura 23 se puede observar que después del cierre de la válvula se produce la transformación súbita de energía cinética a energía de presión.

Si  $H_a$  es la fuerza de presión, sobre el área  $A$  de la pared del tubo, que produjera la masa de agua contenida en el y cuya velocidad decrece en  $dv$  durante el intervalo  $dt$ . En un instante de tiempo muy corto la sobrepresión resultante alcanzará valores muy grandes, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$H_a = \frac{m dv}{A dt} \quad (20)$$

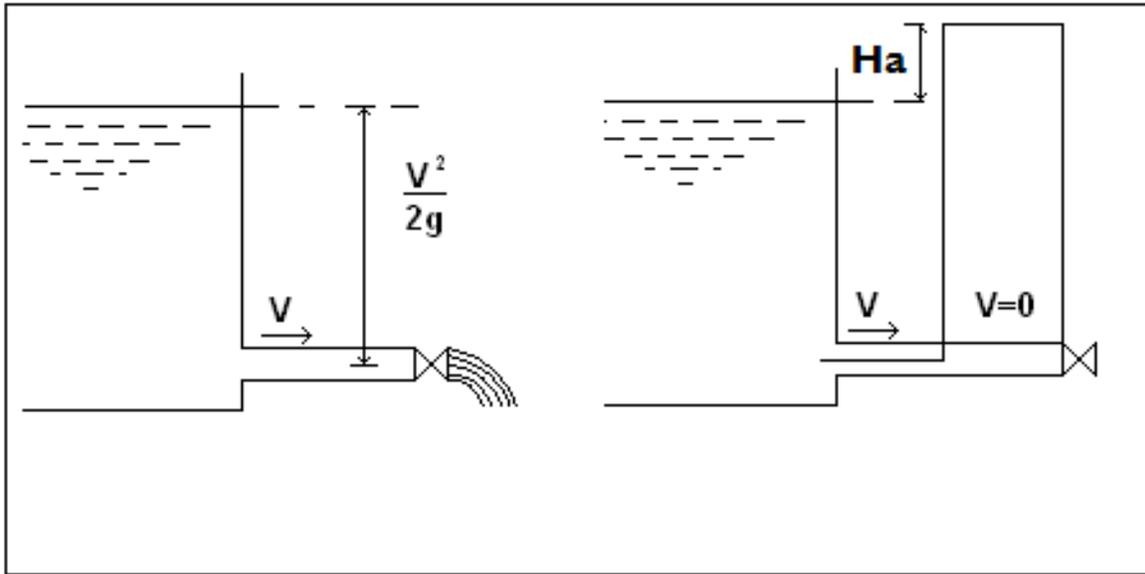


Fig. 23, Sobrepresión después del cierre de la válvula

En la práctica, el cierre siempre lleva algún tiempo por pequeño que sea, además de que parte de la energía se transformará en esfuerzos de compresión del agua y deformación de las paredes de la tubería.

Si imaginariamente dividimos la columna de agua contenida en la tubería de conducción en láminas que se encuentran en contacto una tras otra desde la descarga de la bomba hasta el depósito, con el cierre de la válvula, la lámina de agua que está en contacto con la compuerta se comprime y su energía de velocidad  $v$  se convierte en energía de presión, ocurriendo simultáneamente la dilatación del tubo y esfuerzos internos en la lámina (deformación elástica). Lo mismo sucederá con las láminas subsecuentes, propagándose una onda de presión hasta la lámina  $n$  ubicada junto al depósito.

En un segundo tiempo la lamina  $n$  debido a los esfuerzos internos y a la elasticidad del tubo tiende a salir en dirección al depósito con velocidad  $-V$ , lo mismo ocurre con las laminas  $n-1, n-2, \dots, 4, 3, 2, 1$ . Mientras tanto la lámina 1 había quedado con sobrepresión durante el tiempo

$$T = \frac{2L}{C} \quad (21)$$

Donde T es conocido como el periodo de la tubería y C como la velocidad de propagación de la onda, generalmente denominada celeridad.

Existe entonces esa tendencia del agua a salir de la tubería por el lado abierto de la línea de conducción, como el otro extremo del tubo está cerrado por la válvula habrá una depresión interna. En estas condiciones  $-v$  es convertida en onda de depresión.

Debido a la depresión en la tubería, el agua tiende a ocuparla nuevamente, volviendo a chocar con la válvula las laminas de agua, nuevamente con velocidad  $v$ .

En la práctica la fricción a lo largo de la tubería contribuye a amortiguar los golpes sucesivos.

El cálculo riguroso en una instalación de bombeo exige el conocimiento previo de los datos relativos al sistema de bombeo, que influyen en el fenómeno:

- El momento de inercia del motor y las partes rotativas de la bomba
- Características internas de la bomba (efectos sobre la disipación de energía y su funcionamiento como turbina).
- Condiciones de la bomba en la línea de descarga y el comportamiento de la onda de presión.

Antes de adquirir las bombas y conocer sus características, apenas se puede hacer una consideración del golpe de ariete con base en los datos del último punto, de manera aproximada.

La celeridad C o velocidad de propagación de la onda, en tuberías de acero, puede ser calculada por la conocida formula de Allievi <sup>6</sup>

$$C = \frac{9900}{\sqrt{48.3 + 0.5 \frac{D}{e}}} \quad (22)$$

<sup>6</sup> DE AZEVEDO NETTO J.M. y ACOSTA ALVAREZ Guillermo; Manual de Hidráulica, México, 1975; Harla, P 294.

La sobrepresión máxima ocurre cuando el cierre de la válvula es rápido, esto es, el tiempo de la maniobra  $\tau$  es menor al periodo de la tubería

$$\tau < \frac{2L}{C} \quad (23)$$

La sobrepresión máxima en el extremo de la tubería puede ser calculada por la expresión

$$H_a = \frac{Cv}{g} \quad (24)$$

Con el objetivo de limitar el golpe de ariete en las instalaciones de bombeo, se puede tomar distintas medidas de protección como por ejemplo:

- Instalación de válvulas de no retorno de cierre rápido
- Empleo de tubos capaces de resistir la presión máxima prevista
- Adopción de aparatos que limiten el golpe de ariete, tales como válvulas de alivio, volantes de inercia en el conjunto de elevación, etc.
- Construcción de cámaras de compensación o pozos de oscilación.
- Empleo de cámaras de aire comprimido.

Una de las medidas más eficaces y la que analizaremos es el acoplar cámaras parcialmente llenas de aire comprimido, en la parte inicial de la tubería de conducción.

Después del corte de energía eléctrica al expandirse el aire aporta su energía potencial a la continuidad del movimiento del fluido, y en su compresión absorbe gran parte de la energía de la gravedad, sirviendo de freno en el retroceso del agua.

Es difícil evitar permanentemente las fugas de aire del recipiente y su disolución en el agua es constante, motivo por el cual es necesario incorporar una membrana para reducir la necesidad de una reposición periódica y a veces muy frecuente del aire comprimido. Aun así se requiere la incorporación de un compresor y un sistema de control automático para garantizar una vigilancia continua.

### 3.14.2 ANALISIS DE LA CAMARA DE AIRE

Una cámara de aire instalada en la línea de conducción de una planta de bombeo puede encontrarse en cuatro estados principales, los que determinan las presiones a las que estará expuesta la cámara y el volumen requerido de la misma.

Estado 1	$P_1, V_1$	Tubería vacía, $P_1$ estado inicial
Estado 2	$P_2, V_2$	Equipo en servicio, tubería llena. $P_2$ presión de operación
Estado 3	$P_3, V_3$	Corte de corriente. $P_3$
Estado 4	$P_4, V_4$	Sobrepresión por golpe de ariete, $P_4$ presión máxima prevista

La figura 24 muestra los cuatro estados anteriores de una cámara de aire acoplada como elemento de protección contra el golpe de ariete en la línea de conducción de una estación de bombeo.

El estado 1 o estado inicial, ocurre cuando la tubería está vacía. Una vez puesto en marcha el sistema, este pasara del estado 1 al estado 2 que es la condición de servicio. Al ocurrir un corte de energía eléctrica comienza el proceso de expansión del aire contenido dentro de la cámara de aire, con lo que se expulsa el agua contenida en el interior de la misma y evitando así el vacío al interior de la tubería alcanzándose el estado 3. Inmediatamente inicia el proceso de compresión de aire que limitará el choque violento de la onda de presión en el interior de la tubería hasta alcanzar el estado 4.

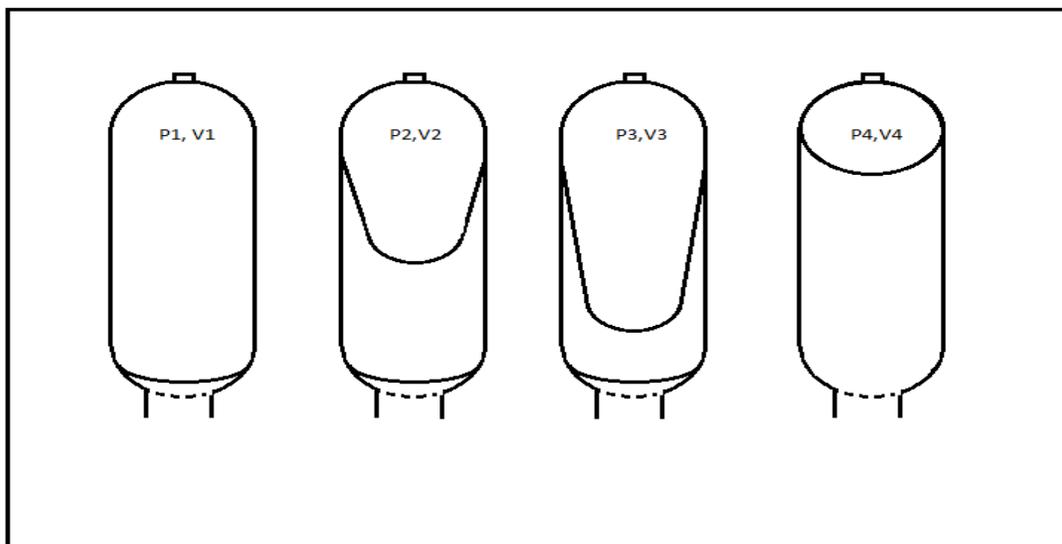


Figura 24, Comportamiento de la cámara de aire acoplada al sistema

Debido a la existencia de la membrana, podemos considerar la compresión como un proceso adiabático, por lo tanto cumple con la ley de Boyle – Mariotte.

$$PV^n = Cte \quad (25)$$

De esta forma tenemos:

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = P_3 V_3^n = P_4 V_4^n = Cte$$

$$V_2 = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} V_1$$

$$V_3 = \left( \frac{P_1}{P_3} \right)^{\frac{1}{n}} V_1$$

$$V_4 = \left( \frac{P_1}{P_4} \right)^{\frac{1}{n}} V_1$$

El volumen de la cámara requerida para realizar una adecuada protección del sistema se determinará por medio del siguiente balance energético:

$$E_{ci} + E_e = E_{co} + E_p \quad (26)$$

Las dos primeras prolongan el ascenso del agua por la tubería, mientras que las otras dos se oponen al mismo.

Sería importante la aportación de energía a causa de la inercia del conjunto bomba - motor, pero al estar acoplada la cámara de aire en la línea de conducción, la presión del aire contenido en dicha cámara cierra instantáneamente la válvula de retención e impide la entrada posterior de agua en la tubería. Tampoco se consideran las energías procedentes de la contracción del conducto y expansión del agua al inicio debido a que estas se compensan con las energías de compresión del agua y dilatación del tubo en el segundo instante.

La energía cinética del agua en movimiento está dada por:

$$E_{ci} = \frac{mv^2}{2} = \frac{2\rho LQ^2}{\pi D^2} \quad (27)$$

El trabajo realizado en el sistema por la expansión del aire al pasar del estado 2 al estado 3 lo podemos calcular usando la siguiente expresión:

$$E_e = W_{2-3} = \left(\frac{1}{n-1}\right) \left(P_1^{\frac{1}{n}}\right) \left(P_2^{\frac{n-1}{n}} - P_3^{\frac{n-1}{n}}\right) (V_1) \quad (28)$$

Parte de esa energía será almacenada por el aire durante el retroceso del agua debido a la fuerza de gravedad, realizando trabajo de compresión al interior de la cámara, dicha energía la calcularemos con la siguiente relación:

$$E_{co} = W_{3-4} = \left(\frac{1}{n-1}\right) \left(P_1^{\frac{1}{n}}\right) \left(P_3^{\frac{n-1}{n}} - P_4^{\frac{n-1}{n}}\right) (V_1) \quad (29)$$

La otra parte de la energía será disipada durante el recorrido del agua a lo largo de la tubería, por lo que la calcularemos como una porción del cambio de volumen al pasar del estado 3 al estado 4, quedando definida por:

$$E_p = (V_1) \left(P_1^{\frac{1}{n}}\right) \left(P_3^{\frac{1}{n}} - P_4^{\frac{1}{n}}\right) \cdot H_{pp1} \quad (30)$$

Donde  $H_{pp1}$  es la pérdida de carga en la línea de conducción en Pascales [Pa].

De esta manera basta despejar a  $V_1$  de la ecuación de balance de energía, pues todos los demás valores son conocidos.

### 3.14.3 BOQUILLA DE ENTRADA DE LA CAMARA DE AIRE

Con el propósito de contrarrestar los efectos del golpe de ariete, la cámara de aire deberá suministrar un gasto equivalente al gasto de diseño  $Q$  [ $m^3/s$ ] proporcionado por las bombas, para poder llenar el volumen de vacío generado por al iniciar los acontecimientos del fenómeno de golpe de ariete.

Aplicando el teorema de Bernoulli, la velocidad del agua a la salida de la cámara de aire está definida por la siguiente expresión:

$$v_s = k \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (31)$$

Donde  $\Delta P$  es la diferencia de presión existente entre el interior de la cámara de aire, que se encuentra a la presión de servicio  $P_2$  y la línea de conducción que se encuentra a una presión  $P_3 = Z_B - H_a$ .

La constante  $k$  corresponde a la pérdida de carga debida a un ensanchamiento brusco.

Despejando obtenemos que el diámetro mínimo de la boquilla está dado por:

$$D_b = \sqrt[4]{\frac{8Q^2 \rho}{\pi^2 k^2 \Delta P}} \quad (32)$$

## 4 CALCULO Y CONFIGURACION DEL SISTEMA

El sistema en estudio contempla 6+1 bombas horizontales. Dicho sistema debe proporcionar una carga neta de succión positiva disponible  $NPSH_d$ , mayor a la carga neta de succión positiva requerida  $NPSH_r$  por el equipo de bombeo, que en las grandes plantas de bombeo alcanza valores considerables.

La figura 25 nos muestra la configuración del sistema de bombeo, donde las bombas son alimentadas por un tanque de succión con el nivel de agua por encima de la bomba, que cumple la condición  $NPSH_d > NPSH_r$ , garantizando así que no se presentara el fenómeno de cavitación.

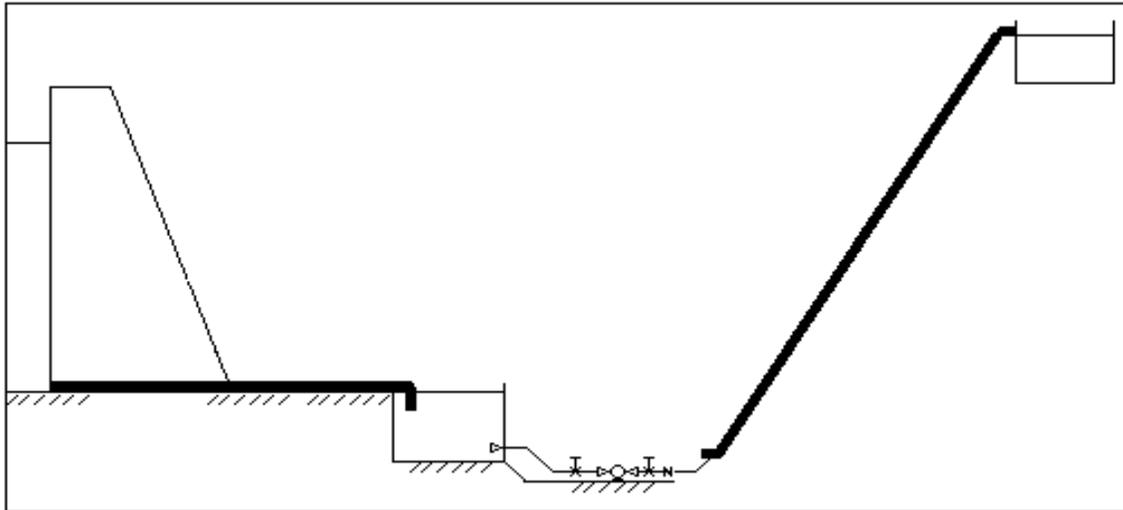


Figura 25, Configuración de la planta de bombeo

### 4.1 CALCULO DE LOS DIAMETROS DE LAS TUBERIA

#### 4.1.1 SUCCION

Para determinar el diámetro de la línea de succión nos basamos en el rango de velocidades (2.3 a 2.5 m/s) permitidas por el solicitante. Tomando el valor promedio del rango permitido tenemos  $V = 2.4 \text{ m/s}$  y  $Q = 0.933 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Despejando el diámetro de la ecuación de continuidad

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{V\pi}}$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior para una velocidad de 2.4 m/s obtenemos un diámetro de 0.7035 m.

No existe una tubería de fabricación estándar con un diámetro interior de esas dimensiones por lo cual es necesario calcular la velocidad obtenida con los diámetros superior e inferior de tubería, la tabla 4.1 los resultados.

Tabla 4.1 Cálculo del diámetro de la tubería de succión

	DIÁMETRO NOMINAL (in)	D INTERNO (m)	v (m/s)
Diámetro calculado	No existe	0.70350	2.4
Diámetro superior	30	0.74295	2.15
Diámetro inferior	28	0.69215	2.48

La tubería con diámetro nominal de 28" cumple con las especificaciones.

#### 4.1.2 DESCARGA

De manera análoga, el cálculo del diámetro de descarga de la bomba lo realizaremos con base en el valor promedio de velocidades permitidas (3 a 4.5 m/s).  $v = 3.75$  m/s,  $Q = .933$  m<sup>3</sup>/s.

Con estos valores obtenemos los siguientes resultados:

Tabla 4.2 Cálculo del diámetro de la tubería de descarga

	DIÁMETRO NOMINAL (in)	D INTERNO (m)	v (m/s)
Diámetro calculado	No existe	0.573786	3.75
Diámetro superior	24	0.590550	3.41
Diámetro inferior	22	0.539750	4.08

En este caso ambas medidas comerciales, superior e inferior, nos proporcionan velocidades dentro del rango de velocidades permitidas, de los cuales elegimos la tubería de diámetro nominal de 22".

#### 4.1.3 CONDUCCION

El diámetro de la línea de conducción debe ser tal que nos permita garantizar que las pérdidas de carga por fricción tengan como valor máximo el 1 % de la carga de bombeo estática  $H = 259$  m. Las condiciones de diseño son las siguientes:

Longitud de la tubería  $L = 2700$  m, flujo requerido  $Q = 5.60$  m<sup>3</sup>/s, T agua 20° C, viscosidad cinemática del agua a 20°  $\nu = 1.04 \times 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s, el material de construcción de la tubería es acero al carbón con rugosidad  $\epsilon = 4.58 \times 10^{-5}$  m.

Aplicando la ecuación 4 para calcular las pérdidas de carga tenemos:

$$h_{pp} = \frac{8fLQ^2}{g\pi^2D^5} = 2.59m,$$

Despejando el diámetro tenemos

$$D = \sqrt[5]{\frac{8fLQ^2}{g\pi^2h_{pp}}}$$

Para el cálculo del factor de fricción  $f$  utilizamos la ecuación 7

$$f = \frac{1.325}{\left[ \ln\left( \frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

Inicialmente proponemos un valor para el factor de fricción. Al sustituir los datos en la ecuación 1 obtenemos un diámetro  $D$  con el que calculamos el número de Reynolds. Con los valores obtenidos podremos obtener de la ecuación de Swamee - Jain otra aproximación al valor del coeficiente de fricción  $f$ . De esta manera mediante una serie de iteraciones nos acercaremos a los valores de  $D$  y  $f$  que nos permitan garantizar la restricción en las pérdidas de carga.

La tabla 4.3 nos muestra los resultados obtenidos ( $f_{inicial} = 0.02$ )

Tabla 4.3, Cálculo del diámetro de la tubería de conducción.

GASTO Q (m <sup>3</sup> /s)	LONGITUD DE LA TUBERIA L (m)	FACTOR DE FRICCIÓN f Colebrook	PERDIDAS DE CARGA H <sub>f</sub>	DIAMETRO DE TUBERIA D (m)	DIAMETRO DE TUBERIA D (in)
5.6	2700	0.010187891	2.59	2.2208	87.43
5.6	2700	0.010497054	2.59	1.9406	76.40
5.6	2700	0.010483011	2.59	1.9522	76.86
5.6	2700	0.010483639	2.59	1.9517	76.84
5.6	2700	0.010483611	2.59	1.9517	76.84

El valor requerido para cumplir con la restricción es de  $D = 1.9517 \text{ m} = 76.84''$ , esta medida no es comercial por lo que se adopta la medida inmediata superior de  $80''$  de diámetro nominal con un espesor de pared de  $1''$  por ser el tamaño comercial que más se aproxima al calculado, el diámetro interior sería de  $78''$ , que garantiza la restricción en las pérdidas de carga.

## 4.2 CARGA DE BOMBEO

### 4.2.1 CARGA ESTÁTICA $Z_B$

Está dada por el desnivel topográfico a vencer. En este caso es de 259 m

### 4.2.2 PERDIDAS DE CARGA EN LATUBERIA $H_{PP}$

Para calcular las pérdidas de carga primarias utilizaremos la ecuación 4 y para calcular el valor del factor de fricción nuevamente ocuparemos la ecuación de Swamee – Jain.

$$H_{pp} = \frac{8fLQ^2}{g\pi^2D^5}$$

El material de construcción es acero al carbón con una rugosidad de  $4.58 \times 10^{-5}$  m

La tabla 4.4 muestra las características físicas de cada una de las líneas de tubería que forman el sistema y las pérdidas de carga generadas por cada una de ellas.

Tabla 4.4, Pérdidas de carga por línea de tubería.

CARACTERÍSTICAS DE LA LINEA	SUCCION	DESCARGA	CONDUCCION
LONGITUD [m]	13.000	7	2700.000
DIAMETRO D [m]	0.697	0.540	1.981
FLUJO Q [m <sup>3</sup> /s]	0.933	0.933	5.600
NUMERO DE REYNOLDS Re [1]	1650282	2116244	3573883
PÉRDIDAS DE CARGA [m]	0.090	0.166	2.403
PERDIDAS PRIMARIAS TOTALES = $H_{PP}$ [m]	2.659		

### 4.2.3 PERDIDAS DE CARGA EN ACCESORIOS $H_{PS}$

Para calcular las pérdidas de carga provocadas por los accesorios utilizamos la ecuación 9

$$H_{PS} = K \frac{v^2}{2g}$$

La tabla 4.5 muestra los cálculos de las pérdidas de carga ocasionadas por accesorios en cada una de las líneas.

Tabla 4.5, Cálculo de pérdidas de carga en accesorios por línea de tubería.

ACCESORIO	K	NO. DE PIEZAS POR LINEA	
		SUCCION	DESCARGA
Codo 45	0.4	2	1
Válvula de compuerta	0.2	1	1
Válvula no retorno	2.5	0	1
Reducción gradual	0.15	1	0
Ampliación concéntrica	0.3	0	1
Confluencia	0.4	0	1
Entrada en tubo	0.5	1	0
Suma de K's		1.65	3.8
Velocidad [m/s]		2.48	4.08
Pérdidas locales [m]		0.517	3.224
Pérdida total del sistema [m] H <sub>PS</sub>		3.741	

#### 4.2.4 CARGA TOTAL DE BOMBEO

La carga total de bombeo será  $H = Z_B + H_{PP} + H_{PS}$

La tabla 4.6 muestra cada una de las cargas que integran la carga total de bombeo del sistema analizado.

Tabla 4.6, Cálculo de la carga total de bombeo del sistema.

CARGA	[m]
Carga estática	259.00
Pérdidas de carga primarias	2.65
Pérdidas de carga en accesorios	3.74
Carga total	265.40

#### 4.3 CURVA DEL SISTEMA

Nuestro sistema se compone de tres líneas de tubería (succión, descarga y conducción) conectadas en serie. Por lo tanto la curva del sistema la obtenemos al graficar la ecuación que resulta de sumar la carga estática más las pérdidas primarias y las causadas por los accesorios de cada una de las líneas.

$$H = 259 + \sum_{i=1}^n \frac{8Q_i^2}{g\pi^2} \left( \frac{f_i L_i}{D_i^5} + \frac{K_i}{D_i^4} \right) \quad (33)$$

La figura 26 nos muestra de manera gráfica y analítica los resultados de sustituir los parámetros de la configuración analizada y separar la ecuación resultante para obtener la curva del sistema en su forma general  $H=EQ^2+F$ .

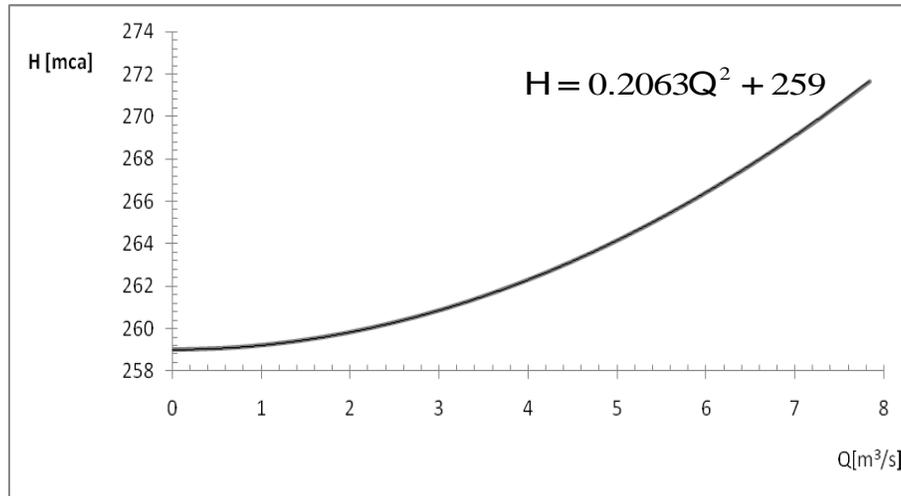


Figura 26, Curva del sistema definido por los requerimientos del solicitante.

#### 4.4 ALTURA MINIMA DEL TANQUE DE SUCCION

Para garantizar que no se presentará el fenómeno de cavitación, fijaremos un valor de  $NPSH_d$  10% mayor al  $NPSH_r$ , garantizando así que la configuración propuesta para el sistema permite lograr los valores de carga neta de succión positiva disponible  $NPSH_d$  requeridos por los equipos de bombeo:

$$NPSH_d = (1.1)NPSH_r,$$

por lo tanto

$$(1.1)NPSH_r = H_{atm} + H_z - H_v - h_{pp},$$

es decir :

$$H_z = (1.1)NPSH_r - H_{atm} + H_v + h_{pp}$$

Con  $H_{atm} = 9.27$  m,  $H_v = 1.15$  m y  $h_{pp} = 0.09$  m.

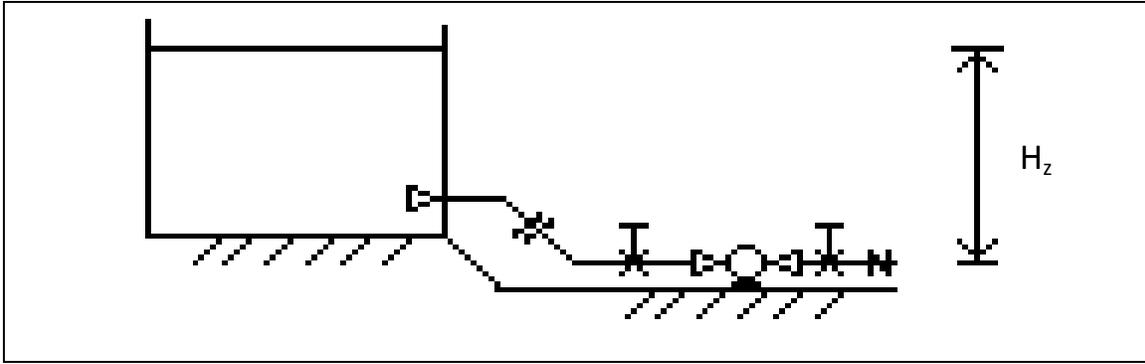


Figura 27, Altura de succión.

De acuerdo con los datos anteriores se tiene que la altura mínima del tanque de succión  $H_z$  para cada una de las opciones se muestra en la tabla 4.7

Tabla 4.7, Altura mínima del tanque de succión

EQUIPO DE BOMBEO	$H_z$ [m]
ZMIP 375/06	15.43
HSB16X18X30A	6.05
RDLOV400-880	0.75

Observamos que el equipo RDLOV400-880 tiene la capacidad de vaciar prácticamente todo el cárcamo de bombeo, sin embargo para evitar la entrada de aire en la succión se debe limitar la altura mínima de succión a un valor de 1.78 m.

## 4.5 DETERMINACION DEL ESPESOR DE TUBERIA

### 4.5.1 PRUEBA HIDROSTATICA

La presión de diseño  $P_d$  de la línea de conducción es de 2.6 Mpa, que es la producida por la carga total de nuestro sistema. Diseñaremos el espesor de la tubería de acero al carbón API-5L Gr B y considerando la presión de la prueba hidrostática  $P_{PH}$ , que es 1.5 veces la presión de diseño,  $P_{PH} = 3.9$  MPa.

El espesor de diseño de la tubería se define como  $e_d = e + e_c$ , donde  $e$  es el espesor de tubería calculado y  $e_c$  es el espesor considerado por corrosión.

El espesor de tubería calculado está dado por

$$e = \frac{PD_i}{2k\sigma_y} \quad (34)$$

Sustituyendo valores de nuestro sistema obtenemos los siguientes resultados

Tabla 4.8. Cálculo del espesor de pared por línea de tubería.

CARACTERISTICAS DE LA LINEA	SUCCION	DESCARGA	CONDUCCION
PRESION INTERNA [Mpa]	0.263	3.900	3.900
DIAMETRO INTERNO DE LA LINEA [m]	0.697	0.540	1.981
ESFUERZO DE CEDENCIA DEL MATERIAL [Mpa]	241.00	241.00	241.00
FACTOR DE DISEÑO k	0.500	0.500	0.500
ESPESOR CALCULADO DE LA TUBERIA e[mm]	0.761	8.739	32.058
ESPESOR DE TUBERIA SELECCIONADO e [in]	$\frac{3}{8}$ "	$\frac{3}{8}$ "	$1 \frac{3}{8}$ " *

\* Espesores de pared mayores a 1" deben solicitarse sobre pedido

Para las líneas de succión y descarga seleccionamos el espesor comercial estándar de  $\frac{3}{8}$ ". Para la línea de conducción podemos observar que el espesor de 1" propuesto inicialmente no será suficiente y habrá que tomar un espesor de  $1 \frac{3}{8}$ " para garantizar que nuestra línea soportará la prueba hidrostática. El incremento del espesor de la línea de conducción tendrá como consecuencia que el diámetro interior de la tubería se reduzca quedando de 1.962 m.

Para tuberías de conducción de agua no se recomienda incrementar el espesor por corrosión, debido a la protección que ofrecen los recubrimientos exterior e interior, además de la protección catódica.

#### 4.5.2 GOLPE DE ARIETE

El único tramo sujeto a una sobrepresión por golpe de ariete es el de conducción, debido a que entre las líneas de descarga y el múltiple se instalarán válvulas de no retorno para evitar que el flujo regrese en situación de paro.

La velocidad de propagación de la onda o celeridad C para tuberías de acero está dada por la ecuación 22

La sobrepresión  $H_a$  puede ser calculada por la expresión 24. Nuevamente calculamos el espesor de tubería mediante la expresión 34, donde para la condición de golpe de ariete utilizamos el factor de seguridad  $k = 0.75$ .

Tabla 4.9, Cálculo del espesor de la tubería de conducción para la condición de golpe de ariete.

CARACTERÍSTICAS DE LA LÍNEA DE CONDUCCION	
DIAMETRO INTERIOR DE LA LINEA D[m]	1.962
CELERIDAD C[m/s]	1133
VELOCIDAD DEL AGUA v[m/s]	1.852
SOBRE PRESION Ha [Mpa]	2.139
PRESION DE DISEÑO P <sub>PH</sub> [Mpa]	3.900
P=P <sub>PH</sub> +H <sub>a</sub> [Mpa]	6.039
ESFUERZO DE CEDENCIA DEL MATERIAL σ <sub>v</sub> [Mpa]	241.00
FACTOR DE DISEÑO k [1]	0.750
ESPESOR DE TUBERIA POR GOLPE DE ARIETE e <sub>ga</sub> [mm]	32.774
ESPESOR CALCULADO DE LA TUBERIA SELECCIONADO e [mm]	34.925

Podemos observar que el espesor calculado para la prueba hidrostática de 1 3/8"= 34.925 mm para la línea de conducción cumple satisfactoriamente con la condición de golpe de ariete.

#### 4.5.3 MANEJO DE MATERIAL

El espesor de pared de la tubería mínimo requerido para soportar la deformación por el manejo de la misma durante su instalación está dado por la siguiente expresión

$$e_m = \frac{D_i + 510}{400} \quad (35)$$

Tabla 4.10, Cálculo del espesor de pared por manejo para cada línea de tubería.

CARACTERÍSTICAS DE LA LÍNEA	SUCCIÓN	DESCARGA	CONDUCCION
Diámetro interno de la línea [m]	0.697	0.540	1.961
Espesor de la tubería por manejo t[mm]	3.018	2.625	6.178

Los espesores seleccionados para soportar la prueba hidrostática son mayores que los requeridos por cada una de las líneas de tubería, para soportar el manejo de las mismas. Por lo tanto dichos espesores soportan el manejo adecuado de la tubería.

#### 4.6 POTENCIA REQUERIDA Y ENERGIA CONSUMIDA POR EL SISTEMA

Uno de los requerimientos en los que el solicitante hace mayor énfasis, es el de utilizar equipo de alta eficiencia estableciendo como valores mínimos aceptables, el 86% para la bomba y 95% para el motor.

#### 4.6.1 POTENCIA AL FRENO

Es la potencia eléctrica necesaria para compensar la eficiencia del motor y la bomba.

$$bhp = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta_b \eta_m} = \frac{14580}{0.86 \cdot 0.95} = 17845 \text{ [kW]}$$

#### 4.7 COSTO ANUAL DE ENERGIA CONSUMIDA POR EL SISTEMA

El costo anual de la energía consumida por el sistema  $C_{AE}$  está integrado por

$$C_{AE} = C_{AD} + C_{AC} \quad (36)$$

El cargo anual por demanda

$$C_{AD} = (12) D_F C_{DF} \quad (37)$$

Los precios utilizados corresponden a los publicados en noviembre de 2011 para la tarifa Horaria de Larga utilización y suministrada a nivel Subtransmisión (220 KV) por la CFE.

Tabla 4.11, Precios para la tarifa HSL en noviembre de 2011

CONCEPTO	PRECIO
KW de demanda facturable $C_{DF}$	\$173.34
KWH en horario base	\$0.9852
KWH en horario intermedio	\$1.1084

De acuerdo con la tarifa HSL la demanda facturable  $D_F$  se calcula mediante la siguiente expresión:

$$D_F = DP + FRI \times \text{MAX}(DI - DP, 0) + FRB \times \text{MAX}(DB - DP, 0) \quad (38)$$

$FRI = 0.2$  y  $FRB = 0.1$  son factores de reducción para la región tarifaria sur, "Max" indica que cuando la diferencia de demandas entre paréntesis sea negativa, ésta tomará el valor cero.

Nuestro análisis considera 2981 horas de operación al año en el horario base y 5093 horas de operación al año en el horario intermedio para los seis equipos de bombeo a plena carga y sin operar en horario punta, es decir  $DP = 0$ ,  $DB = DI = W_B$ .

Entonces  $D_F=0.2 W_B$

$$D_F = (0.2) (17845) = 3569 \quad [\text{kW}]$$

$$C_{AD} = 7,423,806 \quad [\$/\text{año}]$$

El Cargo anual por consumo

$$C_{AC} = (2,891) (17845) (0.9852) + (5093)(17845)(1.1084)$$

$$C_{AC} = 151,562,839 \quad [\$/\text{año}]$$

$$C_{AE} = 158,986,645 \quad [\$/\text{año}]$$

De lo anterior podemos observar que la planta de bombeo PB1 del acueducto el Zapotillo tendrá un elevado consumo de energía. Es necesario analizar la manera de optimizar el diseño de nuestro sistema con el propósito de reducir al mínimo posible el consumo de energía eléctrica, pues se debe tener en cuenta que el costo de la misma aumenta mes con mes.

Es necesario revisar el dimensionamiento adecuado de los diámetros de tubería de las líneas de admisión, descarga y conducción que componen nuestro sistema con la finalidad de reducir al mínimo valor posible las pérdidas de carga.

#### **4.8 DIAMETRO ECONOMICO**

Si se adoptan diámetros de tubería muy grandes las pérdidas de carga serán pequeñas, en consecuencia la potencia requerida por el sistema de bombeo se verá reducida y las bombas serán de menor capacidad y por ende de menor costo, sin embargo, el costo de inversión en tubería será elevado. Por el contrario, tuberías de diámetros pequeños que permiten disminuir el costo de inversión nos provocarán elevadas pérdidas de carga, exigiendo máquinas más costosas y elevados consumos de energía.

Existe un diámetro para el cual el costo total (inversión + consumo de energía) es el menor.

El costo  $C_A$  anual del sistema está integrado por los costos anuales ponderados del equipo de bombeo  $C_{AEB}$  y de la tubería  $C_{AT}$  más el costo de la energía consumida por el sistema en un año  $C_{AE}$

$$C_A = C_{AEB} + C_{AT} + C_{AE} \quad (39)$$

El costo anual ponderado del equipo de bombeo estará definido por el costo promedio del equipo de bombeo  $C_{PEB} = \$ 3,341/\text{kW}$  dividido entre los 30 años de vida útil del sistema, por la potencia requerida para vencer la carga  $H$  del sistema, tomando en cuenta que este costo debe incluir los equipos de reserva (en nuestro caso  $b=6$ ), tenemos

$$C_{AEB} = \frac{C_{PEB}}{30} bhp \frac{b+1}{b}$$

Al incluir las ecuaciones 3 y 10 en la ecuación 38 tenemos:

$$C_{AEB} = 129.93 \left[ \frac{\rho g Q H_{est}}{1000 \eta_b \eta_m} + \frac{\rho f L Q^3}{125 \pi^2 D^5 \eta_b \eta_m} \right] \quad (40)$$

El costo anual de tubería considerando un periodo de vida útil de 30 años estará determinado de la siguiente manera

$$C_{AT} = \frac{L}{180} CPT \quad (41)$$

$C_{PT}$  es el costo promedio del tramo de tubería de 6 m [\\$]

La tabla 4.12 muestra algunos costos promedio de tubería de acero al carbón API-5L Gr B de diferentes diámetros por tramo.

Tabla 4.12, Costo promedio de tubería de acero con costura helicoidal por tramo de 6 metros.

Diámetro Nominal D [in]	Espesor de Pared t [in]	Diámetro Interior D <sub>i</sub> [in]	Diámetro Interior D <sub>i</sub> [m]	Costo tubo 6m [\$/Tubo]
18	3/8	17 1/4	0.438	\$ 23,030
20	3/8	19 1/4	0.489	\$ 25,643
22	3/8	21 1/4	0.540	\$ 28,257
24	3/8	23 1/4	0.591	\$ 30,870
26	3/8	25 1/4	0.641	\$ 33,483
28	3/8	27 1/4	0.692	\$ 36,096
30	3/8	29 1/4	0.743	\$ 38,710
32	3/8	31 1/4	0.794	\$ 41,323
34	3/8	33 1/4	0.8446	\$ 43,936
36	3/8	35 1/4	0.8954	\$ 46,549
38	3/8	37 1/4	0.9462	\$ 49,163
40	3/8	39 1/4	0.9970	\$ 51,776
42	3/8	41 1/4	1.0478	\$ 54,389
44	3/8	43 1/4	1.0986	\$ 57,003
46	3/8	45 1/4	1.1494	\$ 59,616
48	3/8	47 1/4	1.2002	\$ 62,230
52	3/8	51 1/4	1.3018	\$ 67,456
54	1 3/8	51 1/4	1.3018	\$ 252,131
60	1 3/8	57 1/4	1.4542	\$ 280,877
72	1 3/8	69 1/4	1.7590	\$ 338,370
76	1 3/8	73 1/4	1.8606	\$ 357,535
80	1 3/8	77 1/4	1.9622	\$ 376,699
84	1 3/8	81 1/4	2.0638	\$ 395,863
88	1 3/8	85 1/4	2.1654	\$ 415,028
92	1 3/8	89 1/4	2.2670	\$ 434,192
96	1 3/8	93 1/4	2.3686	\$ 453,356
100	1 3/8	97 1/4	2.4702	\$ 472,521
112	1 3/8	109 1/4	2.7750	\$ 530,014
140	1 3/8	137 1/4	3.4862	\$ 664,164

La ecuación del costo anual de la energía en función del diámetro interior de la tubería está dada por la siguiente expresión

$$C_{AE} = (8909.31) \left( \frac{\rho g Q H_{est}}{1000 \eta_b \eta_m} + \frac{\rho f L Q^3}{125 \pi^2 D^5 \eta_b \eta_m} \right) \quad (42)$$

Por lo tanto

$$C_A = \frac{L}{180} C_{PT} + (9039.24) \left( \frac{\rho g Q H_{est}}{1000 \eta_b \eta_m} + \frac{\rho f L Q^3}{125 \pi^2 D^5 \eta_b \eta_m} \right) \quad (43)$$

#### 4.8.1 DIAMETRO ECONOMICO LINEA DE CONDUCCION

La tabla 4.13 nos muestra la solución numérica de la ecuación del costo anual del sistema para cada uno de los diámetros comerciales del rango definido.

Tabla 4.13, Determinación del diámetro económico de la línea de conducción.

DIAMETRO INTERNO DE TUBERIA [m]	COSTO ANUAL EQUIPO DE BOMBEO [\$/año]	COSTO ANUAL DE TUBERIA [\$/año]	COSTO ANUAL ENERGIA ELECTRICA [\$/año]	COSTO ANUAL TOTAL [\$/año]
1.3018	\$ 2,434,184	\$3,781,965	\$ 166,912,141	\$173,116,418
1.4542	\$ 2,361,326	\$4,213,155	\$ 161,916,290	\$168,483,945
1.7590	\$ 2,300,843	\$5,075,550	\$ 157,768,944	\$165,142,701
1.8606	\$ 2,291,528	\$5,363,025	\$ 157,130,201	\$164,782,762
1.9622	\$ 2,284,819	\$5,650,485	\$ 156,670,206	\$164,603,984
2.0638	\$ 2,279,905	\$5,937,945	\$ 156,333,238	\$164,549,902
2.1654	\$ 2,276,249	\$6,225,420	\$ 156,082,570	\$164,583,306
2.2670	\$ 2,273,492	\$6,512,880	\$ 155,893,484	\$164,679,114
2.3686	\$ 2,271,385	\$6,800,340	\$ 155,749,034	\$164,820,163
2.4702	\$ 2,269,757	\$7,087,815	\$ 155,637,396	\$164,994,485
2.7750	\$ 2,266,684	\$7,950,210	\$ 155,426,673	\$165,643,297
3.4862	\$ 2,264,034	\$9,962,460	\$ 155,244,985	\$167,471,393

La figura 28 nos muestra el comportamiento de los costos anuales parciales y totales de nuestro sistema en función del diámetro interno de la tubería utilizada. Se observa que el valor óptimo es de 2.06 m  $\approx$  81  $\frac{1}{4}$  ", que corresponde a una tubería de 84" de diámetro nominal y espesor de pared  $t=1 \frac{3}{8}$ ", el cual cumple con el espesor requerido.

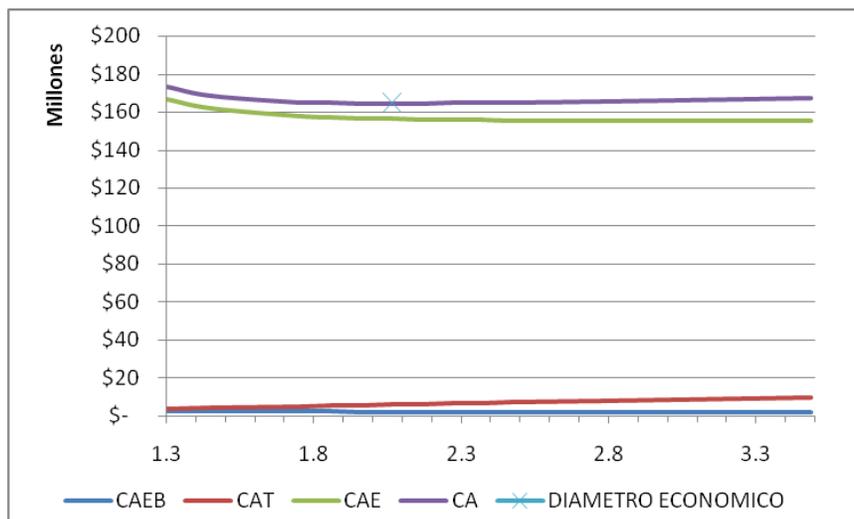


Figura 28, Costos del sistema de bombeo en función de diámetro de la tubería

#### 4.8.2 DIAMETRO ECONOMICO LINEAS DE SUCCION – DESCARGA

Es importante considerar que los diámetros correspondientes a las líneas de succión y descarga calculados previamente con base en los rangos de velocidades propuestos por el solicitante nos provocan pérdidas de carga mayores que las obtenidas a lo largo de toda la línea de conducción, con su consecuente repercusión en la factura de energía eléctrica.

De la misma manera que en la línea de conducción y partiendo de la ecuación de Costo Anual del sistema  $C_A$ , definiremos el incremento en el costo anual del sistema  $\Delta C_A$  asociado a las pérdidas de carga provocadas por las líneas de succión-descarga en los seis equipos operando continuamente, eliminando los términos de carga estática y sustituyendo la longitud de tubería  $L$  por una longitud virtual  $L_V = L_1 + L_2 + L_{eq}$ , donde  $L_1$  y  $L_2$  son las longitudes de las líneas de succión y descarga respectivamente y  $L_{eq}$  es la suma de longitudes equivalentes de tubería, definidas en función de su diámetro, que causarían las mismas pérdidas de carga que las causadas por cada uno de los accesorios utilizados en nuestro sistema. Estas consideraciones nos permiten calcular el diámetro óptimo de las líneas de succión y descarga que minimice el costo anual correspondiente a las pérdidas de carga en dichas líneas y sus accesorios de los 6 equipos de bombeo que trabajarán simultáneamente en la planta PB1. Al incluir las longitudes equivalentes en la ecuación del costo del sistema consideramos también una primera aproximación al costo de codos y reducciones a utilizar en nuestro sistema, además agregamos el término  $C_V$  que representa el costo anual ponderado de las válvulas que se requieren, el cual juega un papel importante en este análisis.

De esta manera el incremento en el costo anual del sistema  $\Delta C_A$ , está dado por

$$\Delta C_A = 909.51 \left( \frac{\rho f L_V Q^3}{125 \pi^2 D^5 \eta_b \eta_m} \right) + \frac{7 L_V}{180} C_{PT} + C_{AV} + 53455.86 \left( \frac{\rho f L_V Q^3}{125 \pi^2 D^5 \eta_b \eta_m} \right) \quad (44)$$

La tabla 4.14 muestra la longitud equivalente de las diversas piezas especiales que conforman nuestro sistema.

Tabla 4.14, Cálculo de la longitud equivalente de accesorios.

ACCESORIO	L <sub>eq</sub> EXPRESADA EN DIAMETROS	NO. DE PIEZAS POR LINEA		Leq SISTEMA
		SUCCIÓN	DESCARGA	
CODO 45	20D	2	1	60D
VALVULA DE COMPUERTA	8D	1	1	16D
VALVULA NO RETORNO	100D	0	1	100D
REDUCCION GRADUAL	15D	1	0	15D
AMPLIACION CONCENTRICA	12D	0	1	12D
CONFLUENCIA	10D	0	1	10D
ENTRADA EN TUBO	17D	1	0	17D
			$L_{eq} = \sum l_{eq}$	230D

Las longitudes de las tuberías de succión, descarga son  $L_1 = 13 \text{ m}$ ,  $L_2 = 13 \text{ m}$  y la longitud equivalente por accesorios  $L_{eq} = 230D$  por lo tanto la longitud virtual  $L_v = 26 + 230 D$ . El factor de fricción  $f$  también está en función del diámetro interno de la tubería  $f = f(D)$ .

Es importante mencionar que en esta ecuación el gasto que utilizaremos para el cálculo del diámetro económico de las líneas de succión y descarga, es el entregado por cada bomba, es decir  $Q = 0.933 \text{ m}^3/\text{s}$ . La tabla 4.15 nos muestra la solución numérica de nuestra ecuación para diferentes diámetros de tubería, donde podemos observar que el diámetro  $D = 0.794 \text{ m} \approx 31 \frac{1}{4}''$  que corresponde a tubería con diámetro nominal de 32" y espesor de pared de  $\frac{3}{8}''$ , es el que tiene asociado un menor incremento en el costo anual de nuestro sistema.

Tabla 4.15, Determinación del diámetro económico de las líneas de succión y descarga.

DIAMETRO INTERIOR DE LA TUBERIA Di [m]	Δ COSTO ANUAL EQUIPO DE BOMBEO CAEB [\$/año]	COSTO ANUAL DE TUBERIA, CODOS Y ACOPLAMIENTOS CAT [\$/año]	COSTO ANUAL VALVULAS CA <sub>v</sub> [\$/año]	Δ COSTO ANUAL ENERGIA CAE [\$/año]	Δ COSTO ANUAL CA [\$/año]
0.438	\$ 70,175	\$108,136	\$483,630	\$ 4,124,518	\$ 4,786,459
0.489	\$ 43,934	\$132,103	\$538,503	\$ 2,582,195	\$ 3,296,735
0.54	\$ 28,898	\$158,459	\$593,397	\$ 1,698,469	\$ 2,479,223
0.591	\$ 19,788	\$187,194	\$648,270	\$ 1,163,034	\$ 2,018,286
0.641	\$ 14,101	\$218,013	\$703,143	\$ 828,762	\$ 1,764,019
0.692	\$ 10,262	\$251,493	\$758,016	\$ 603,154	\$ 1,622,925
0.743	\$ 7,650	\$287,364	\$812,910	\$ 449,641	\$ 1,557,565
0.794	\$ 5,823	\$325,611	\$867,783	\$ 342,221	\$ 1,541,438
0.845	\$ 4,512	\$366,243	\$922,656	\$ 265,209	\$ 1,558,621
0.895	\$ 3,569	\$408,842	\$977,529	\$ 209,765	\$ 1,599,705
0.946	\$ 2,849	\$454,228	\$1,032,423	\$ 167,449	\$ 1,656,949
0.997	\$ 2,303	\$501,988	\$1,087,296	\$ 135,355	\$ 1,726,943
1.0478	\$ 1,884	\$552,036	\$1,142,169	\$ 110,733	\$ 1,806,822
1.0986	\$ 1,557	\$604,468	\$1,197,063	\$ 91,505	\$ 1,894,592
1.1494	\$ 1,298	\$659,265	\$1,251,936	\$ 76,306	\$ 1,988,805
1.2002	\$ 1,092	\$716,448	\$1,306,830	\$ 64,160	\$ 2,088,530
1.3018	\$ 789	\$837,915	\$1,416,576	\$ 46,373	\$ 2,301,653

La figura 29 nos muestra el comportamiento de los costos que componen el incremento del costo anual de nuestro sistema en función del diámetro de la línea de succión – descarga.

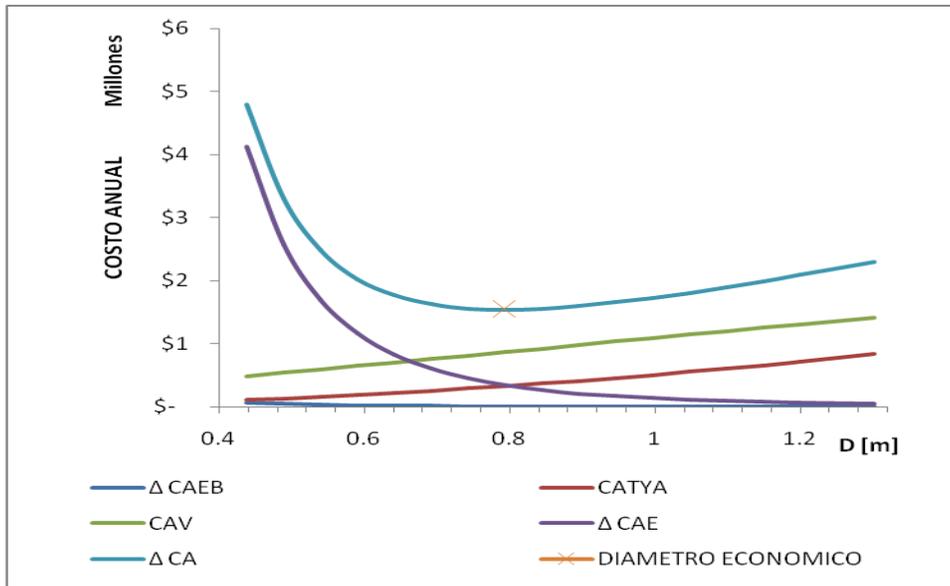


Figura 29, Costo anual del sistema de bombeo en función de diámetro de la tubería

Una práctica común en el diseño de plantas de bombeo es proyectar el diámetro de la línea de succión de una medida nominal inmediata superior al diámetro de la línea de descarga. En nuestro estudio no es necesario realizarlo de esta manera puesto que el diámetro se calculó minimizando las pérdidas de carga. Las posibles adecuaciones dependerán de los diámetros de válvulas disponibles en el mercado.

#### 4.9 ANALISIS COMPARATIVO DE LOS DISEÑOS EN ESTUDIO

Hemos definido dos posibles diseños para las líneas de tubería que componen la PB1. La tabla 4.16 muestra las características de dichos sistemas, el primer diseño está basado en los requerimientos establecidos por la empresa solicitante, el segundo diseño se basa en los análisis de diámetros económicos.

Tabla 4.16, Definición de diámetros de tubería por sistema

LÍNEA	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DEL DISEÑO BASADO EN LOS REQUERIMIENTOS	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DEL DISEÑO BASADO EN EL DIÁMETRO ECONOMICO
Succión	91 m Tubería acero API5LGRB DN 28" 14 Codo 45° DN 28" 7 Válvula de compuerta DN 28" 7 Reducción gradual 28" a 19 11/16" 7 Campana de succión	91 m Tubería acero API5LGRB DN 32" 14 Codo 45° DN 32" 7 Válvula de compuerta DN 32" 7 Reducción gradual 32" a 19 11/16" 7 Campana de succión
Descarga	91 m Tubería acero API5LGRB DN 22" 7 Codo 45° DN 22" 7 Válvula de compuerta DN 22" 7 Válvula de no retorno DN 22" 7 Ampliación gradual concéntrica 15 3/4" a 22"	91 m Tubería acero API5LGRB DN 32" 7 Codo 45° DN 32" 7 Válvula de compuerta DN 32" 7 Válvula de no retorno DN 32" 7 Ampliación gradual concéntrica 15 3/4" a 32"
Conducción	2700 m Tubería acero API5LGRB DN 80"	2700 m Tubería acero API5LGRB DN 84"

Se puede observar que el sistema definido en el análisis de diámetros económicos es más robusto, al requerir tuberías de mayor diámetro para reducir las pérdidas de carga, lo que implica una mayor inversión, sin embargo ese aumento de tamaño reducirá las pérdidas de carga logrando con esto reducir el costo anual como lo muestra la tabla 4.17, pues al requerir equipos de bombeo de menor potencia logramos un menor consumo de energía eléctrica, cuyo costo tiene un gran impacto en el costo anual.

Tabla 4.17 Costos anuales ponderados del sistema.

COSTO ANUAL	DISEÑO 1	DISEÑO 2
Conducción	\$164,603,984	\$164,549,902
Succión y descarga	\$ 2,182,364	\$ 1,541,438
Total	\$166,786,348	\$166,091,340

El diseño basado en el análisis de diámetros económicos permite un ahorro anual de \$695,008, con respecto al diseño inicial. La tabla 4.18 nos muestra el comparativo de los costos totales de ambos diseños durante los 30 años de vida útil del proyecto, con base en los precios actuales de equipo y energía, sin considerar ninguna tasa de interés ni el deslizamiento del costo de la energía.

Tabla 4.18, Costo total del proyecto

IIMPORTE	DISEÑO 1	DISEÑO 2
INVERSION	\$ 278,790,870	\$ 282,512,010
ENERGIA	\$4,724,799,570	\$4,700,228,190
TOTAL	\$5,003,590,440	\$4,982,740,200

#### 4.10 CAMARA DE AIRE

El volumen  $V_1$  requerido para que la cámara de aire garantice la protección contra el golpe de ariete de la línea de conducción, quedara definido por la presión inicial al interior de la cámara y las condiciones de operación de dicha línea, estas condiciones se muestran en la tabla 4.19.

Tabla 4.19, Condiciones de operación de la línea de conducción

Longitud	2700.00 [m]
Flujo de agua	5.60 [m <sup>3</sup> /s]
Diámetro interior	2.06 [m]
P <sub>1</sub> Presión inicial de la cámara de aire	334.50 [kPa]
P <sub>2</sub> Presión de trabajo	2,684.50 [kPa]
P <sub>3</sub> Presión de paro repentino	461.00 [kPa]
P <sub>4</sub> Presión máxima de trabajo (golpe ariete)	4,823.50 [kPa]
H <sub>f</sub> pérdidas de carga en la línea de conducción	104.00 [kPa]
Coeficiente de dilatación adiabática del aire @ 20° C	1.40

La tabla nos muestra las presiones absolutas, es decir ya considera la presión atmosférica de 84.5 [kPa] en el sitio de la PB1 localizado a 1560 msnm.

Sustituyendo estos valores en la ecuación (25) de balance de energía obtenemos un valor  $V_1 = 37 \text{ [m}^3\text{]}$ . Se propone utilizar un factor de seguridad de 2 que nos garantice la completa protección de la línea de conducción.

Así el volumen requerido será  $V_1 = 74 \text{ [m}^3\text{]}$ .

Es un requerimiento del solicitante acoplar una cámara de aire en la línea de descarga de cada uno de los equipos de bombeo, con la finalidad de asegurar el cierre instantáneo de la válvula de no retorno y evitar así que el rotor de los motores gire en sentido contrario. Por lo tanto se requiere instalar 7 cámaras de aire de  $10.57 \text{ [m}^3\text{]}$  de volumen cada una.

La tabla 4.20 nos muestra las dimensiones normalizadas bajo la norma API para los recipientes de almacenamiento de hasta  $15.5 \text{ m}^3$ .

Tabla 4.20, Dimensiones comerciales para recipientes a presión

VOLUMEN [m <sup>3</sup> ]	DIMENSIONES	
	DIAMETRO D [m]	LARGO L [m]
1.085	1.07	1.22
2.131	1.22	1.83
3.875	1.22	3.25
3.875	1.63	1.83
5.812	1.63	2.74
7.750	1.63	3.66
11.625	1.63	5.49
15.500	1.63	7.32

De acuerdo a la tabla 4.20, el volumen comercial disponible en el mercado es el de  $11.625 \text{ m}^3$ , con un diámetro de 1.63 m y 5.49 m de largo.

#### 4.10.1 DIAMETRO DE LA BOQUILLA DE ENTRADA Y SALIDA DE LA CAMARA

Para calcular el tamaño de la boquilla de la cámara de aire tomaremos el valor de  $k=0.5$  para la pérdida de carga debida al ensanchamiento brusco de sección de tipo normal. La diferencia de presiones entre la cámara de aire y la tubería es de  $226.74 \text{ m}$ , y cada cámara de aire deberá suministrar un gasto  $Q=0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Con esas condiciones requeriríamos una boquilla de  $0.1748 \text{ m}$  de diámetro, por lo tanto se utilizará tubería de 8 pulgadas de diámetro nominal para acoplar la cámara de aire a la línea de conducción.

#### 4.11 SELECCIÓN DEL EQUIPO DE BOMBEO

Un requerimiento establecido por el solicitante es el comparar los equipos ofrecidos por cuando menos tres fabricantes diferentes, con la finalidad de seleccionar el equipo que ofrezca las mejores condiciones operativas. La tabla 4.22 nos muestra las características de los equipos analizados.

Tabla 4.22, Características operativas de los equipos de bombeo

CARACTERÍSTICAS	MODELO		
	ZMI P 375/06 (C)	HSB16X18X30A	RDLOV400-880 A
CAPACIDAD [l/s]	934	934	934
CARGA [m]	262	262	262
% EFICIENCIA [1]	87.5	85.8	86.2
VELOCIDAD [RPM]	3550	1760	1160
NPSHR [m]	21.33	12.8	7.98
Hz [m]	15.96	6.58	1.28
POTENCIA NOMINAL [kW]	2,796	2,784	2,742
Ns [1]	1746	867	544
COSTO [\$]	\$ 9,048,000	\$ 5,267,730	\$ 6,240,000
GASTO SUMINISTRADO	5.56	5.50	5.67
COSTO ANUAL SISTEMA	\$ 163,232,134	\$ 165,401,147	\$ 164,899,238

La figuras 30, 31 y 32 muestran las curvas de operación y eficiencia de los equipos propuestos.

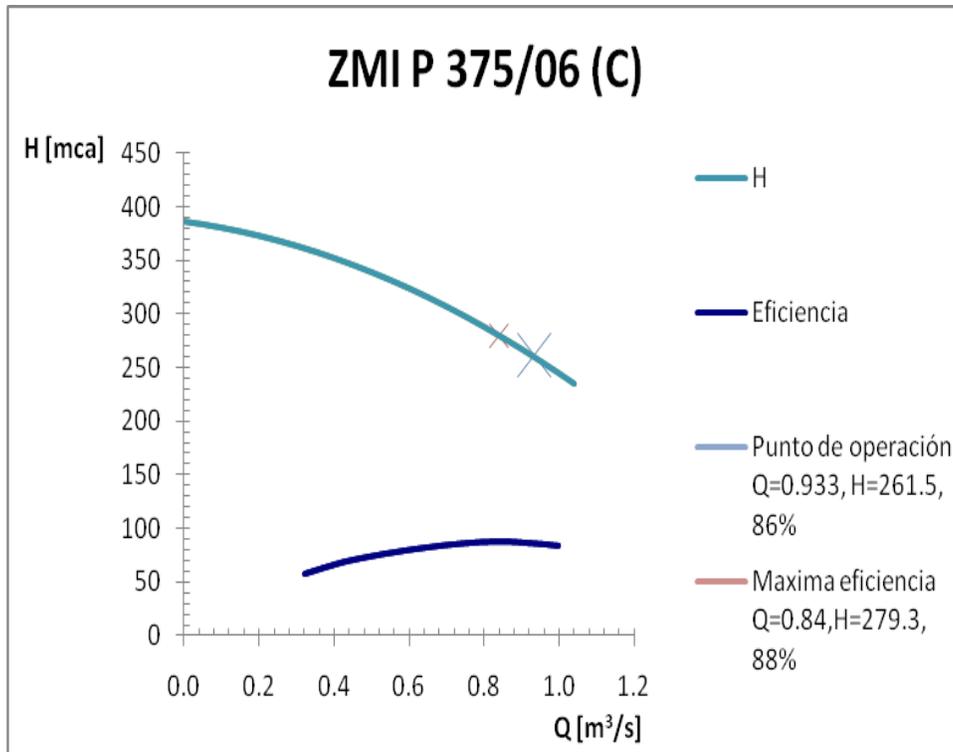


Figura 30, Curva de operación del equipo ZMIP375/06C

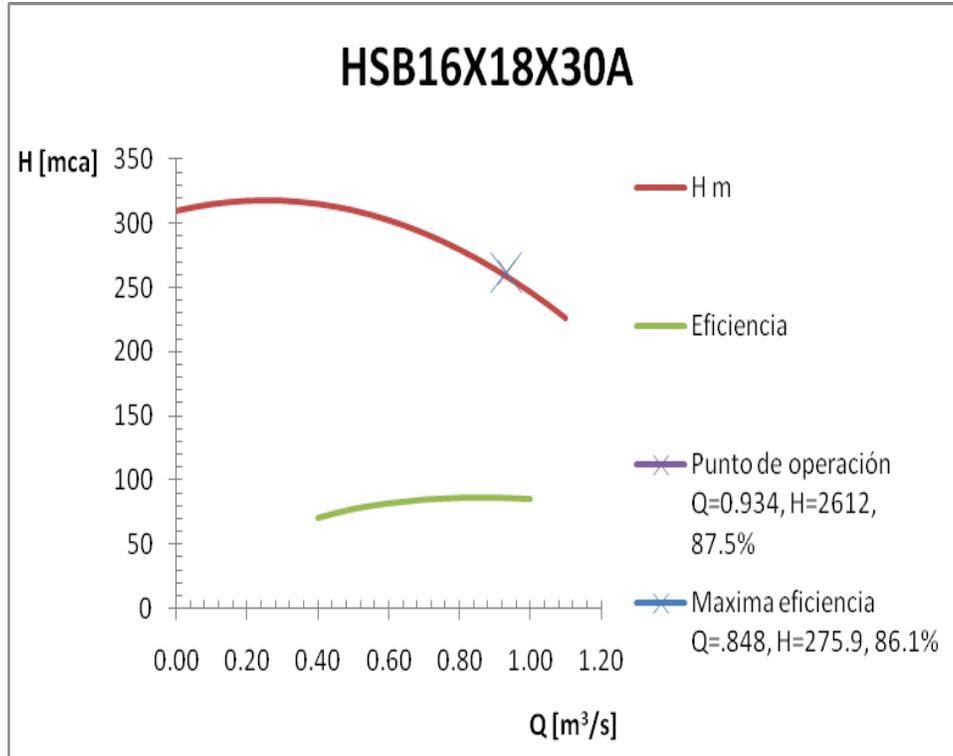


Figura 31, Curva de operación del equipo HSB16X18X30A

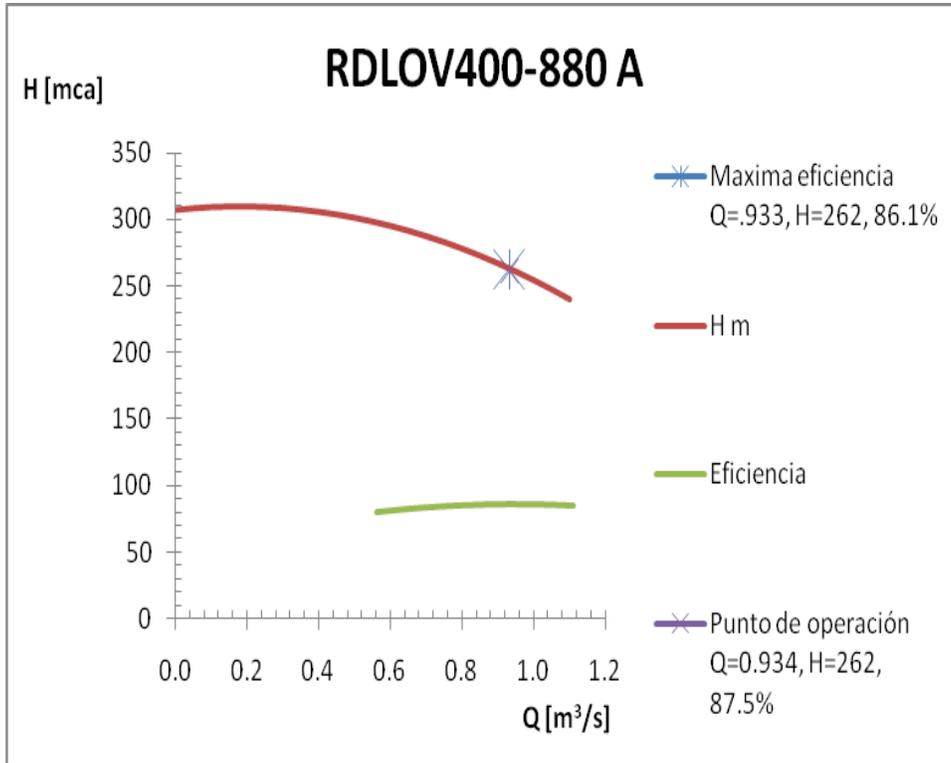


Figura 32, Curva de operación del equipo RDLOV400-880A

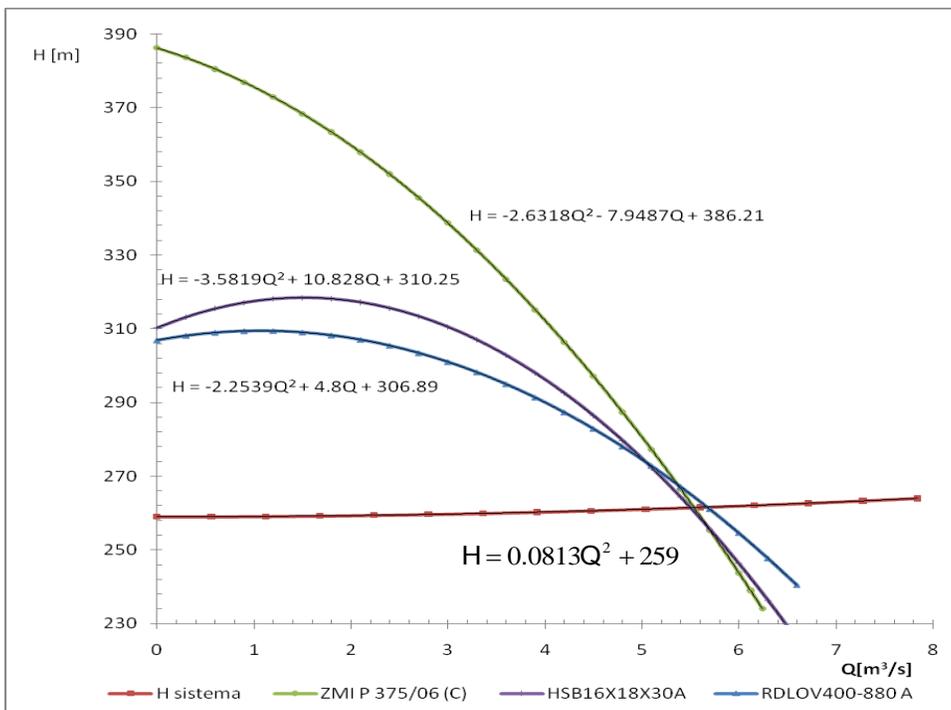


Figura 33, Curva del sistema vs curvas de los equipos evaluados acoplados en paralelo

En las curvas observamos que los tres modelos propuestos cumplen de manera individual con la condición requerida de gasto-carga, sin embargo es necesario analizar las curvas características de cada modelo al trabajar los 6 equipos en paralelo, figura 33, para conocer el punto de operación de nuestro sistema y así poder determinar cual equipo se adapta mejor a las condiciones de trabajo. Para conocer el gasto entregado por los equipos trabajando con el sistema propuesto es necesario resolver las ecuaciones correspondientes, evaluar la altura de succión y el costo anual del sistema para poder decidir cuál es el equipo más apropiado para nuestro diseño.

A pesar de que el modelo ZMI P 375/06 es el equipo más costoso, este representa una muy buena alternativa pues debido a su alta eficiencia es el que proporciona el costo anual del sistema más económico. Sin embargo al ser el equipo que trabaja mayor velocidad tendrá mayor desgaste por lo que el costo de mantenimiento será mayor (este costo no fue considerado en este análisis).

El sistema es capaz de cubrir el NPSH<sub>r</sub> de los tres modelos, sin embargo, el valor más grande implica un mayor costo de la obra civil, además de requerir modificaciones a la línea de succión al necesitar una mayor altura de succión H<sub>z</sub>.

El gasto entregado por el sistema es un parámetro importante pues el solicitante requiere de una gran exactitud, siendo necesario incluir variadores de frecuencia para los motores sin embargo el costo de dichos equipos no se estudió en este trabajo. Para decidir cuál es el equipo que mejor se acopla a nuestro sistema y brinda el mejor comportamiento nos apoyamos en la matriz de decisión que se muestra en la tabla 4.23.

Tabla 4.23 Evaluación de los equipos de acuerdo a sus características y requerimientos.

PARAMETRO EVALUADO	MODELO		
	ZMI P 375/06 (C)	HSB16X18X30A	RDLOV400-880 A
Eficiencia	2	0	1
Costo anual del sistema	2	1	1
NPSHR Bajo	1	1	2
Baja velocidad	1	2	2

0 NO CUMPLE

1 CUMPLE

2 EXCELENTE COMPORTAMIENTO

Las características operativas y físicas del modelo RDLOV400-880 A resultan las más convenientes para el diseño propuesto de la planta de bombeo PB1 del acueducto EL ZAPOTILLO.

## 5 RESULTADOS

Se logró el diseño óptimo de la planta de bombeo PB1, que derivara 5.6 m<sup>3</sup>/s de las aguas del río verde hasta el cárcamo de alimentación de la planta PB2, con un consumo energético anual de 138.27 MWH, el diseño logrado resulta ser altamente eficiente y garantiza el menor costo anual de energía eléctrica para un proyecto de esta categoría, \$156, 674, 273/año. Este sistema queda definido en la tabla 5.1

Tabla 5.1, Costo de los componentes principales de la planta de bombeo

DESCRIPCION	COSTO
<b>LINEA DE SUCCION Y DESCARGA</b>	
91 m de tubería acero API5LGRB DN 32" x 3/8", soldadura helicoidal tipo doble arco sumergido, extremos biselados. 14 Codo 45o DN 32", radio largo, 4 gajos. 7 Válvula de compuerta DN 32", clase 150 ANSI, extremos bridados. 7 Reducción gradual 32" a 19 11/16" extremos bridados. 7 Campana de succión.	\$ 35,801,820
91 m Tubería acero API5LGRB DN 32" x 3/8". 7 Codo 45° DN 32", radio largo, 4 gajos. 7 Válvula de compuerta DN 32", clase 300 ANSI, extremos bridados. 7 Válvula de no retorno DN 32", clase 300 ANSI, extremos bridados. 7 Ampliación gradual concéntrica 15 ¾" a 32" extremos Bridados	
<b>LINEA DE CONDUCCION</b>	
2700 m de tubería acero API5LGRB DN 84" x 1 3/8"	\$ 178,138,350
<b>EQUIPO DE BOMBEO</b>	
7 Conjunto Bomba – motor ,Bomba centrifuga horizontal RDLOV400-880 A	\$ 68,571,840
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 282,512,010</b>

Como equipo de protección contra los fenómenos transitorios se requiere instalar una cámara de aire de 1.63 m x 5.45 m 1 1/8" DxL, con membrana elástica, ASTM 283-C en la línea de descarga de cada una de las bombas, inmediatamente después de la válvula de no retorno.

Para la aplicación del recubrimiento anticorrosivo la preparación de las superficies será mediante limpieza a chorro de abrasivo con acabado metal blanco y se aplicarán 2 capas de primario RA-5 "A" (Alquitrán de hulla epóxico) con espesor de 6 a 8 MILS cada una.

Las dimensiones del cárcamo de succión se definirán por los criterios de espacio, solamente considerando un volumen mínimo de 1680 m<sup>3</sup> y un desnivel mínimo de operación de 1 m con respecto al equipo de bombeo para evitar la cavitación y una sumergencia mínima de 1.74 m del tubo de succión para evitar la entrada de aire al equipo de bombeo.

El diseño propuesto cumple los requerimientos establecidos por el solicitante y permitirá suministrar el agua potable suficiente para garantizar el desarrollo sustentable de la región destinando este recurso para consumo humano por lo cual es importante buscar el menor costo energético, que resultó ser de 0.97 \$/m<sup>3</sup> de agua.

## 6 CONCLUSIONES

Recordemos que tanto los recursos económicos, como los energéticos son bienes escasos, por tal motivo es importante resaltar el énfasis de este trabajo en buscar la optimización del sistema, pues no basta solo con proyectar un diseño funcional, sino que es de gran importancia que sea altamente eficiente.

Con frecuencia se suele pensar que el diseño que requiere una menor inversión es el más económico, sin embargo, hemos comprobado que una planta de bombeo debe ser proyectada con base en el análisis del diámetro económico, pues de otra forma con seguridad incurrirá en gastos excesivos en el consumo de energía eléctrica durante toda la vida útil de la planta. Como pudimos observar, para este proyecto, el costo del consumo energético supera los 156 millones de pesos anuales con un diseño óptimo, motivo por el cual se debe cuidar de manera estricta este aspecto.

Se constató que el diseño inicial está muy cercano al diseño óptimo, sin embargo este no toma en cuenta el análisis de diámetro económico, el cual considero debe emplearse con los costos reales de accesorios, pues se observa en nuestro resultado que la inversión adicional que representa el ampliar los diámetros en las líneas de succión y descarga resulto ser del 15% con respecto del ahorro logrado en el consumo de energía eléctrica.

De esta manera se concluye que los requerimientos establecidos por el solicitante, para las pérdidas de carga menores al 1% de la altura de carga en la línea de conducción son muy cercanos al diseño óptimo y queda como aportación el análisis de diámetro económico para las líneas de succión y descarga con el cual se obtiene solo el 0.6% de pérdidas con respecto a la carga estática, que de confirmarse beneficiaría en gran medida los diseños futuros de este tipo de sistemas.

Para lograr este objetivo se desarrolló un análisis minucioso que contemplara los principales componentes de la estación de bombeo que permitirán cubrir la proyección de los  $5.6 \text{ m}^3/\text{s}$  de caudal durante todo el periodo útil del sistema.

Como ya se menciona es de gran importancia el análisis de diámetro económico para las líneas de succión y descarga de la planta, para minimizar las pérdidas de carga en accesorios que en el diseño inicial resultaban ser mayores que las de toda la línea de conducción. Sin embargo queda a cargo de la empresa que construirá el proyecto constatar el resultado, con los precios de mercado de los accesorios, pues recordemos

que para nuestro cálculo utilizamos costos promedio y aproximaciones basadas en las longitudes equivalentes.

En los cálculos realizados del sistema propuesto se consideró la utilización de los componentes óptimos para la operación del sistema, bajo las condiciones establecidas en la normatividad vigente y de acuerdo a la información proporcionada por diferentes fabricantes, ajustando nuestro diseño a dichas opciones de manera técnica y económica.

Por otra parte se logro dimensionar de manera confiable las 7 cámaras de aire requeridas para proteger la línea conducción y el equipo de bombeo contra el fenómeno de golpe de ariete. Así mismo se adecuó a los estándares de fabricación existentes en el mercado, con lo cual se queda un margen de seguridad adicional a los cálculos realizados.

Existe una gran cantidad de aspectos que se deben considerar en el diseño de detalle de un proyecto de esta magnitud, los cuales quedan fuera del alcance de este trabajo, pues este tipo de obras requieren cruzar información de múltiples disciplinas que confluyen en la elaboración de dichos trabajos.

De manera personal el desarrollo de este proyecto me permitió integrar las habilidades adquiridas durante mi formación profesional, así mismo requirió de aplicar los conocimientos individuales de diversas asignaturas como mecánica de fluidos, mecánica de sólidos, ciencia de materiales, termodinámica, turbomaquinaria, maquinas de desplazamiento positivo, entre otras, para conjuntarlos en la elaboración total de este ejercicio pues de otra forma los resultados parciales carecerían de sentido práctico.

## 7 ANEXOS

### 7.1 NOMENCLATURA

A	Area	[m <sup>2</sup> ]
A <sub>d</sub>	Distancia del equipo de medición a la brida de descarga	[m]
A <sub>s</sub>	Distancia del equipo de medición a la brida de succión	[m]
B	Gradiente térmico. (0.00650)	[ K/m]
BEP	Punto de mejor eficiencia "Best Efficient Point"	
bhp	Potencia requerida	[kW]
C	Celeridad, velocidad de propagación de la onda de presión	[m/s]
CA	Costo anual estimado del sistema	[\$/año]
ΔC <sub>A</sub>	Incremento en el costo anual del sistema asociado a las líneas de succión	[\$/año]
C <sub>AC</sub>	Cargo anual de la energía por consumo	[\$/año]
C <sub>AD</sub>	Cargo anual de la energía por demanda	[\$/año]
CAE	Costo anual por energía eléctrica	[\$/año]
CAEB	Costo estimado anual de la estación de bombeo	[\$/año]
CAI	Costo anual de la inversión requerida (equipo, accesorios y tubería)	[\$/año]
CAT	Costo estimado anual de la tubería	[\$/año]
C <sub>DF</sub>	Costo por kW de demanda facturable	[\$/kW]
D	Diámetro	[m]
D <sub>b</sub>	Diámetro de la boquilla de salida de la cámara de aire	[m]
DB	Demanda máxima medida en el periodo intermedio	[kW]
D <sub>F</sub>	Demanda facturable	[kW]
DI	Demanda máxima medida en el periodo intermedio	[kW]
DP	Demanda máxima medida en el periodo punta	[kW]
DPI	Demanda máxima medida en los periodos punta e intermedio	[kW]
E	Constante de modelado para la curva del sistema	[kg/m <sup>7</sup> ]
ε	Rugosidad	[m]
E	Espesor de la tubería	[m]
E	Espesor calculado	[m]
e <sub>c</sub>	Espesor considerado por corrosión	[m]
E <sub>ci</sub>	Energía cinética del agua	[J]
E <sub>co</sub>	Energía de compresión ocasionada por el golpe de ariete	[J]
e <sub>d</sub>	Espesor de diseño de la tubería	[m]
E <sub>e</sub>	Energía de expansión del aire contenido en la cámara	[m]
e <sub>m</sub>	Espesor mínimo del material para evitar la deformación durante su	[m]
E <sub>p</sub>	Energía perdida por la fricción del agua con la pared de la tubería	[J]
F	Factor de fricción de la tubería	[1]
F	Constante de modelado para la curva del sistema	[m],[Pa]
FRB	Factor de reducción en el periodo base	
FRI	Factor de reducción en el periodo intermedio	
G	Aceleración de la gravedad,9.81	[m/s <sup>2</sup> ]
H	Carga de bombeo	[m],[Pa]
H	Altitud sobre el nivel del mar	[m]
H <sub>atm</sub>	Presión atmosférica	[Pa],[m]
H <sub>a</sub>	Sobrepresión causada por el fenómeno de golpe de ariete	[m],[Pa]
H <sub>d</sub>	Presión de diseño	[m],[Pa]
H <sub>o</sub>	Presión atmosférica a nivel del mar. 101,325	Pa

hp	Potencia útil	[kW]
H <sub>P</sub>	Pérdida de carga de todo el sistema hidráulico	[m]
H <sub>PH</sub>	Presión de prueba hidrostática	[m],[Pa]
H <sub>pp</sub>	Perdidas de carga primarias a lo largo de la tubería	[m]
H <sub>pp1</sub>	Perdidas de carga primarias en la línea de conducción	[m]
H <sub>ps</sub>	Perdidas de carga secundarias causadas por los accesorios	[m]
h <sub>ps</sub>	Pérdidas de carga por accesorios en la línea de succión	[m]
H <sub>s</sub>	Altura de succión; diferencia de nivel entre el espejo de agua y el impulsor de la bomba.	[m]
H <sub>v</sub>	Presión de vapor del agua a una altitud determinada	[Pa],[m]
K	Coeficiente de pérdida asociado a los accesorios	[1]
K	Factor de seguridad	[1]
L	Longitud de la tubería	[m]
L <sub>1</sub>	Longitud de la línea de succión	[m]
L <sub>2</sub>	Longitud de la línea de descarga	[m]
L <sub>eq</sub>	Suma de longitudes equivalentes asociadas a los accesorios en la tubería	[m]
L <sub>v</sub>	Longitud virtual de tubería	[m]
m	Masa del agua contenida en la tubería	[kg]
MIL	Milésima de pulgada	[in]
N	Régimen de giro	[rpm]
n	Coeficiente adiabático del aire	[1]
η	eficiencia	[1]
NPSH <sub>d</sub>	Carga neta de succión positiva disponible	[m]
NPSH <sub>r</sub>	Carga neta de succión positiva requerida	[m]
n <sub>s</sub>	Velocidad específica	[1]
P <sub>i</sub>	Presión del aire contenido en la cámara de protección en el estado i	[Pa]
ΔP	Diferencia de presiones	[Pa]
Q	Caudal	[m <sup>3</sup> /s]
Re	Numero de Reynolds	[1]
S	Sumergencia mínima del tubo de aspiración de la bomba	[m]
T	Periodo, tiempo de propagación de las ondas de presión en la tubería	[s]
T <sub>o</sub>	Temperatura absoluta a nivel del mar. (288.16)	[°K]
U <sub>d</sub>	Longitud de tubería necesaria para estabilizar el flujo de descarga	[m]
U <sub>s</sub>	Longitud de tubería necesaria para estabilizar el flujo de succión	[m]
v	Velocidad del fluido	[m/s]
V <sub>i</sub>	Volumen del aire contenido en la cámara de protección en el estado i	[m <sup>3</sup> ]
v <sub>s</sub>	Velocidad del agua a la salida de la cámara de aire	[m/s]
W	Trabajo	[J]
Z <sub>B</sub>	Diferencia de nivel entre la boca de toma y el punto de entrega	[m]
ρ	Densidad del fluido	[kg/m <sup>3</sup> ]
σ <sub>y</sub>	Esfuerzo de cedencia del material de la tubería	[N/m <sup>2</sup> ]
τ	Tiempo de cierre de la válvula de no retorno	[s]
ν	viscosidad cinemática del fluido	[m <sup>2</sup> /s],

## 7.2 INDICE DE FIGURAS

FIG.	DESCRIPCION	PAG.
1	Perfil de elevaciones entre las plantas PB1 y PB2	5
2	Imagen satelital de la ubicación del proyecto	6
3	Trazo del acueducto de la PB1 a la planta potabilizadora	7
4	Túnel de desvío y canal desarenador	8
5	Configuraciones consideradas para la planta de bombeo PB1	8
6	Clasificación de bombas por su principio de funcionamiento	10
7	Diferentes tipos de impulsores (rodetes).	11
8	Diagrama de Moody	15
9	Coefficiente K de pérdida de carga en accesorios	17
10	Coefficiente K de pérdidas de carga en válvulas	18
11	Concordancia de las leyes de afinidad y los ensayos de prueba de una bomba	21
12	Curva característica de la bomba centrífuga horizontal modelo GSD-21-2B	22
13	Disminución del NPSHd de acuerdo a las condiciones de succión	26
14	Configuraciones para la succión de la bomba.	26
15	Variación de la presión atmosférica en función de la temperatura ambiente	28
16	Curvas características de diferentes bombas	29
17	Punto de operación del sistema	30
18	Obtención de la curva característica de un arreglo de bombas en serie	31
19	Obtención de la curva característica de un arreglo de bombas en paralelo	32
20	Análisis de diámetro económico de una estación de bombeo	33
21	Tubería recta necesaria para acoplar una reducción excéntrica a la bomba	34
22	Localización recomendada de los instrumentos de medición	35
23	Sobrepresión después del cierre de la válvula	37
24	Comportamiento de la cámara de aire acoplada al sistema	40
25	Configuración de la planta de bombeo	44
26	Curva del sistema definido por los requerimientos del solicitante	49
27	Altura de succión	50
28	Costos del sistema de bombeo en función de diámetro de la tubería	57
29	Costo anual del sistema de bombeo en función de diámetro de la tubería	60
30	Curva de operación del equipo ZMIP375/06C	65
31	Curva de operación del equipo HSB16X18X30A	65
32	Curva de operación del equipo RDLOV400-880A	66
33	Curva del sistema vs curvas de los equipos evaluados acoplados en paralelo	66

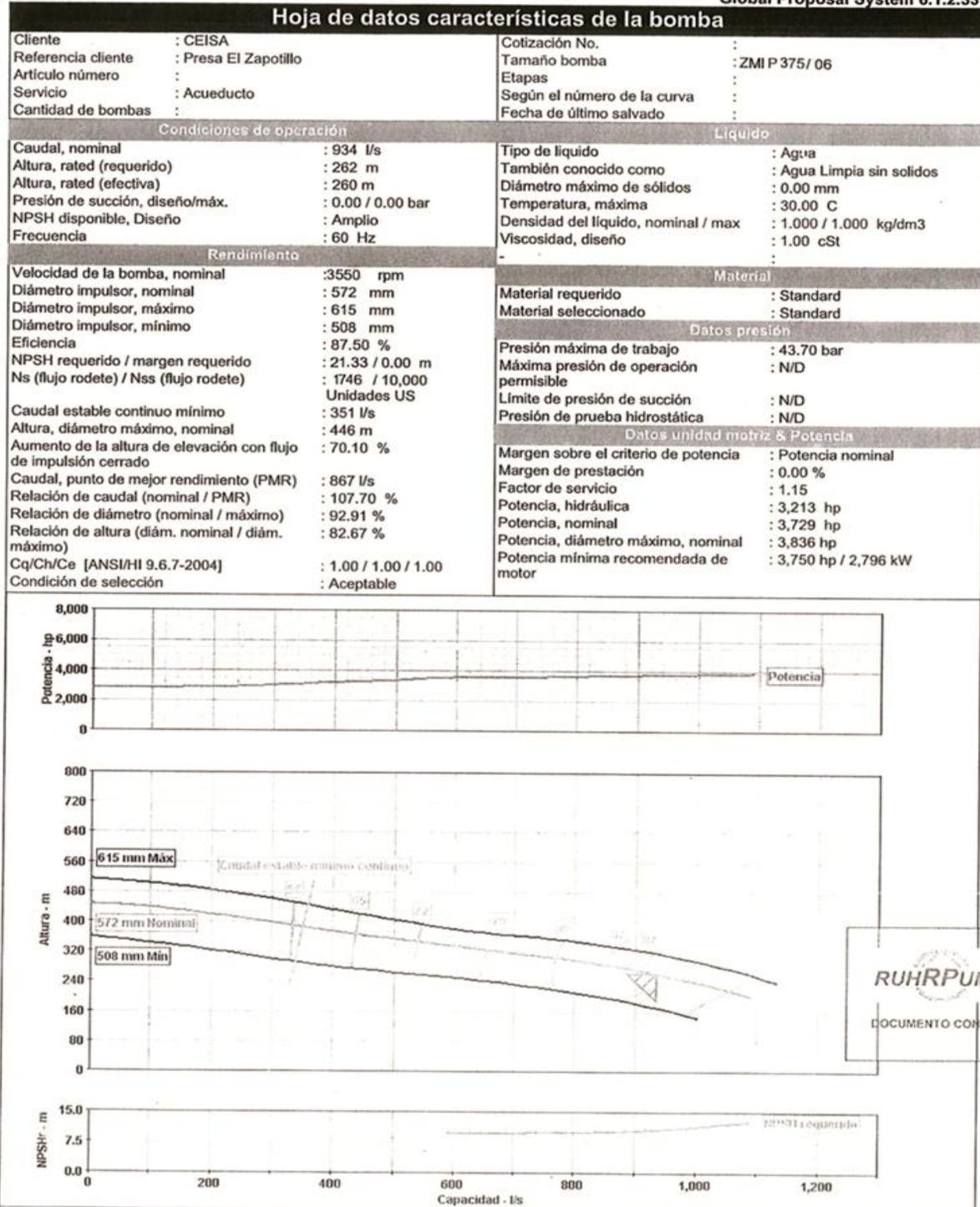
### 7.3 INDICE DE FORMULAS

FORMULA	DESCRIPCION	PAG.
1	Ecuación de continuidad	14
2	Carga de bombeo	14
3	Pérdidas de carga del sistema	14
4	Darcy – Weisbach, pérdidas de carga primarias	14
5	Poiseuille, factor de fricción para régimen de flujo laminar	14
6	Colebrook – White, factor de fricción para régimen de flujo turbulento	14
7	Swamee – Jain, factor de fricción	15
8	Numero de Reynolds	15
9	Pérdidas de carga en accesorios	16
10	Potencia al freno	19
11	Velocidad específica de los equipos de bombeo	19
12	Ley de afinidad, $Q - N$	20
12'	Ley de afinidad, $Q - ND^3$	20
13	Ley de afinidad, $H - N^2$	20
13'	Ley de afinidad, $H - N^2 D^2$	20
14	Ley de afinidad, $bhp - N^3$	20
14'	Ley de afinidad, $bhp - N^3 D^5$	20
15	Carga neta de succión positiva disponible $NPSH_d$	27
16	Carga neta de succión positiva requerida $NPSH_r$	27
17	Altura máxima de succión	27
18	Presión atmosférica	28
19	Sumergencia mínima del tubo de aspiración	28
20	Sobrepresión causada por el fenómeno de golpe de ariete	36
21	Periodo de propagación de la onda de presión en la tubería	37
22	Celeridad o velocidad de propagación de la onda en la tubería	38
23	Tiempo de maniobra de la válvula de no retorno	39
24	Sobrepresión máxima en el extremo de la tubería	39
25	Ley de Boyle – Mariotte	41
26	Balance de energía del agua contenida en la tubería	41
27	Energía cinética	42
28	Trabajo de expansión del aire	42
29	Trabajo de compresión del aire	42
30	Energía disipada por la fricción del agua con la tubería	42
31	Velocidad del agua a la salida de la cámara de aire	43
32	Diámetro de la boquilla de la cámara de aire	43
33	Curva del sistema hidráulico	48
34	Espesor de la tubería	51
35	Espesor mínimo de la tubería para soportar su manejo	52
36	Costo anual de la energía consumida por el sistema	53
37	Cargo anual por concepto de demanda eléctrica	53
38	Demanda facturable para la tarifa HS de CFE	53
39	Costo anual estimado del sistema	55
40	Costo anual del equipo de bombeo	55
41	Costo anual de tubería	55
42	Costo anual de la energía eléctrica	56
43	Costo anual del sistema en función de los parámetros evaluados	56
44	Incremento del costo anual del sistema	58

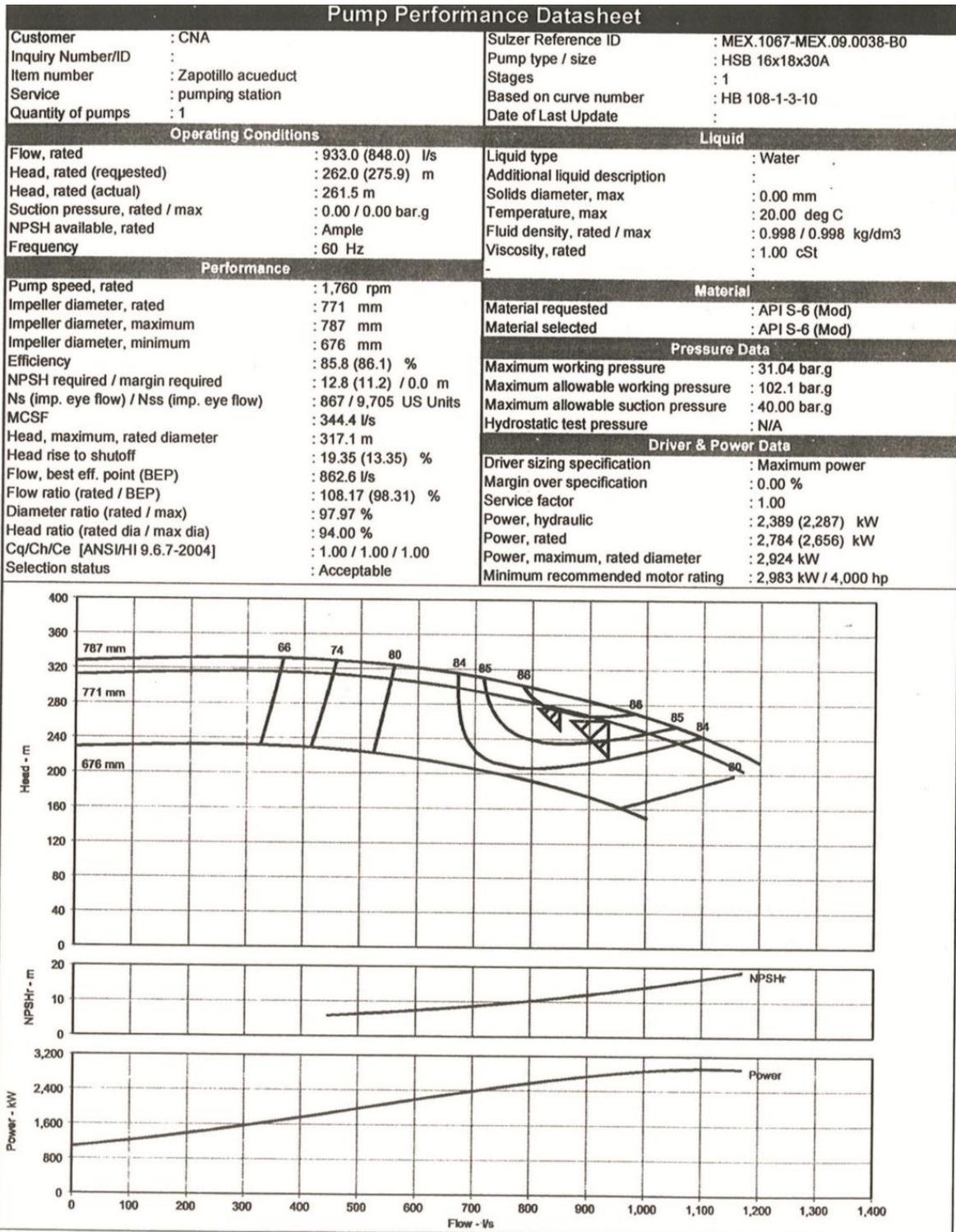
## 7.4 CURVAS CARACTERISTICAS DE LOS EQUIPOS EVALUADOS

### 7.4.1 HOJA DE DATOS Y CURVA DE LA BOMBA ZMIP375/06C

Global Proposal System 6.1.2.33

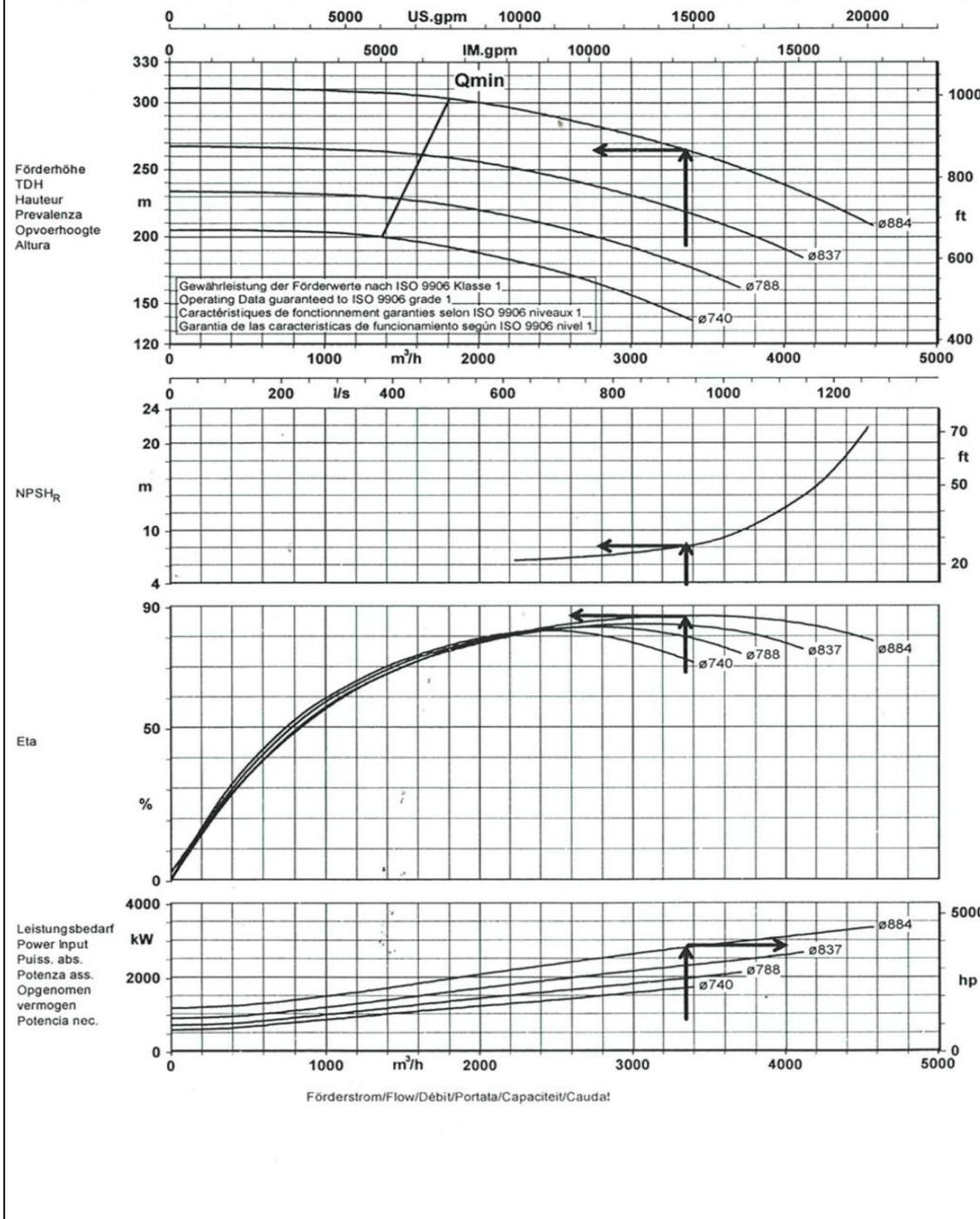


## 7.4.2 HOJA DE DATOS Y CURVA DE LA BOMBA HSB16X18X30A



### 7.4.3 HOJA DE DATOS Y CURVA DE LA BOMBA RDLOV400-880A

Baureihe-Größe Type-Size Modèle	Tipo Serie Tipo	Nennrehzahl Nom. speed Vitesse nom.	Velocità di rotazione nom. Nominaal toerental Revoluciones nom.	Laufrad-ø Impeller Dia. Diamètre de roue	ø Garantie ø Waaijer ø Rodete	
RDLO 400-880 A		1480 1/min				
Projekt Project Projet	Progetto Projekt Proyecto	Angebots-Nr. Project No. No. de offre	Offerta-No. Offertenr. Offerta-No.	Pos.-Nr. Item No. No. de pos.	Pos.-Nr. Positiernr. Pos.-Nr.	KSB Aktiengesellschaft 67225 Frankenthal Johann-Klein-Straße 9 67227 Frankenthal



## 7.5 ESPECIFICACIONES TECNICAS PARA EL EQUIPO RDLOV400-880A

Inquiry No.  
 Date  
 Client  
 Code name Proyecto El Zapotillo – Rio Verde Pump: RDLO V 400-880 A  
 KSB project No. P.O. No.  
 Offer date Order No.  
 Dept. / In charge Works No.  
 Item No. Product key 041 G M 2 872

### Operating Data

Capacity	l/s	934	Temperature	C	25
Discharge head	m	262	Density	kg/dm <sup>3</sup>	1
Speed	1/min	1480			
Efficiency	%	86.5			
NPSH required	m	7.98	NPSH available	m	10
Nominal power	hp	3720	Drive rating	hp	4000 @ 1480

### Design

Type of install. DK Arrangement Mechanical seal  
 Direct. of rotation Clockwise Impeller type Radial impeller  
 Shaft seal Clockwise Upper bearing Anti-friction bearing  
 Lubrication of upper Grease-lubricated Lower bearing Plain bearing  
 Lubrication of lower bearing Product-lubricated

### Suction flange

Nominal size 500  
 Flange to ASME B16.5  
 Nominal pressure Class 300

### Discharge flange

Nominal size 400  
 Flange to ASME B16.5  
 Nominal pressure Class 300

### Materials

PART NO	DESCRIPTION	MATERIAL	PART NO	DESCRIPTION	MATERIAL
102	Volute casing	JS1030 (GGG-40)	502	Casing wear ring	1.4517
211	Shaft	1.4021	503	Impeller wear ring	1.4517
234	Impeller	1.4408	524.1	Shaft protecting sleeve	CC483K-GC
350	Bearing housing	JL1040 (GG-25)	433	Mechanical seal	BQ1EGG
360	Bearing cover	C 45	901.1	Hex. head screw	8.8
441	Seal housing	JL1040 (GG-25)			

### Drive

Motor make GE o equivalente  
 Motor size To be determine  
 Arrangement by KSB  
 Nominal voltage 6600 V  
 Frequency 60 Hz  
 Effective speed 1500 1/min  
 Nominal current 0 A  
 Power P2 4000 hp  
 Number of poles 4  
 Explosion-proof without  
 I starting/I nominal 0  
 Type of enclosure IP55  
 Thermal class F  
 Ambient temperature 40 C  
 Provision by KSB  
 Drive Frequency inverter

Inquiry No.

Client		Pump:	RDLO V 400-880 A
Code name	Proyecto El Zapotillo – Rio Verde	P.O. No.	
KSB project No.		Order No.	
Offer date		Works No.	
Dept. / In charge			
Item No.	Visita a CEISA		

## Coating

### Coating

### Interior

### Exterior

Pretreatment	Degreasing / blasting SA 1	Degreasing / blasting SA 1
Primer	1-component anti-rust primer red	1-component anti-rust primer red
Finish coat	- without -	1-component finish coat, 0.03 - 0.06 mm thick, RAL 5002, ultramarine blue

## Operating Instructions

Language: Spanish

Quantity: 1

## Scope of Supply

Pump  
Motor stool  
Coupling (with coupling guard)  
Drain valve  
SPM nipple  
Sealing water pipe (rigid pipe)  
2\*PT 100  
Pressure gauge: Chrome steel

Vent valve: Manual  
QCP 1 (ZN 57129)

## Coupling

Type	N-Eupex	
Size	A 710	
Max. Bore [mm]	Pump side	Motor side
	260.0	260.0

## Tests/Inspections

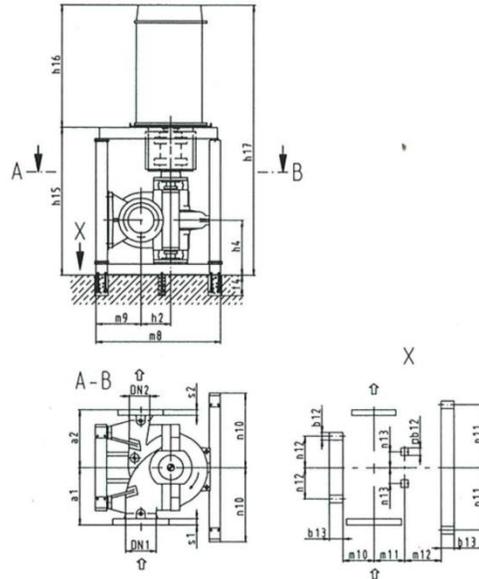
Performance test not withn.  
NSPH-Test not withn.

Hydrostatic test witnessed  
Vibration measuring witnessed  
Noise measuring witnessed  
Strip test witnessed  
Final inspection witnessed

## General Arrangement Drawing RDLO V 350 - 575 to 400 - 880

Type of installation DK

Direction of rotation of pump "CLOCKWISE"



Connecting flange:  
 - All flanges are designed as plate flanges  
 - Connect the pipes without transmitting any stresses or strains

Permissible forces and moments acting on the pump nozzles, see table on page 9

For the position of the terminal box please refer to the motor dimensional drawing

## Dimensions \*)

all dimensions in mm

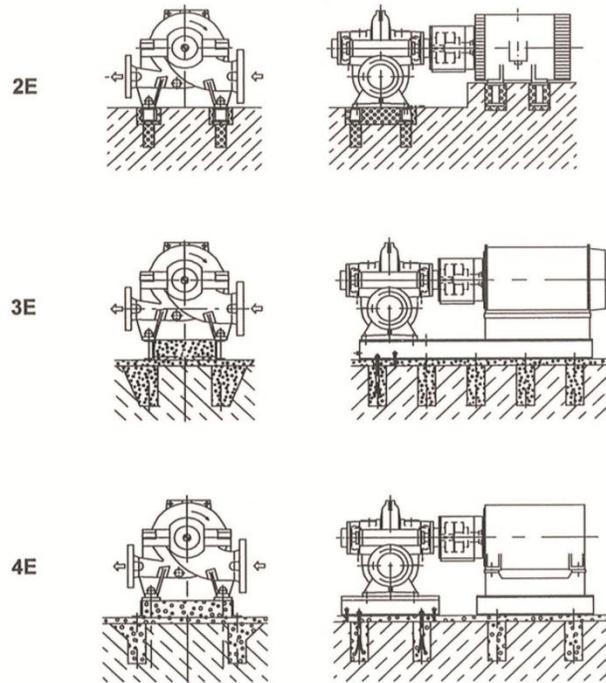
Pump sizes	Nominal diameters		Pump set dimensions											
	DN <sub>1</sub>	DN <sub>2</sub>	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	h <sub>2</sub>	h <sub>4</sub>	h <sub>15</sub>	h <sub>16</sub>	h <sub>17</sub>	m <sub>8</sub>	m <sub>9</sub>	n <sub>10</sub>		
350-575	400	350	900	700	475	880	2100	2295	4395	1755	625	960		
350-690				750			2145	2520	4665				1965	635
400-525	500	400	750	700	525	915	2170	2105	4275	1755	625	960		
400-665				1000			750	2220	2520				4740	685
400-705				900			800	450	875				2145	2105
400-880			1050	1000	550	880	2145	2800	4945					

\*) Dimensional and weight deviations due to different motor manufacturers/types must be taken into account

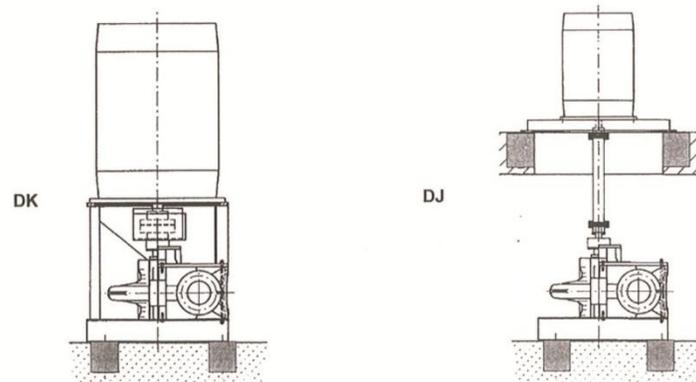
Subject to technical modifications

Types of installation

Horizontal

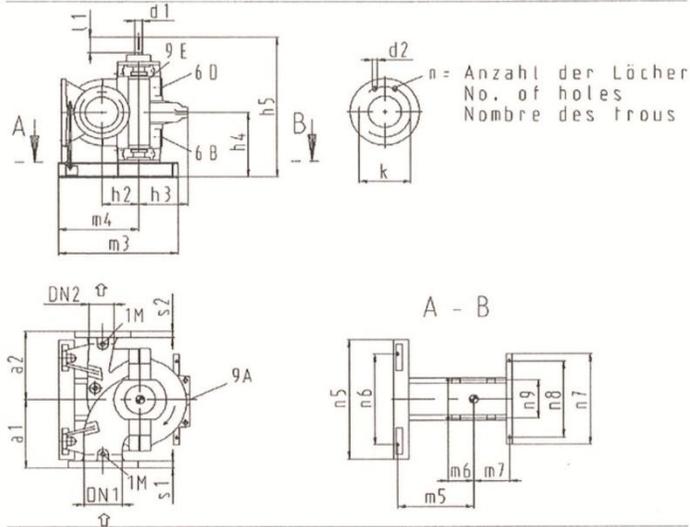


Vertical



Subject to technical modifications

Client  
 Code name Proyecto El Zapotillo – Rio Verde Pump: RDLO V 400-880 A  
 KSB project No. P.O. No.  
 Offer date Order No.  
 Dept. / In charge Works No.  
 Item No.



**Dimensions and Weights**

all dimensions in mm

Pump size	Flange dimensions				Pump dimensions						Weights in kg
	DN <sub>1</sub>	DN <sub>2</sub>	s <sub>1</sub>	s <sub>2</sub>	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	h <sub>2</sub>	h <sub>3</sub>	h <sub>4</sub>	h <sub>5</sub>	
400-935	500	400	45	40	1050	1000	550	650	879	1835	3500

Pump size	Foot dimensions									Shaft		Weights in kg Water fill	
	m <sub>3</sub>	m <sub>4</sub>	m <sub>5</sub>	m <sub>6</sub>	m <sub>7</sub>	n <sub>5</sub>	n <sub>6</sub>	n <sub>7</sub>	n <sub>8</sub>	n <sub>9</sub>	d <sub>1</sub>		l <sub>1</sub>
400-935	1340	1065	1015	355	245	1530	1130	1250	1050	525	95	210	600

**Suction Flange – Bolt Hole Pattern**

all dimensions in mm

Code/Standard	Nominal pressure	DN 500			Material
		d <sub>2</sub>	k	n	
ASME B16.5	Class 300	35	686	24	JS1030 (GGG-40)

**Discharge Flange - Bolt Hole Pattern**

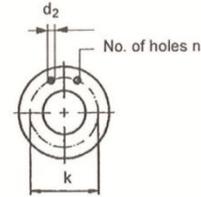
all dimensions in mm

Code/Standard	Nominal pressure	DN 400			Material
		d <sub>2</sub>	k	n	
ASME B16.5	Class 150	35	572	20	JS1030 (GGG-40)

**RDLO V**

**Standard bolt hole patterns for flanges**

Pump sizes	Cast iron Nominal pressure to:		Nodular cast iron / Ni-Resist Nominal pressure to:		
	DIN EN 1092-2	ASME B16.1	DIN 2543	DIN 2544	ASME B16.5
350-575	PN 10 + PN 16	Class 125 + 250	PN 16	PN 25	Class 150 + 300
350-690		Class 125			Class 150
400-525		Class 125 + 250			Class 150 + 300
400-665			Class 150 + 300		
400-705			Class 150 + 300		
400-880					



**Flange dimensions**

all dimensions in mm

**RDLO 350 - 575 and 350 - 690      RDLO 400 - 525 to 400 - 880**

Code / Standard	Nominal pressure	Suction side DN 400				Discharge side DN 350				Suction side DN 500				Discharge side DN 400			
		s <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	k	n	s <sub>2</sub>	d <sub>2</sub>	k	n	s <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	k	n	s <sub>2</sub>	d <sub>2</sub>	k	n
DIN EN 1092-2	PN 10	32	28	515	16	30	23	460	16	34	28	620	20	32	28	515	16
	PN 16	38	31	525	16	36	28	470	16	42	34	650	20	38	31	525	16
DIN 2543	PN 16	32	30	525	16	30	26	470	16	36	33	650	20	32	30	525	16
DIN 2544	PN 25	40	36	550	16	38	33	490	16	44	36	660	20	40	36	550	16
ASME B16.1	Class 125	38	29	540	16	37	29	476	12	45	32	635	20	38	29	540	16
	Class 250	58	35	572	20	54	32	514	20	64	35	686	24	58	35	572	20
ASME B16.5	Class 150	37	29	540	16	35	29	476	12	43	32	635	20	37	29	540	16
	Class 300	58	35	572	20	54	32	514	20	64	35	686	24	58	35	572	20

**Foundation Dimensions and Weights <sup>\*)</sup>**

all dimensions in mm

Pump sizes	Foundation dimensions									Weights in kg			
	m <sub>10</sub>	m <sub>11</sub>	m <sub>12</sub>	n <sub>11</sub>	n <sub>12</sub>	n <sub>13</sub>	b <sub>12</sub>	b <sub>13</sub>	t <sub>4</sub>	Pump	Water fill	Motor	Base-plate
350-575	365	230	645	810	540	265	120	320	500	2600	300	5500	1200
350-690	370		840	920	560					2750	370	7800	1400
400-525	365	645	810	540	2400					475	3700	1200	
400-665	425	180	840	920	560					3200	550	7800	1400
400-705	400	205								2800	500	3700	
400-880						3100	600	8100					

<sup>\*)</sup> Dimensional and weight deviations due to different motor manufacturers/types must be taken into account

## BIBLIOGRAFIA

**DE AZEVEDO NETTO** J.M. y **ACOSTA ALVAREZ** Guillermo; Manual de Hidráulica, México, 1975; HARLA, 578 p.

Selecting Centrifugal Pumps; Alemania; KSB Actiegesellschaft, 2005, 90p.

**VIEJO ZUBICARAY** Manuel y **ALVAREZ FERNANDEZ** Javier; Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones; México, 2010; LIMUSA, 239 p.

**NOVAK** P, **MOFFAT** A, **NALLURI** C; Estructuras Hidráulicas; México, 2001; MCGRAW-HILL, 2ª Ed., 599 p.

**WHITE**, Frank M.; Mecánica de Fluidos; Madrid, 2004; MCGRAW-HILL, 5ª Ed. 833p.

**WILLIAMS KING** Horace; Manual de Hidráulica; 1962, UTHEA, 1ª Ed. español, 536 p.

## MESOGRAFÍA:

“Catalogo de tubería de acero al carbón Brastubo”

<http://www.brastubo.com.br/catalogos/tubosacocarbono.pdf> (16/02/2012)

**JONES** G, **SANKS** R, **TCHOBANOGLUOS** G, **BOSSERMAN II** B; Pumping Station Design; 2008; BUTTERWORTH-HEINEMANN; 3ª Ed.

<http://books.google.com.mx/books?id=biWHfrpd9gsC&printsec=frontcover&hl=es#v=onepage&q&f=false> (16/02/2012)

“Los amortiguadores a vejiga de aire comprimido como protección en las elevaciones”; Mendiluce Rosich, Enrique; 1974, 121, (3116): 851-857

[http://ropdigital.ciccp.es/detalle\\_articulo.php?registro=5411&numero\\_revista=3116&anio=1974&anio\\_ini=1970&anio\\_fin=1979](http://ropdigital.ciccp.es/detalle_articulo.php?registro=5411&numero_revista=3116&anio=1974&anio_ini=1970&anio_fin=1979) (16/02/2012)

“Video de presentación del proyecto”

[http://www.youtube.com/watch?v=o1EotsB2hil&feature=player\\_detailpage](http://www.youtube.com/watch?v=o1EotsB2hil&feature=player_detailpage)  
(16/02/2012)