

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

“Diseño de un sistema de bombeo para el mantenimiento de los
medidores de referencia en sitio”

INFORME TÉCNICO DE RESIDENCIA PROFESIONAL

Realizado en:

Centro Nacional de Metrología (CENAM)
Estado de Querétaro

Que presenta:

AURORA PÉREZ ESPINOSA

Estudiante de la carrera:
INGENIERÍA MECÁNICA

Numero de control:
09270741

Periodo:
Agosto-Diciembre 2013



CAPITULO I

1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. JUSTIFICACIÓN.....	2
1.3. OBJETIVOS.....	2
1.3.1. Generales.....	2
1.3.2. Específicos.....	2

CAPITULO II

2.1. CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA EN QUE PARTICIPO

2.1.1. Antecedentes.....	4
2.1.2. Misión.....	5
2.1.3. Visión.....	5
2.1.4. Localización.....	5
2.1.5. Organigrama.....	6
2.1.6. Área específica donde se realizo el proyecto.....	7
2.1.7. Antecedentes de la Problemática.....	8

2.2. PROBLEMAS A RESOLVER CON SU RESPECTIVA PRIORIZACION

2.2.1. Cronograma de actividades.....	10
---------------------------------------	----

2.3. ALCANCES Y LIMITACIONES

2.3.1. Alcances.....	11
2.3.2. Limitaciones.....	11

CAPITULO III

FUNDAMENTO TEORICO: DISEÑO DE SISTEMAS DE BOMBEO

3.1. Conceptos básicos para el diseño de un sistema de bombeo.....	12
3.1.1 Numero de Reynolds.....	13
3.1.1.1. Flujo laminar.....	14
3.1.1.2. Flujo turbulento.....	14
3.1.2. Flujo en tubería.....	15
3.1.3. Ecuación de Bernoulli y ecuación de la energía.....	17
3.1.4. Ecuación de Darcy.....	20
3.2. Tanques de almacenamiento.....	20
3.2.1. Clasificación.....	21
3.3. Tuberías y accesorios.....	23

3.3.1. Tipos de tuberías.....	23
3.3.2. Velocidad de flujo recomendable en tuberías y ductos.....	24
3.3.3. Principios generales del diseño de sistemas de tuberías.....	25
3.3.4. Accesorios.....	26
3.3.5. Pérdidas de energía.....	29
3.3.5.1. Pérdidas de fricción en el flujo turbulento.....	29
3.3.5.2. Pérdidas secundarias o menores.....	30
3.4. Bombas.....	35
3.4.1. Tipos de bombas.....	35
3.4.2. Datos de rendimiento de bombas centrífugas.....	38
3.4.3. El punto de operación de una bomba y la selección de esta.....	40
3.4.3.1. Carga de succión neta positiva.....	42
3.4.3.2. NPSH.....	43
3.4.3.3. Detalles de la línea de succión.....	44
3.4.3.4. Detalles de la línea de descarga.....	46
3.4.3.5. Diseño de sistemas de tubería y procedimiento de selección de bombas...47	
3.5. Resistencia eléctricas industriales.....	49
3.5.1. Tipos.....	49
3.5.2. Determinación de energía calorífica.....	51
3.5.2.1. Aplicaciones de proceso.....	52
3.5.2.2. Determinación de los requisitos de energía calorífica.....	55
3.5.2.3. Dimensionamiento y selección de los equipos.....	58

CAPITULO IV

4.1. PROCEDIMIENTOS Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS.	
4.1.1. Revisión bibliográfica.....	60
4.1.2. Cálculos de pérdidas en tuberías, accesorios y selección de bomba.....	60
4.1.3. Diseño de compartimentos, recuperación de fluido contaminado y Diseño hidráulico para el manejo de 3 fluidos de limpieza.....	71
4.1.4. Cálculo y selección del sistema de calentamiento con control automático para la Selección de temperatura de operación deseada.....	71
4.1.5. Dibujo y elaboración en planos en Solidworks.....	79

CAPITULO V.

RESULTADOS

5.1. Elementos en el sistema.....	81
5.2. Planos del sistema de bombeo.....	83

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

FUENTES DE INFORMACIÓN.

INDICE DE ANEXOS

Anexo 1. Grafica para seleccionar el tamaño de tuberías.....	87
Anexo 2. Relación de coeficientes de resistencias en contracción súbita.....	88
Anexo 3. Coeficiente de resistencia- contracción gradual con $\theta \geq 15^\circ$	88
Anexo 4. Curva de funcionamiento de la bomba centrífuga seleccionada en el sistema de bombeo.....	89

CAPITULO I

1.1. INTRODUCCIÓN

El flujo de fluidos es un fenómeno que se presenta en una gran variedad de procesos industriales, y cuya correcta medición es vital para la economía de numerosas empresas. Por ello, la calibración de medidores y la caracterización de los sistemas de medición de fluidos tienen importantes repercusiones económicas en muchos sectores de la sociedad. Para satisfacer los requerimientos de exactitud en esta magnitud física, en la División de Metrología de Flujo y Volumen del CENAM (Centro Nacional de Metrología) se mantienen los patrones nacionales de flujo de gas, flujo de líquidos, volumen y viscosidad.

En el campo de la medición de flujo, la calibración de medidores de tipo turbina, de desplazamiento positivo, del tipo electromagnético, vortex, ultrasónicos, tipo Coriolis, de presión diferencial, entre otros, representa la forma de diseminar las cualidades metroológicas del Patrón Nacional de Flujo de Líquidos.

Desde 1996, la División de Flujo y Volumen mantiene relaciones de trabajo con PEMEX para la calibración en campo de los sistemas de medición empleados para la transferencia de custodia de los hidrocarburos refinados. Para cumplir con este propósito, se cuenta con Patrones Viajeros que son llevados a las diferentes instalaciones del cliente para la ejecución de los servicios de calibración.

El presente trabajo tiene como objeto diseñar un sistema de bombeo que proporcione mantenimiento a los medidores de flujo que llega a los laboratorios de CENAM provenientes de las instalaciones de PEMEX, el desarrollo del proyecto comprende el dimensionamiento de tuberías, elección de bombas y accesorios, investigación sobre resistencias eléctricas que incrementen la temperatura de los fluidos de trabajo para una mayor eficiencia, para esto se harán cálculos y revisión de tablas, gráficas, libros y páginas electrónicas.

1.2. JUSTIFICACIÓN

Este trabajo plantea el diseño de un sistema de bombeo que proporcione el mantenimiento adecuado a los medidores de referencia utilizados en los servicios de calibración en sitio para poder ser calibrados y verificados de manera periódica con el Patrón Nacional de Flujo de Líquidos.

La demanda de calibraciones en la industria petrolera es cada vez mayor para eso es necesario la utilización de medidores de referencia con una alta clase de exactitud, por lo que el mantenimiento, la periodicidad de su calibración y verificación contra el Patrón Nacional de Flujo de Líquidos (PNFL) debe ser más precisa. Para conocer si el medidor no sufrió un desfase en su comportamiento, es necesario mantener a los medidores de referencia libres de cualquier adherencia o sustancia que pueda cambiar su comportamiento o contaminar el agua del sistema estático de pesado y en general todos los accesorios que forman parte del PNFL, para solucionar este problema se propone diseñar un sistema de bombeo que se encargará de limpiar y remover cualquier sólido o sustancia del interior de los medidores de referencia.

1.2. OBJETIVOS

1.3.1 Generales

Diseñar un sistema de bombeo para el mantenimiento de los medidores de referencia en sitio para poder calibrarse y verificarse de manera gradual con el patrón nacional de flujo de líquidos.

1.3.2. Específicos

- Dar mantenimiento a los medidores con el fin de mantenerlos libres de cualquier adherencia o sustancia que pueda cambiar su comportamiento o contaminar el agua del sistema estático de pesado.
- Facilitar la limpieza y remoción del sólido o cualquier sustancia (crudo de petróleo) del interior de los medidores mejorando la viscosidad del fluido con una mezcla de desengrasante e incremento de la temperatura.

- Realizar cálculos para la selección de bomba, así como los materiales y tamaños que tendrán las válvulas, accesorios y tuberías.
- Dibujo, elaboración y modelado mecánico del sistema de bombeo utilizando el software Solidworks.

CAPITULO II

2.1. CARACTERIZACIÓN DEL ÁREA EN QUE PARTICIPO

El Centro Nacional de Metrología (CENAM) es el laboratorio nacional de referencia en materia de mediciones. Es responsable de establecer y mantener los patrones nacionales, ofrecer servicios metrológicos como calibración de instrumentos y patrones, certificación y desarrollo de materiales de referencia, cursos especializados en metrología, asesorías y venta de publicaciones.

Mantiene un estrecho contacto con otros laboratorios nacionales y con organismos internacionales relacionados con la metrología, con el fin de asegurar el reconocimiento internacional de los patrones nacionales de México y, consecuentemente, promover la aceptación de los productos y servicios de nuestro país.

2.1.1. Antecedentes

Con el fin de apoyar al Sistema Metrológico Nacional, el Centro Nacional de Metrología, CENAM, fue creado como un organismo descentralizado con personalidad jurídica y patrimonio propio, de acuerdo al artículo 29 de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización publicada en el Diario Oficial de la Federación el 1 de julio de 1992, y sus reformas publicadas en el Diario Oficial de la Federación del 20 de Mayo de 1997, coordinado por la Secretaría de Economía.

En 1982 inicia operaciones el laboratorio nacional como "Proyecto CENAM", en el CINVESTAV.

En 1988 se expide la primera Ley Federal sobre Metrología y Normalización que crea y da vida jurídica al Centro Nacional de Metrología (CENAM).

En 1991 se concreta la colaboración CINVESTAV-PTB en la que técnicos de estas dos instituciones acuerdan los planos arquitectónicos y estructurales para la construcción de las instalaciones definitivas del CENAM.

En 1992 se inicia la construcción del CENAM en los terrenos que ocupaba la Comisión Nacional de Fruticultura, en el Estado de Querétaro.

1994, el CENAM inicia formalmente sus operaciones.

2.1.2. Misión.

Apoyar a los diversos sectores de la sociedad en la satisfacción de sus necesidades metroológicas presentes y futuras, estableciendo patrones nacionales de medición, desarrollando materiales de referencia y diseminando sus exactitudes por medio de servicios tecnológicos de la más alta calidad, para incrementar la competitividad del país, contribuir al desarrollo sustentable y mejorar la calidad de vida de la población.

2.1.3. Visión.

Ser una organización científica y tecnológica de excelencia en el ámbito de la metrología a nivel nacional e internacional; origen de la trazabilidad de las mediciones en el país; reconocida por la eficiencia y confiabilidad de sus servicios; puente efectivo entre el conocimiento y sus aplicaciones; promotora de la cultura metroológica, que trabaja con personal de reconocido prestigio en un ambiente de superación integral continua y de sólidos valores éticos.

2.1.4 Localización.



Fig. 2.1 Mapa de Localización del CENAM.

2.1.5. Organigrama.

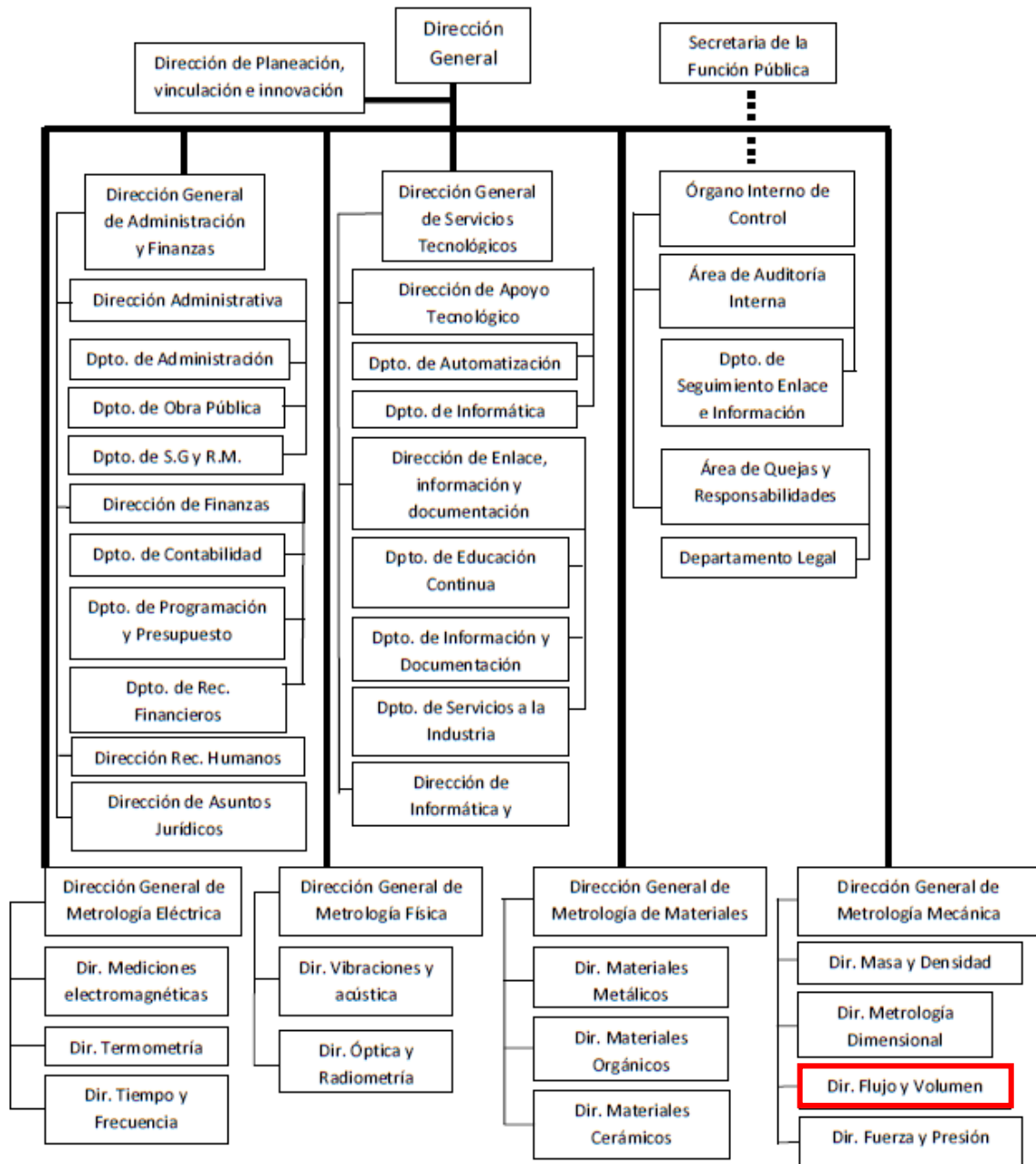


Fig. 2.2 Estructura Orgánica del CENAM.

2.1.6. Área específica donde se realizó el proyecto.

La dirección general de Metrología Mecánica establece, conserva, desarrolla y disemina los patrones nacionales de las magnitudes mecánicas. La medición de estas magnitudes (masa, fuerza, presión, flujo, longitud, ángulo plano, volumen y magnitudes afines) es indispensable para el desarrollo industrial del país en todos sus sectores productivos y especialmente en las industrias de fabricación de productos metálicos, maquinarias y equipos, productos alimenticios, industria química e industria petroquímica. Estas y otras industrias manufactureras requieren mediciones mecánicas exactas para obtener incertidumbres adecuadas en el control de sus procesos productivos, a fin de competir con éxito en los mercados nacionales e internacionales.

Para el desempeño de sus funciones, la dirección está integrada por las direcciones de Metrología Dimensional, Metrología de Masa y Densidad, Metrología de Fuerza y Presión y Metrología de Flujo y Volumen.

Dirección de Metrología de Flujo y Volumen.

La calibración de medidores y la caracterización de los sistemas de medición de fluidos tienen importantes repercusiones económicas en muchos sectores de la sociedad. Para satisfacer los requerimientos de exactitud en esta magnitud física, en la División de Metrología de Flujo y Volumen del CENAM se mantienen los patrones nacionales de flujo de gas, flujo de líquidos, volumen y viscosidad.

En el campo de la medición de flujo de gases, la diseminación se realiza a través de los servicios de calibración de medidores tipo diafragma, de cámara húmeda, de burbuja, de área variable, entre otros.

Mientras que la calibración de medidores de tipo turbina, de desplazamiento positivo, del tipo electromagnético, vortex, ultrasónicos, tipo Coriolis, de presión diferencial, entre otros, representa la forma de diseminar las cualidades metrológicas del Patrón Nacional de Flujo de Líquidos, mismo que tiene un alcance de medición desde 25 L/min hasta 12 000 L/min.

El área específica de trabajo se ubica en el edificio H en la dirección de flujo y volumen y es representado por la figura 2.3.



Fig. 2.3 Mapa de Localización de edificios del CENAM.

2.1.7. Antecedentes de la Problemática.

Desde 1996, la División de Flujo y Volumen mantiene relaciones de trabajo con PEMEX para la calibración en campo de los sistemas de medición empleados para la transferencia de custodia de los hidrocarburos refinados.

Para cumplir con este propósito, se cuenta con Patrones Viajeros que son llevados a las diferentes instalaciones del cliente para la ejecución de los servicios de calibración; con dichos equipos se cubre un alcance de medición desde 40 L/min hasta 5 600 L/min, y con posibilidades de operar con fluidos de operar con diversos fluidos.

Los patrones viajeros al realizar los servicios de calibración en sitio regresan a CENAM con sustancias y/o adherencias de crudo de petróleo que necesitan ser removidas para el buen funcionamiento de los medidores.

El mantenimiento se hace básicamente con un sistema simple de bombeo mostrado en la figura 2.4, donde los elementos principales que se utilizan son:

Tabla. 2.1 Sistema de bombeo para el mantenimiento de medidores de referencia.

Elemento	Características
Tanque o depósito	Capacidad máxima de 200 litros y una válvula pequeña para drenar.
Tubería Flexible.	Manguera de neopreno de 2 pulgadas de diámetro, con longitudes de 4 m de succión y 2 m de descarga.
Bomba	Centrífuga vertical con motor eléctrico de 10 HP, 3500 RPM, 60 HZ.

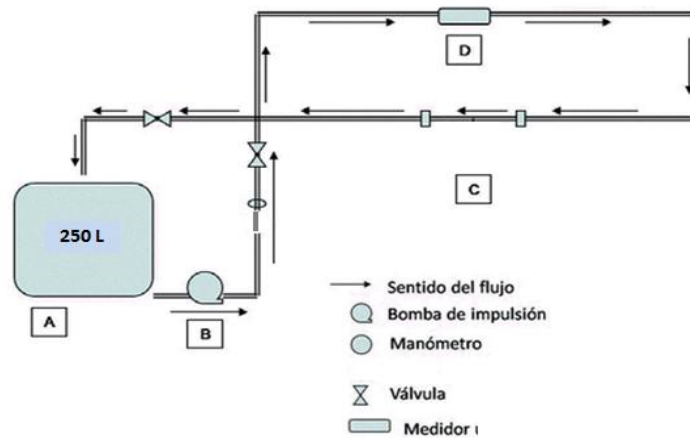


Fig. 2.4 Sistema de bombeo para el mantenimiento de medidores de referencia.

El proceso consiste en lo siguiente:

1. Uniones de mangueras de succión y descarga al medidor, así como también a la bomba centrífuga por medio de conexiones rápidas.
2. La entrada de tubería de succión y salida de tubería de descarga se sumergen en el depósito que contiene la mezcla de agua y desengrasante con una proporción de 25:1, con una cantidad de fluido de aproximadamente 150 litros.
3. El proceso que se lleva a cabo es una recirculación de la mezcla por todo el sistema, el tiempo y la repetición del proceso depende de las condiciones en que regresen los medidores de referencia, estas condiciones pueden ser:

Los grados API (*American Petroleum Institute*) del crudo y el nivel de contaminación del dispositivo, es decir, entre menor sean los grados API y mayor el nivel de contaminación, necesitará un mejor mantenimiento, para esto se tendrán 2 cambios de mezclas de agua con desengrasante y una de agua.

El tiempo de trabajo también se relaciona con las condiciones mencionadas, ya que el proceso podía perdurar el horario laboral, esto es, alrededor de 8 horas o se podía seguir con el mantenimiento al siguiente día.

4. La mezcla obtenida al finalizar el mantenimiento son llevados al área de residuos peligrosos.

2.2. PROBLEMAS A RESOLVER CON SU RESPECTIVA PRIORIZACIÓN

2.3.1 Cronograma de actividades.

Tabla.2.2 Cronograma de actividades

ACTIVIDAD		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Revisión bibliográfica	P	■	■														
	R	■	■														
Diseño de compartimentos y recuperación de Fluidos contaminado.	P			■	■	■	■	■									
	R			■	■	■	■	■									
Diseño hidráulico para el manejo de 3 fluidos de Limpieza.	P			■	■	■	■	■	■								
	R			■	■	■	■	■	■								
Calculo y selección de bomba	P								■	■	■	■					
	R								■	■	■	■					
Cálculos de pérdidas en tubería y selección de válvulas	P								■	■	■	■					
	R								■	■	■	■					
Cálculo y selección de sistema de Calentamiento de control automático para la selección de la Temperatura de operación deseada	P												■	■	■		
	R												■	■	■		
Dibujo y elaboración de planos en Solidworks	P															■	■
	R															■	■

2.3. ALCANCES Y LIMITACIONES.

2.3.1. Alcances.

La trascendencia del proyecto radica en realizar el trabajo de mantenimiento de los medidores de una manera rápida y efectiva, esto significa ahorro de tiempo y la ejecución de servicios con mayor calidad, de ahí la importancia de diseñar un sistema de bombeo para dar limpieza a los dispositivos.

A partir de la implementación del sistema de bombeo para el mantenimiento de los medidores en la división de flujo y volumen, el esfuerzo y la mano de obra tenderán a disminuir, solo será necesario conectar o desconectar tuberías y accesorios y mantener controladas las válvulas para abrir y cerrar el paso de fluidos de limpieza.

Los aspectos puntuales que comprende este proyecto están referidos al diseño, cálculos y simulación de un sistema de bombeo que nos permitan mantener a los medidores de referencia libres de cualquier adherencia o sustancia que puedan afectar los servicios de calibraciones.

2.3.2. Limitaciones.

En el desarrollo del proyecto se presentaron las siguientes limitaciones.

- ⊗ El sistema de bombeo no será instalado únicamente quedara documentado.
- ⊗ Al iniciar la investigación se tenían lo datos necesarios para realizar cálculos de selección de la bomba pero se realizaron cambios para el buen funcionamiento del sistema y se reinicio el procedimiento de selección y cálculos.
- ⊗ La información necesaria para llevar a cabo la investigación es proporcionada por empresas y proveedores, que al contactarlos para que analicen ciertos problemas, se toman un determinado tiempo para responder y con ello disminuye el tiempo de avance.

CAPITULO III FUNDAMENTO TEORICO

DISEÑO DE SISTEMAS DE BOMBEO

3.1. Conceptos básicos para el diseño de un sistema de bombeo.

Un sistema de bombeo consiste en un conjunto de elementos que permiten el transporte a través de tuberías y el almacenamiento temporal de los fluidos, de forma que se cumplan las especificaciones de caudal y presión necesarias en los diferentes sistemas y procesos.

En un sistema típico, además de las tuberías que enlazan los puntos de origen y destino, son necesarios otros elementos. Algunos de ellos proporcionan la energía necesaria para el transporte: bombas (maquinas hidráulicas), lugares de almacenamiento y depósitos. Otros son elementos de regulación y control: válvulas y equipos de medida.

Las estaciones de bombeo son instalaciones, construidas y equipadas para transportar el agua residual del nivel de succión o de llegada a las unidades de tratamiento, al nivel superior o de salida de la misma.

Clasificación de las estaciones de bombeo:

Algunos de los sistemas normales de clasificación son los siguientes:

- 1.- Por capacidad (metros cúbicos por segundo, metros cúbicos por día o litros por segundo).
- 2.- Según la fuente de energía (electricidad, motores Diesel, etc.).
- 3.- Por el método de construcción empleado (*in situ*, prefabricadas, etc.).
- 4.- Por su función u objeto específico.

Definición de fluido.

Los fluidos son sustancias capaces de fluir y que se adaptan a la forma de los recipientes que lo contienen. Cuando están en equilibrio, los fluidos no pueden soportar fuerzas tangenciales o cortantes. Todos los fluidos son compresibles en cierto grado y ofrecen poca resistencia a los cambios de forma. Los fluidos pueden dividirse en líquidos y gases.

Las diferencias esenciales entre líquidos y gases son (a) los líquidos son prácticamente incompresibles y los gases son compresibles, por lo que en muchas ocasiones hay que tratarlos como tales y (b) los líquidos ocupan un volumen definido y tienen superficies libres mientras que una masa dada de gas se expande hasta ocupar todas las partes del recipiente que lo contenga.

3.1.1. Número de Reynolds

El comportamiento de un fluido, en particular en lo que se refiere a las pérdidas de energía, depende de que el fluido sea laminar o turbulento. Por esta razón, se necesita un medio para predecir el tipo de flujo sin tener que observarlo en realidad. Osborne Reynolds fue el primero en demostrar que es posible pronosticar el flujo laminar o turbulento si se conoce la magnitud de un número adimensional, al que hoy se le denomina número de Reynolds (N_R). La ecuación siguiente muestra la definición básica del número de Reynolds:

$$N_R = \frac{v D \rho}{\eta} = \frac{v D}{\nu} \quad (3.1)$$

Donde:

D = Diámetro interno de la tubería.

ρ = La densidad de fluido.

η = Viscosidad del fluido.

v = Velocidad promedio de flujo.

Debido a que todas las unidades se cancelan, N_R es adimensional.

El número de Reynolds es la relación de la fuerza de inercia sobre un elemento de fluido a la fuerza viscosa. La fuerza se desarrolla a partir de la segunda ley del movimiento de Newton $F = ma$. la fuerza viscosa se relaciona con el producto del esfuerzo cortante por el área.

Los flujos tienen número de Reynolds grandes debido a una velocidad elevada y /o una viscosidad baja, y tienden a ser turbulentos. Aquellos fluidos con viscosidad alta y/o que se mueven a velocidades bajas, tendrán números de Reynolds bajos y tenderán a comportarse en forma laminar.

Para las aplicaciones prácticas del flujo en tuberías, encontramos que si el número de Reynolds para el flujo es menor que 2000, este será laminar.

Si el número de Reynolds mayor que 4000, el flujo será turbulento. En el rango de números de Reynolds entre 2000 y 4000 es imposible predecir que flujo existe; por lo tanto, le denominaremos región crítica, la práctica usual es cambiar la tasa de flujo o diámetro del tubo para que el flujo sea en definitiva laminar o turbulento. Entonces es posible realizar análisis más precisos.

Con la minimación cuidadosa de las perturbaciones externas es posible mantener el flujo laminar para número de Reynolds tan grandes como 50000. Sin embargo, cuando N_R es mayor que 4000, una perturbación pequeña en la corriente ocasionara que el flujo cambie de forma súbita de laminar a turbulento. Por esta razón supondremos lo siguiente:

Si $N_R < 2000$, el flujo es laminar.

Si $N_R > 4000$, el flujo es turbulento.

3.1.1.1. Flujo laminar.

Consideremos en primer lugar la corriente de un fluido muy viscoso, por ejemplo, aceite lubricante, a pequeña velocidad, por una tubería de pequeño diámetro y de sección constante en régimen permanente: este movimiento, permanente y uniforme, es un movimiento laminar.

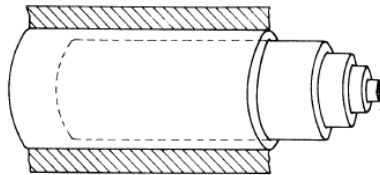


Fig. 3.1. Flujo laminar en una tubería circular.

El fluido se desplaza ordenadamente en capas anulares concéntricas que deslizan una sobre otras con velocidad decreciente desde el eje(velocidad máxima) hasta la pared de la tubería(velocidad cero). Este tipo de movimiento se ha denominado a veces movimiento telescópico.

3.1.1.2. Flujo turbulento.

Consideremos la corriente de un fluido poco viscoso, por ejemplo agua, a gran velocidad, por una tubería de gran diámetro y de sección constante: este movimiento, permanente y uniforme, es un movimiento turbulento.

El movimiento en régimen turbulento es caótico. Así en el ejemplo (agua a gran velocidad) las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias de las partículas se entrecruzan formando pequeños remolinos aperiódicos.

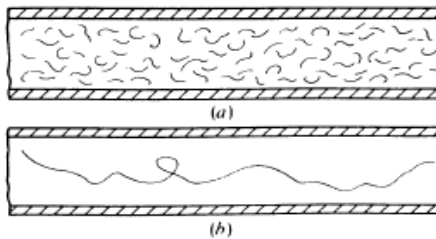


Fig. 3.2 El flujo turbulento es un movimiento desordenado. (a) segmentos de trayectorias de diversas partículas en un mismo espacio de tiempo; (b) trayectoria de una sola partícula.

3.1.2. Flujo en tubería.

La cantidad de fluido que pasa por un sistema por unidad de tiempo puede expresarse por medio de tres términos distintos:

Q = El flujo volumétrico es el volumen de fluido que circula en una sección por unidad de tiempo.

W = El flujo en peso es el peso del fluido que circula en una sección por unidad de tiempo.

M = El flujo másico es la masa de fluido que circula en una sección por unidad de tiempo.

El flujo volumétrico Q es el más importante de los tres, y se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q = Av \quad (3.2)$$

Donde A es el área de la sección y v es la velocidad promedio de flujo.

En la siguiente tabla 3.1 se listan las tasas comunes de flujo volumétrico para distintas clases de sistema.

Tabla 3.1 Flujos volumétricos comunes.

Flujo Volumétrico			
m^3/h	(L/min)		Flujo volum. (gal/min)
0.9-7.5	15- 125	Bombas reciprocas que manejan fluidos pesados y compuestos acuosos de lodo	4-33
0.60-6.0	10-100	Sistemas hidráulicos de aceites industriales	3-30
6.0-36	100-600	Sistemas hidráulicos para equipos móviles	30-150
2.4-270	40-4500	Bombas centrífugas en procesos químicos	10-1200
12-240	200-4000	Bombas de control de flujo y drenaje	50-1000
2.4-900	40-15000	Bombas centrífugas para manejar desechos de minería	10-4000
108-570	1800-9500	Bombas centrífugas de sistema contra incendios	500-2500

El método de cálculo de velocidad de flujo en un sistema de ductos cerrados depende del principio de continuidad. Considerando la figura 3.3 un fluido circula con un flujo volumétrico constante de la sección 1 a la sección 2. Es decir, la cantidad de fluido que circula a través de cualquier sección en cierta cantidad de tiempo es constante.

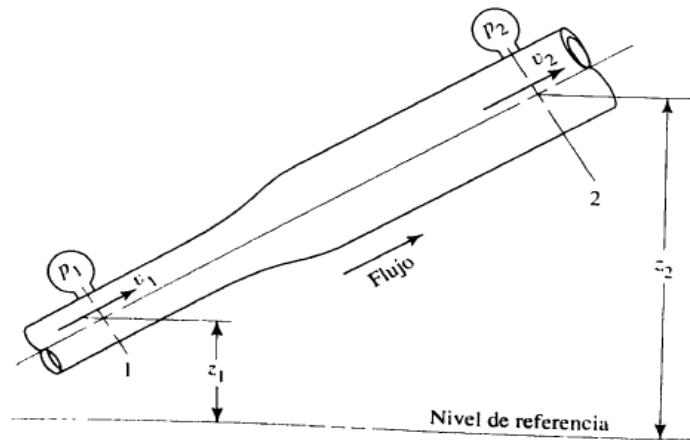


Fig. 3.3 Porción de un sistema de distribución de fluido en el que hay variaciones de velocidad, presión y elevación.

Esto se conoce como flujo estable. Por ello, si entre las secciones 1 y 2 no se agrega fluido ni se almacena o se retira, entonces la masa de fluido que circula por la sección 2 en cierta cantidad de tiempo debe ser similar a la que circula por la sección 1.

Esto se expresa en términos de flujo másico así:

$$M_1 = M_2 \quad (3.3)$$

O bien, debido a que $M = \rho Av$, tenemos:

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad (3.4)$$

La ecuación 3.5 es el enunciado matemático del principio de continuidad y se le denomina ecuación de continuidad se utiliza para relacionar la densidad del fluido, el área de flujo y la velocidad de este en dos secciones del sistema donde existe flujo estable. Es válido para todos los fluidos, ya sean gases o líquidos.

Si el fluido en el tubo de la figura es un líquido incompresible, entonces los términos ρ_1 y ρ_2 de la ecuación son iguales. Así, la ecuación se convierte en

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (3.5)$$

O bien, debido a que $Q = Av$, tenemos

$$Q_1 = Q_2 \quad (3.6)$$

La ecuación 3.6 es de continuidad tal como se aplica a los líquidos; enuncia que para un flujo estable el flujo volumétrico es el mismo en cualquier sección.

3.1.3. Ecuación de Bernoulli y ecuación de la energía.

Hay tres formas de energía que se toman siempre en consideración cuando se analiza un problema de flujo de tuberías. Considere un elemento de fluido dentro de una tubería en un sistema de flujo, se localiza a cierta elevación z , tiene velocidad v y presión p . el elemento de fluido posee las formas de energía siguientes

1. Energía potencial (EP). Debido a su elevación, la energía potencial del elemento en relación con algún nivel de referencia es

$$EP = wz \quad (3.7)$$

Donde w es el peso del elemento.

2. Energía cinética (EC). Debido a su velocidad, la energía cinética del elemento es

$$EC = \frac{wv^2}{2g} \quad (3.8)$$

3. Energía de flujo (EF). A veces llamada energía de presión o trabajo de fluido, y representa la cantidad de trabajo necesaria para mover el elemento de fluido a través de cierta sección contra la presión P . La energía de flujo se abrevia EF y se calcula por medio de

$$EF = \frac{wP}{\gamma} \quad (3.9)$$

Entonces, la cantidad total de energía de estas tres formas que posee el elemento de fluido es la suma E ,

$$E = EF + EP + EC \quad (3.10)$$

$$E = \frac{wp}{\gamma} + wz + \frac{wv^2}{2g} \quad (3.11)$$

Ahora, considere el elemento de fluido en la figura 3.4, que se mueve de la sección 1 a la 2. Los valores de P , z y v son diferentes en las dos secciones. En la sección 1, la energía total es

$$E_1 = \frac{wp_1}{\gamma} + wz_1 + \frac{wv_1^2}{2g}$$

En la sección 2 la energía total es

$$E_2 = \frac{wp_2}{\gamma} + wz_2 + \frac{wv_2^2}{2g} \quad (3.12)$$

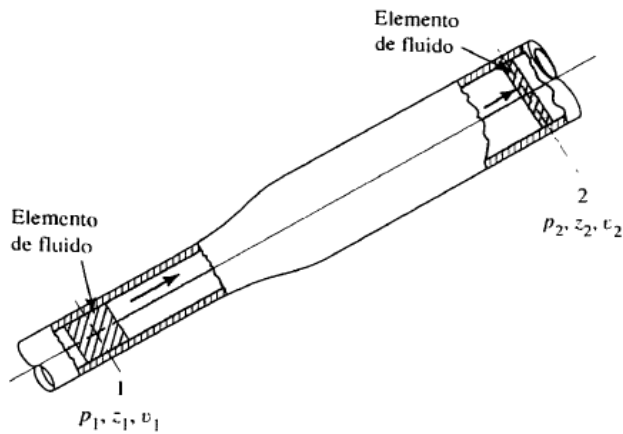


Fig. 3.4 Elementos de fluido utilizados en la ecuación de Bernoulli.

Si no hay energía que se agregue o pierda en el fluido entre las secciones 1 y 2, entonces el principio de la conservación de la energía requiere que

$$E_1 = E_2 \quad (3.13)$$

$$\frac{wp_1}{\gamma} + wz_1 + \frac{wv_1^2}{2g} = \frac{wp_2}{\gamma} + wz_2 + \frac{wv_2^2}{2g} \quad (3.14)$$

El peso del elemento w es común a todos los términos y se elimina la dividir entre él. Así, la ecuación se convierte en

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.15)$$

Conocida como la ecuación de Bernoulli.

Interpretación de la ecuación de Bernoulli

Cada término de la ecuación de Bernoulli resulta de dividir una expresión de la energía entre el peso de un elemento del fluido por lo anterior,

Cada término de la ecuación de Bernoulli es una forma de la energía que posee el fluido por unidad de peso del fluido que se mueve en el sistema.

La unidad de cada término es energía por unidad de peso.

La unidad resultante es tan solo el metro (m) o el pie, y se interpreta como una altura. En el análisis del flujo de fluidos los términos se expresan por lo común como altura, en alusión a una altura sobre un nivel de referencia. En específico,

$$\frac{p}{\gamma} = \text{es la carga de presión.}$$

$$z = \text{es la carga de elevación}$$

$$\frac{v^2}{2g} = \text{es la carga de velocidad}$$

A la suma de estos tres términos se le denomina carga total.

La ecuación de Bernoulli se utiliza para determinar los valores de carga de presión, carga de elevación y cambio de la carga de velocidad, conforme el fluido circula a través del sistema.

Esto se demuestra por medio de la ecuación de continuidad,

$$\begin{aligned} A_1 v_1 &= A_2 v_2 \\ v_2 &= \left(\frac{A_1}{A_2}\right) v_1 \end{aligned} \quad (3.16)$$

Debido a que $A_1 < A_2$, v_2 debe ser menor que v_1 . Y como la velocidad está elevada al cuadrado en el término de la carga de velocidad, $\frac{v_2^2}{2g}$ es mucho menor que $\frac{v_1^2}{2g}$.

Es común que cuando crece el tamaño de la sección, la carga de presión se incrementa porque la carga de velocidad disminuye. Sin embargo, el cambio real también se ve afectado por el cambio en la carga de elevación.

En resumen:

La ecuación de Bernoulli toma en cuenta los cambios en la carga de elevación, carga de presión y carga de velocidad entre dos puntos en un sistema de flujo de fluido. Se supone que no hay pérdidas o adiciones de energía entre los dos puntos por lo que la carga total permanece constante.

Al escribir la ecuación de Bernoulli, es esencial que las presiones en los dos puntos de referencia se expresen ambas como presiones absolutas o ambas como presiones manométricas. Es decir, los dos deben tener la misma presión de referencia.

Hay varias restricciones para utilizar la ecuación de Bernoulli.

1. Solo es válida para flujos incompresibles.
2. Entre las dos secciones de interés no puede haber dispositivos mecánicos como bombas, motores de fluido o turbinas.
3. No puede haber pérdida de energía por la fricción o turbulencia que generen válvulas y accesorios en el sistema de flujo.
4. No puede existir transferencia de calor hacia el sistema o fuera de este.

En realidad, ningún sistema satisface todas estas restricciones.

3.1.7. Ecuación de Darcy.

En la ecuación general de la energía

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.17)$$

Al término h_L se le definió como la pérdida de energía en el sistema. Una componente de pérdida de energía es la fricción en el fluido que circula.

Para el caso de tuberías y tubos

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \quad (3.18)$$

Donde:

h_L = Pérdida de energía debido a la fricción.

L = Longitud de la corriente de flujo.

D = Diámetro de tubería

v = Velocidad promedio de flujo.

f = Factor de fricción (adimensional).

3.2. Tanques de almacenamiento

Los tanques de almacenamiento son depósitos de acero diseñados para contener o procesar fluidos (hidrocarburos o agua), generalmente a presión atmosférica o presión interna relativamente baja. El combustible llega a los tanques a través de tuberías de llenado y es expedido por tuberías de despacho hacia contenedores vecinos o camiones cisterna.

Los tanques contienen en su interior techos flotantes con cierre hermético y flexible suspendidos sobre el combustible para evitar la formación de vapores.

3.2.2. Clasificación.

Tanques rectangulares.

Como se muestra en la figura 3.5 se emplean para almacenar productos no agresivos (agua, mieles, jarabes, etc.) y son de baja capacidad ($V < 20 \text{ m}^3$). Son construidos generalmente de acero al carbono y operan a presión atmosférica.

Tanques cilíndricos horizontales

Se emplean para almacenar productos de diferente naturaleza química (ácidos, álcalis, combustibles, lubricantes, etc.). Son de mediana capacidad de almacenaje ($V < 150 \text{ m}^3$). Estos tanques a su vez pueden ser: aéreos (aboveground storage) o subterráneos (underground storage) y pueden tener sus extremos planos o abovedados (figura 3.5).

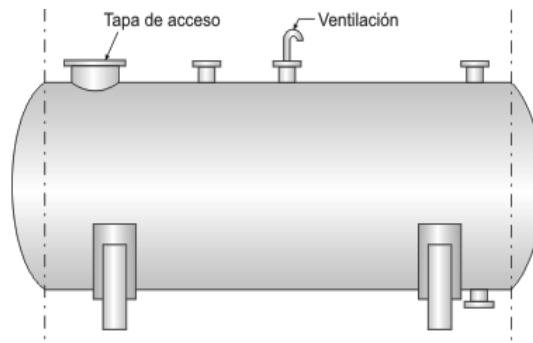


Fig. 3.5 Tanque horizontal para almacenaje de ácidos (ASME)

Tanques cilíndricos verticales

Se emplean para almacenar productos de diferente naturaleza química (ácidos, álcalis, hidrocarburos, efluentes industriales, etc.) y son de gran capacidad de almacenaje ($V = 10,000$ a $20,000 \text{ m}^3$). Estos a su vez pueden ser clasificados según los distintos aspectos:

1. Tipo de cobertura:

Abiertos: son aquellos que generalmente trabajan a una presión igual o cercana a 1 atmósfera (101.325 Kpa) y temperatura ambiental.

Techados o cerrados: están diseñados principalmente para el área industrial, donde se necesita acumular un producto en condiciones distintas de presión y temperaturas normales (presión atmosférica y temperatura ambiente).

2. Tipo de techo: fijo o flotante.

Este tipo de tanques es principalmente usado por almacenes cercano a la presión atmosférica.

Tipo de fondo: plano o cónico

Con relación a la selección de los tanques cilíndricos (figura 3.6), optar por una u otra forma dependerá del volumen requerido, el espacio disponible, las inversiones exigidas, etc. que harán que en algunas situaciones un tipo determinado sea más indicado que otro y que habrá que determinar en cada caso en particular.

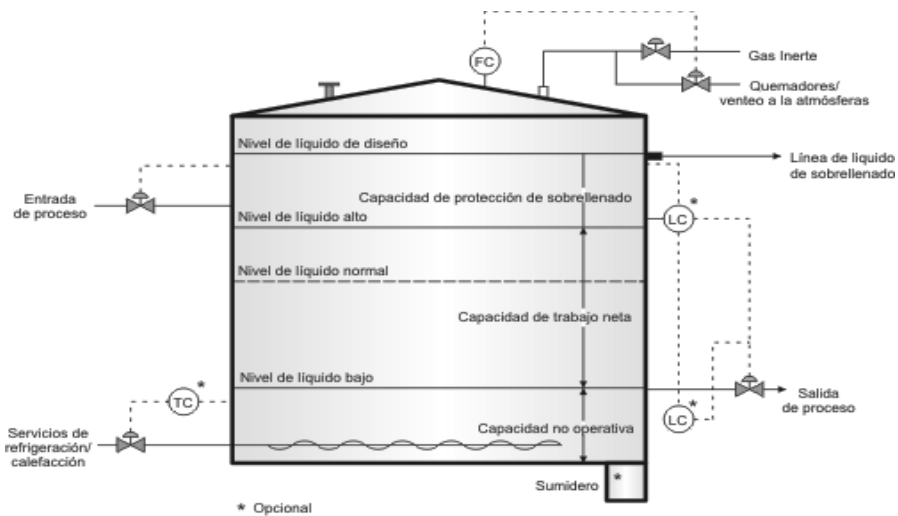


Fig. 3.6 Tanque para almacenaje de hidrocarburos (API)

Recipientes a presión

Como es sabido, muchos de los productos requeridos o producidos en las industrias requieren para su almacenaje y utilización de presiones superiores a la atmosférica, dando lugar así a los llamados recipientes a presión. Estos equipos deberán ser capaces de contener productos de diferente naturaleza química bajo las condiciones de operación requeridas (presiones, temperaturas, concentraciones, etc.).

3.2. Tuberías y accesorios.

3.3.1. Tipos de tuberías.

En los tamaños nominales de los ductos existentes comercialmente se menciona la pulgada como unidad, aunque la tendencia internacional es hacer la transición al SI.

Tuberías de Acero.

Los tamaños estándar de tuberías se denominan por medio de su tamaño nominal y número de cédula. Los números de cédula están relacionados con la presión permisible de operación y el esfuerzo permisible del acero en la tubería.

El rango de números de cédula va de 10 a 160, y los más altos indican un espesor mayor de pared. Debido a que todas las cédulas de tuberías de un tamaño nominal dado tienen el mismo diámetro exterior, las más grandes tienen un diámetro interior más pequeño. Al sistema de números de cédula también se le conoce como *iron Pipe Sizes (IPS)*. Las series más completas de tuberías de acero disponibles son las cédulas 40 y 80.

Tuberías y tubos de plástico.

Utilizamos tubos y tuberías de plástico en una variedad amplia de aplicaciones donde tiene ventajas por su peso ligero, facilidad de instalación, resistencia a la corrosión y a los productos químicos, características de flujo muy buenas. Como ejemplo tenemos la distribución de agua y gas, drenaje y aguas residuales, producción de petróleo y gas, irrigación, minería y muchas aplicaciones industriales.

Manguera hidráulica.

En los sistemas de fluidos de potencia y en otras aplicaciones industriales, donde las líneas de flujo deben prestar servicio cambiante, se usan con frecuencia las mangueras flexibles reforzadas. Los materiales con que están hechas incluyen butil caucho. Caucho sintético, caucho de silicón, elastómeros termoplásticos y nylon. El refuerzo trenzado está constituido de alambre de acero, kevlar, poliéster y tela. Las aplicaciones industriales incluyen vapor, aire comprimido, transferencia de químicos, enfriadores, calentadores, transferencia de combustible, lubricantes, refrigerantes, almacenamiento de papel, fluidos de potencia para dirección, propano, agua, alimentos y bebidas.

3.3.2. Velocidad de flujo recomendable en tuberías y ductos.

Son muchos los factores que influyen para lograr una velocidad de flujo satisfactoria en los sistemas de fluido.

Los más importantes son el tipo de fluido, la longitud del sistema de flujo, el tipo de tubería o tubo, la caída de presión que puede tolerarse, los dispositivos (bombas, válvulas y otros más) que han de conectarse a la tubería o tubo, temperatura, presión y ruido.

El anexo 1 proporciona una guía muy general para especificar el tamaño de las tuberías, como funciona el flujo volumétrico para sistemas comunes de distribución de fluidos por medios de bombas. Por ejemplo, las velocidades de flujo recomendables para sistemas de fluidos de potencia son las siguientes:

Tabla 3.2 Velocidades de flujo recomendables.

Tipo de servicio	Rango recomendado de velocidad	
	Pies/s	m/s
Líneas de succión	2-4	0.6-1.2
Líneas de retorno	4-13	1.5-4
Líneas de descarga	7-18	2-5.5

3.3.3. Principios generales del diseño de sistemas de tuberías.

Aunque los requerimientos específicos de un sistema dado imponen algunas de las características de un sistema de tubería, los lineamientos siguientes ayudan a diseñar sistemas con eficiencia razonable.

1. La potencia que la bomba de un sistema requiere se calcula por medio de

$$PA = h_A \gamma Q \quad (3.19)$$

Donde h_A es la carga total sobre la bomba. Las pérdidas de energía contribuyen mucho a esta carga total, lo que hace deseable minimizarlas.

2. Debe ponerse atención particular a la presión en la entrada de una bomba hay que hacerla tan elevada como sea práctico. Debe verificarse el diseño final de la línea de succión, con el fin de asegurar que no haya cavitación en el puerto de succión de la bomba, por medio del cálculo de la carga de succión positiva neta (NPSH).
3. Deben seleccionarse los componentes del sistema para minimizar las pérdidas de energía, al mismo tiempo que se mantiene un tamaño físico y costo razonables de los componentes.
4. La selección de los tamaños de tubería debe hacerse de acuerdo con las recomendaciones dadas. Tomando en cuenta el tipo de sistema que se diseña.

Debe emplearse la figura del anexo 1, para determinar los tamaños aproximados de las líneas de succión y descarga de sistemas comunes de transferencia de fluidos. Para tuberías muy largas o cuando haya que minimizar las pérdidas de energía. Hay que especificar tamaños grandes.

5. Si los tamaños de tubería seleccionados difieren de las conexiones de succión Y descarga de la bomba, basta utilizar reducciones o expansiones graduales de pérdida baja. Para muchos tipos de tubería están disponibles comercialmente componentes estándar.

6. La longitud de las líneas de succión debe ser tan corta como sea práctico.

7. Se recomienda emplear válvulas de control y apagado de pérdida baja, como las de tipo compuerta o mariposa, a menos que el diseño del sistema requiera otras que estrangulen el flujo. En ese caso, pueden especificarse válvulas de globo.

8. Frecuentemente es deseable colocar una válvula de cierre en cualquier lado de la bomba, con el fin de permitir que ésta se repare o retire.

3.3.4. Accesorios.

Válvula de globo

En la figura 3.8 se presentan la construcción interna y apariencia externa de la válvula de globo. Al girar la llave se hace que el dispositivo sellador se eleve en forma vertical y se aleje del fondo. Esta es una de las válvulas más comunes y es relativamente barata. Sin embargo, es una de las de peor rendimiento, en términos de energía que se pierde, su factor de resistencia se encuentra entre los más elevados, debe emplearse donde no exista problema real que provoque la pérdida de energía.

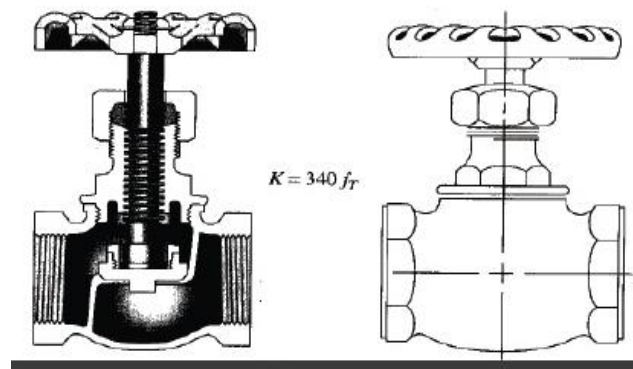


Fig. 3.8 Válvula de globo.

Válvulas de compuerta.

En la figura 3.9. Se muestra una válvula de posición cerrada. Si giramos la llave, la compuerta se eleva en forma vertical y se aparta de la trayectoria del flujo. Cuando está abierta por completo, hay muy poca obstrucción del camino del flujo que ocasione turbulencia en la corriente. Por tanto, este tipo de válvula es uno de los mejores para limitar la pérdida de energía. En una instalación dada, la válvula de compuerta abierta por completo solo pierde el 2.4 % de la energía que pierde una válvula de globo.

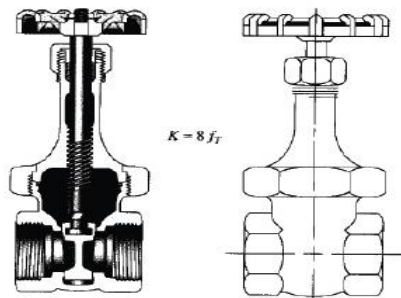


Fig. 3.9 Válvula de compuerta.

Válvulas de bola.

Una válvula de bola, conocida también como de "esfera", es un mecanismo de llave de paso que sirve para regular el flujo de un fluido canalizado y se caracteriza porque el mecanismo regulador situado en el interior tiene forma de esfera perforada.

Se abre mediante el giro del eje unido a la esfera o bola perforada, de tal forma que permite el paso del fluido cuando está alineada la perforación con la entrada y la salida de la válvula. Cuando la válvula está cerrada, el agujero estará perpendicular a la entrada y a la salida. La posición de la manilla de actuación indica el estado de la válvula (abierta o cerrada).

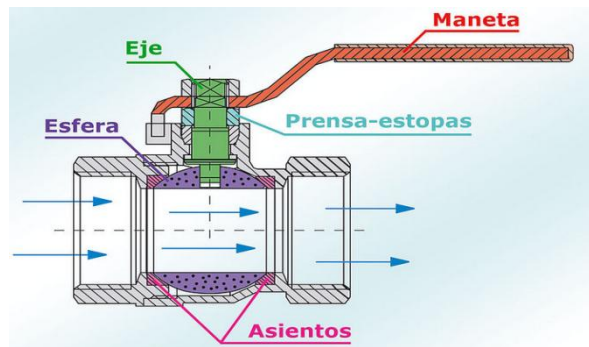


Fig. 3.10 Válvula de bola.

Válvulas de mariposa

Las válvulas de mariposa usualmente sirven para aplicaciones de baja presión (125 lbs). Se pueden usar para abrir o cerrar el paso a un fluido o para regularlo aunque no es completamente recomendable.

Se caracterizan por su operación rápida ya que abren y cierran a $\frac{1}{4}$ de vuelta. Existen válvulas de mariposa tipo waffer u oblea, tipo lug u orejadas y bridadas en medidas desde 24 pulgadas, siendo la más común por su facilidad de instalación las válvulas mariposa tipo waffer.

Las válvulas de mariposa pueden ser operadas con palanca, operador de engranes o actuadores neumáticos o eléctricos.

Codos y acoplamientos

Codos: Son accesorios de forma curva que se utilizan para cambiar la dirección del flujo de las líneas tantos grados como lo especifiquen los planos o dibujos de tuberías.

TIPOS. Los codos estándar son aquellos que vienen listos para la prefabricación de piezas de tuberías y que son fundidos en una sola pieza con características específicas y son:

- Codos estándar de 45°
- Codos estándar de 90°
- Codos estándar de 180°

Los acoplamientos pueden ser tes, reductores, acoples, boquillas, orificios etc.

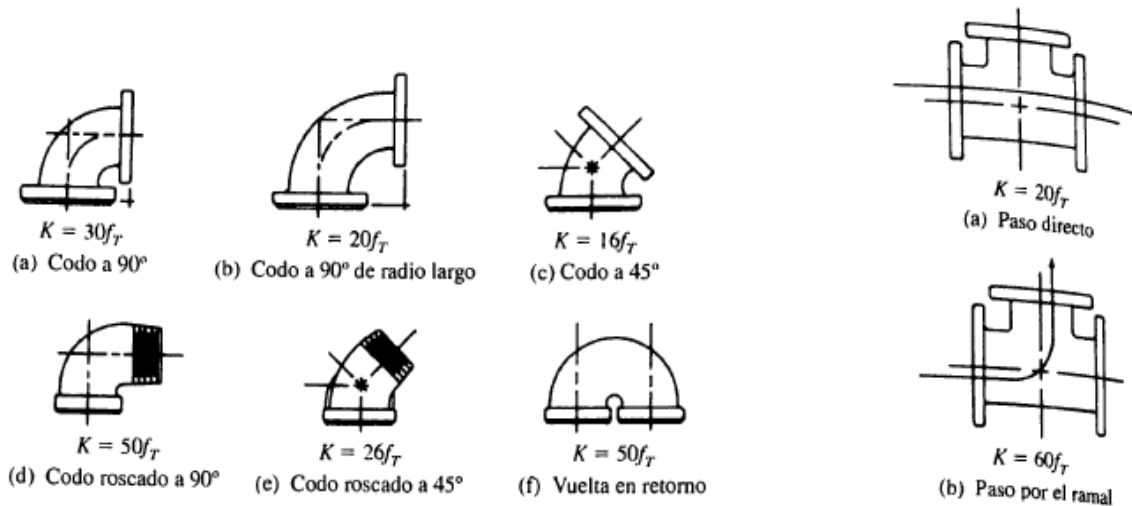


Fig. 3.11 Codos de tubería y Tes estándar.

3.3.5. Pérdidas de energía.

3.3.5.1. Pérdidas de fricción en el flujo turbulento.

Las pérdidas de energía primarias o pérdidas de carga por fricción se definen como las pérdidas de energía del fluido necesarias para vencer la fricción debido al rozamiento que experimenta las moléculas del fluido con la pared interna de la tubería. La fricción puede ser de dos tipos: el rozamiento de unas capas del fluido con otras (régimen laminar) o el choque de las partículas del fluido entre sí (régimen turbulento).

Las pérdidas de energía primarias se definen también como una pérdida o caída de presión en el sentido del flujo, debido al efecto del rozamiento entre el fluido y las paredes internas de la tubería que provocan una disminución de la presión. Su determinación puede efectuarse mediante la ecuación general de caída de presión conocida como la ecuación de Darcy-Weisbach.

Como se aprecia en la tabla 3.3, se ha determinado el valor de ϵ de la rugosidad promedio de la pared de tuberías y tubos existentes comercialmente. Estos son solo valores promedio para tuberías nuevas y limpias.

Tabla 3.3 Valor de diseño de la rugosidad de tubos.

Material	Rugosidad ϵ (m)
Vidrio	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}
Tubo extruido; cobre, latón, acero	1.5×10^{-6}
Acero comercial o soldado	4.6×10^{-5}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}
Hierro dúctil, recubierto	1.2×10^{-4}
Hierro dúctil, no recubierto	$2,4 \times 10^{-4}$
Concreto, bien fabricado	1.2×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}

Ecuaciones para el factor de fricción

La ecuación siguiente, que permite el cálculo directo del valor del factor de fricción para flujo turbulento, la desarrollaron P. K. Swamee y A. K. Jain,

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7(D/\epsilon)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (3.20)$$

Esta fórmula se utiliza para cuando se conoce el valor número de Reynolds y la rugosidad relativa.

3.3.5.2. Pérdidas secundarias o menores

Coeficiente de resistencia.

Las pérdidas de energía son proporcionales a la carga de velocidad del fluido, conforme pasa por un codo, expansión o contracción de la sección de flujo, o por una válvula. Por lo general, los valores experimentales de las pérdidas de energía se reportan en términos de un coeficiente de resistencia K como sigue:

$$h_L = K \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (3.21)$$

En la ecuación (3.21), h_L es la pérdida menor, K es el coeficiente de resistencia y v es la velocidad promedio del flujo en el tubo en la vecindad donde ocurre la pérdida menor.

En ciertos casos puede haber más de una velocidad de flujo, como en las expansiones y contracciones. Es de la mayor importancia que sepa cuál velocidad usar con cada coeficiente de resistencia.

Expansión súbita.

Conforme un fluido pasa de una tubería pequeña a otra más grande a través de una expansión súbita, su velocidad disminuye de manera abrupta, lo que ocasiona turbulencia, que a su vez genera una pérdida de energía. La cantidad de turbulencia, y por tanto de la pérdida de energía, depende de la razón de los tamaños de las dos tuberías.

La pérdida menor se calcula por medio de la ecuación

$$h_L = K \left(\frac{v_1^2}{2g} \right) \quad (3.22)$$

Donde v_1 es la velocidad promedio del flujo en la tubería más pequeña antes de la expansión. K depende tanto de la relación de los tamaños de las dos tuberías como de la magnitud de la velocidad de flujo. Esto se ilustra en el anexo 3

Pérdida en la salida

Conforme el fluido pasa de una tubería a un depósito o tanque grande, como se muestra en la figura 3.12 su velocidad disminuye hasta casi cero. En el proceso se disipa la energía cinética que el fluido tenía en la tubería, indicada por la carga de $\frac{v_1^2}{2g}$. Por tanto, la energía perdida por esta condición es:

$$h_L = 1.0 \left(\frac{v_1^2}{2g} \right) \quad (3.23)$$

A ésta se le denomina pérdida en la salida. El valor de $K = 1.0$ se emplea sin que importe la forma de la salida en el lugar donde el tubo se conecta a la pared del tanque.

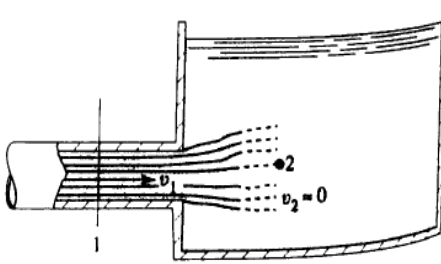


Fig. 3.12 Pérdida en la salida conforme el fluido pasa de una tubería a un depósito estático.

Expansión gradual

Sí es posible hacer que la transición de una tubería pequeña a otro más grande sea menos abrupta que aquella que se logra con una expansión súbita con aristas afiladas. La pérdida de energía se reduce. Es normal que esto se lleve a cabo al colocar una sección cónica entre las dos tuberías, Las paredes pendientes del cono tienden a guiar el fluido durante la desaceleración y expansión de la corriente de flujo. Por tanto, conforme el ángulo del cono disminuye, se reduce el tamaño de la zona de separación y la cantidad de turbulencia.

La pérdida de energía para una expansión gradual se calcula con la ecuación

$$h_L = 1.0 \left(\frac{v_1^2}{2g} \right) \quad (3.24)$$

Donde v_1 es la velocidad en la tubería más pequeña antes de la expansión.

Contracción gradual

La pérdida de energía en una contracción puede disminuir en forma sustancial si la contracción se hace más gradual, formada por una sección cónica entre los 2 diámetros, con bordes afilados en las uniones. El ángulo θ se denomina ángulo del cono.

La pérdida de energía se calcula con la ecuación de pérdidas, donde el coeficiente de resistencia se basa en la carga de velocidad en un tubo más pequeño después de la contracción.

Pérdida en la entrada.

Un caso especial de contracción sucede cuando un fluido se mueve de un depósito tanque relativamente grande hacia una tubería. El fluido debe acelerar desde una velocidad despreciable a la velocidad de flujo de la tubería.

La figura 3.21 muestra cuatro configuraciones diferentes y el valor sugerido de K para cada una.

Después de seleccionar un valor para el coeficiente de resistencia por medio de la fig 3.13, podemos calcular la pérdida de energía en la entrada con la ecuación

$$h_L = K \left(\frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (3.25)$$

Donde v_2 es la velocidad del flujo en el tubo.

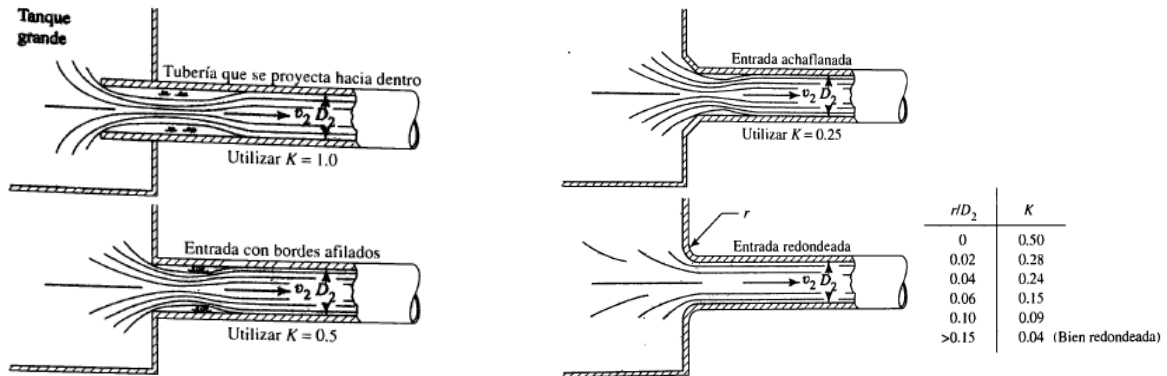


Fig. 3.13 Coeficiente de resistencias de entradas.

Coeficientes de resistencias para válvulas y acoplamientos

Es importante determinar los datos de resistencia para el tipo particular y tamaño elegidos, porque aquella depende de la geometría de la válvula o accesorio de acoplamiento.

La pérdida de energía que tiene lugar cuando el fluido circula por una válvula o acoplamiento se calcula con la ecuación general de pérdida. Sin embargo, el método para determinar el coeficiente de resistencia K es diferente. El valor K se reporta en la forma

$$K = (L_e/D) f_T \quad (3.26)$$

En la tabla 3.4 presentamos el valor de L_e/D , llamado relación de longitud equivalente y se considera constantes para el tipo dado de válvula o acoplamiento.

El término f_T es el factor de fricción de la tubería a la que está conectada la válvula o acoplamiento, se da por hecho que está en la zona de turbulencia completa.

Los valores de f_T varían según el tamaño de la tubería y la válvula, lo que hace que el valor de coeficiente de resistencia K también varíe. La tabla 3.5 presenta una lista de valores para f_T para tamaños estándar de tubería de acero comercial, nueva y limpia.

Tabla 3.4 Resistencia de válvulas y acoplamientos

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D
Válvula de globo – abierta por completo	340
Válvula de ángulo – abierta por completo	150
Válvula de compuerta -- abierta por completo	8
-- $3/4$ abierta	35
-- $1/2$ abierta	160
-- $1/4$ abierta	900
Válvula de verificación – tipo giratorio	100
Válvula de verificación – tipo bola	150
Válvula de mariposa – abierta por completo, 2 a 8 pulg	45
-- 10 a 14 pulg	35
-- 16 a 24 pulg	25
Válvula de pie – tipo disco de vástago	420
Válvula de pie – tipo disco de bisagra	75
Codo estándar a 90°	30
Codo a 90° de radio largo	20
Codo roscado a 90°	50
Codo estándar a 45°	16
Codo roscado a 45°	26
Vuelta cerrada en retorno	50
Te estándar – con flujo directo	20
--con flujo en el ramal	60

Tabla 3.5 Factor de fricción en la zona de turbulencia completa para tubería de acero comercial, nueva y limpia.

Tamaño nominal de la tubería (pulg)	Factor de fricción f_T	Tamaño nominal de la tubería (pulg)	Factor de fricción f_T
$1/2$	0.027	$3\ 1/2, 4$	0.017
$3/4$	0.025	5	0.016
1	0.023	6	0.015
$1\ 1/4$	0.022	8 – 10	0.014
$1\ 1/2$	0.021	12 – 16	0.013
2	0.019	18 – 24	0.012
$2\ 1/2, 3$	0.018		

3.4. Bombas

Una bomba es un ejemplo común de dispositivo mecánico que añade energía a un fluido. Un motor eléctrico o algún otro aditamento importante impulsan un eje rotatorio en la bomba. Entonces, la bomba aprovecha esta energía cinética y la trasmite al fluido, lo que provoca el movimiento de éste y el incremento de su presión.

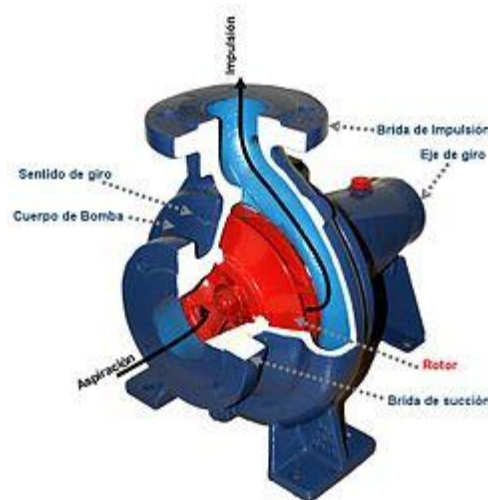


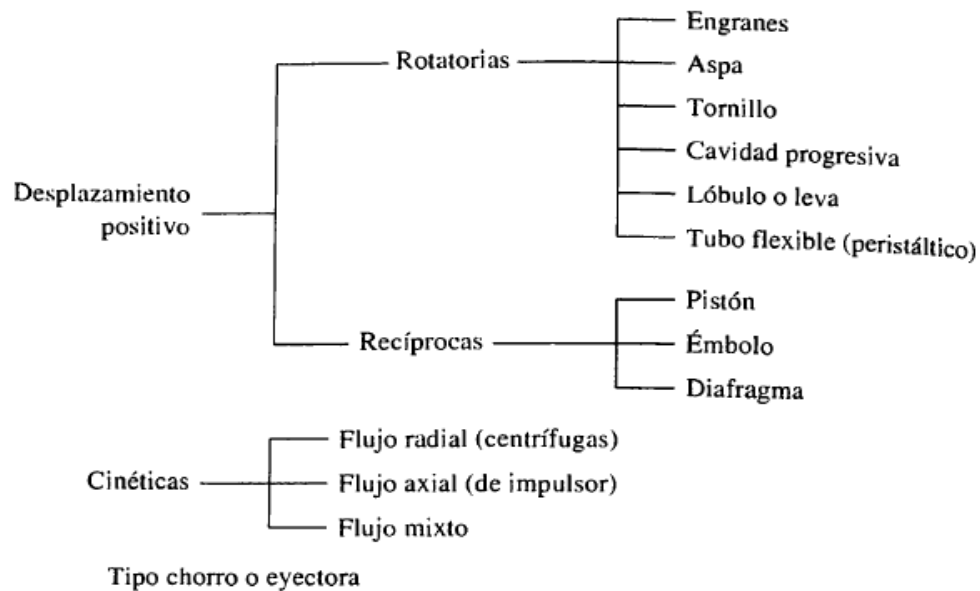
Fig. 3.14 Bomba centrífuga.

Este tipo de bombas de fluido de potencia capaces de producir presiones muy altas en el rango de 1500 a 5000 psi (10.3 a 34.5 MPa).

3.4.1. Tipos de bombas.

Es común que se clasifiquen las bombas como de desplazamiento positivo o cinéticas; en la tabla 3.6 se muestra varios tipos de cada una.

Tabla 3.6 Clasificación de los tipos de bombas



Bombas de desplazamiento positivo.

Lo ideal es que las bombas de desplazamiento positivo envíen una cantidad fija de fluido en cada revolución del rotor o eje impulsor de la bomba. La capacidad de la bomba solo se ve afectada en forma moderada por los cambios de presión, debido a deslizamientos pequeños ocasionados a su vez por las holguras entre la carcasa y el rotor, pistones, aspas y otros elementos activos. La mayoría de las bombas de desplazamiento positivo operan con líquidos de un rango amplio de viscosidades.

Bombas de engranes.

En la figura 3.15 se muestra la configuración más común de una bomba de engranes que se usa para aplicaciones en potencia de fluidos, y para distribuir lubricantes a componentes específicos de maquinaria. Se compone de dos engranes que giran dentro de una carcasa, en sentido contrario y muy ajustado uno con el otro. La periferia exterior de los dientes del engrane se ajusta muy bien con la superficie interior de la carcasa. Se lleva fluido del almacenamiento del suministro al puerto de la succión, y se conduce en los espacios entre los dientes al puerto de descarga, desde donde se envía a alta presión al sistema. La presión con que se envía depende de la resistencia del sistema.



Fig. 3.15 Bomba de engranajes.

Bombas de lóbulo.

La bomba de lóbulo (vea figura 3.16), llamada a veces bomba de leva, opera en forma similar a la de engranes. Los dos rotores que giran en sentido contrario tienen dos, tres o más lóbulos que coinciden uno con otro y se ajustan muy bien en su contenedor. El fluido se mueve alrededor de la cavidad formada entre los lóbulos contiguos.

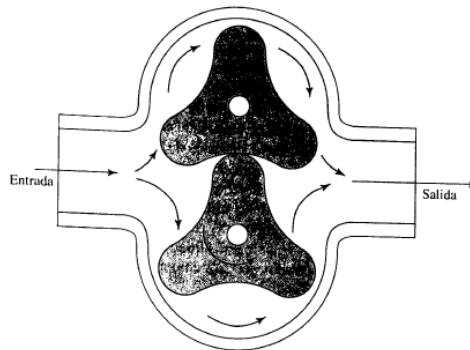


Fig. 3.16 Bomba de lóbulo.

Bombas sumergibles.

Las bombas sumergibles están diseñadas de modo que pueda sumergirse todo el conjunto de la bomba centrífuga, el motor impulsor y los aparatos de succión y descarga.

Estas bombas son útiles para retirar el agua que no se desea en sitios de construcción, minas, servicios en sótanos, tanques industriales y bodegas en barcos de carga. La succión de la bomba está en el fondo, donde fluye el agua a través de un filtro y hacia el ojo del impulsor resistente a la abrasión. La descarga fluye hacia arriba a través de un pasaje anular entre el núcleo y la carcasa del motor.

Arriba de la mitad, el flujo se reúne y fluye hacia un tubo o manguera de descarga que se localiza en el centro. El motor seco se encuentra sellado en el centro de la bomba.

3.4.2.- Datos de rendimiento de bombas centrífugas.

Debido a que las bombas centrífugas no son de los tipos de desplazamientos positivos. Existe una dependencia fuerte entre la capacidad y la presión que debe desarrollar la bomba. Esto hace que la medición de su rendimiento sea algo complicada. La curva de rendimiento común grafica la carga total sobre la bomba h_a versus la capacidad o descarga Q , como se observa en la figura 3.30.

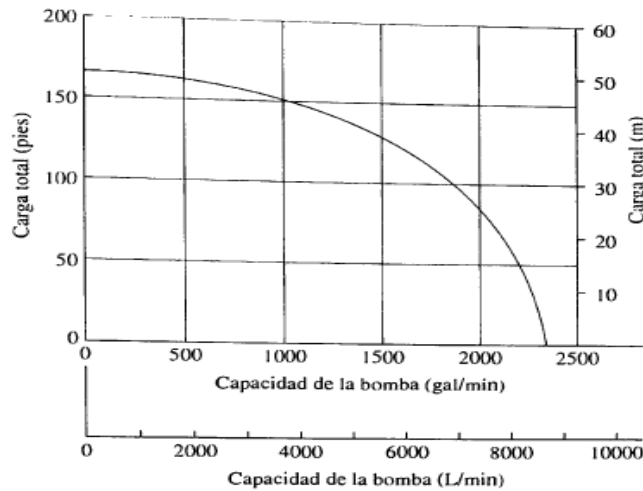


Fig. 3.17 Curva de rendimiento de una bomba centrífuga.

La carga total h_a se calcula con la ecuación general de la energía. Representa la cantidad de energía que se agrega a una unidad de peso del fluido conforme pasa por la bomba.

Hay espacios grandes entre el impulsor rotatorio y la carcasa de la bomba. Esto tiene que ver con la disminución de la capacidad conforme se incrementa la carga total. De hecho, a una carga de corte de flujo se detiene por completo cuando toda la entrada de energía de la bomba va a mantener la carga. Por supuesto, la carga de operación común está por debajo de la carga de corte de modo que se logra una capacidad elevada.

Datos del fabricante de bombas científicas

Debido a que es posible utilizar diámetros de impulsor y velocidades distintos, los fabricantes de bombas cubren un rango amplio de requerimientos de capacidad y carga con unos cuantos tamaños básicos de bombas.

En la figura 3.31 se muestra una gráfica compuesta de rendimiento de una línea de bombas, la cual permite determinar con rapidez el tamaño de bomba. Después, para cada tamaño, se prepara gráficas más completas del rendimiento, como se muestra a continuación.

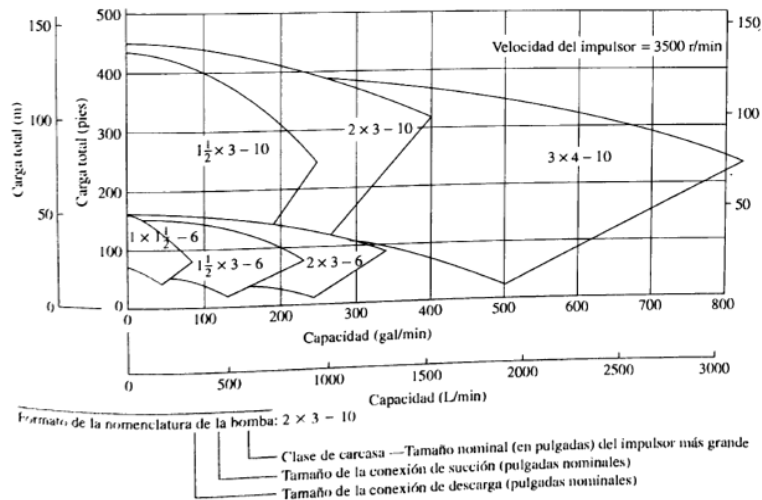


Fig. 3.18 Gráfica compuesta de rendimiento para una línea de bomba centrífuga.

- Efecto del tamaño del impulsor
- Efecto de velocidad.
- Potencia requerida.
- Eficiencia.
- Carga de succión neta positiva que se requiere.

Gráfica de rendimiento compuesto.

La figura 13.19 reúne todos estos datos de una gráfica, de modo que el usuario vea todos los parámetros importante a la vez. Al principio, la gráfica aparece complicada, pero para interpretarla en forma correcta resulta de ayuda considerar cada parte individual por separado.

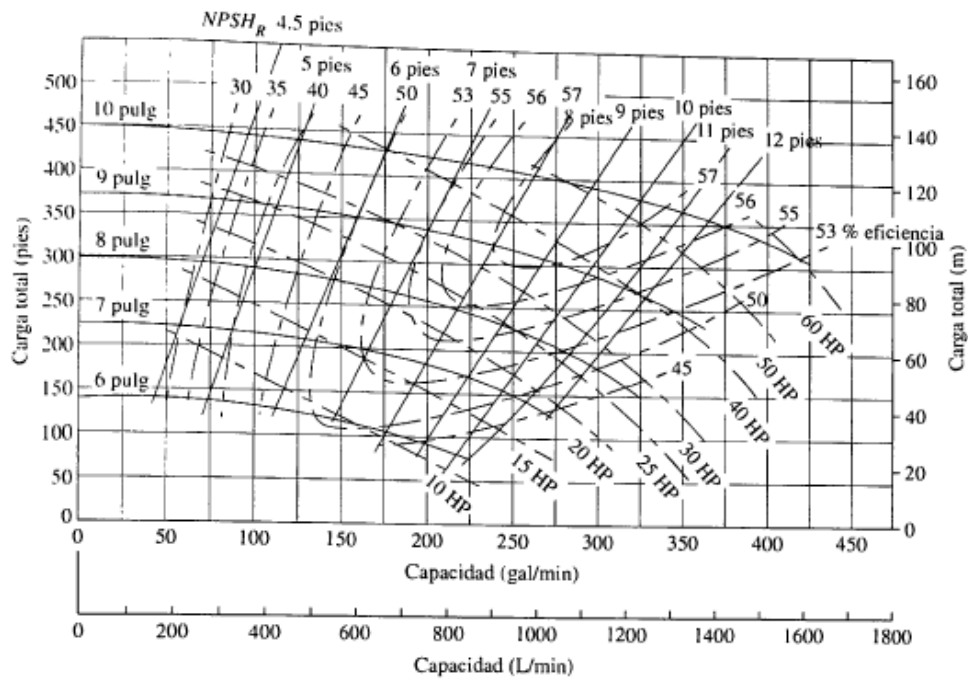


Fig. 3.19 Gráfica del rendimiento de una bomba compuesta de 2 X 3 – 10, a 3500 rpm. .

3.4.3.- El punto de operación la selección de una bomba.

El punto de operación de una bomba se define como el flujo volumétrico que enviara cuando se instale en un sistema dado. La carga total que desarrolla la bomba se determina por medio de la resistencia del sistema que corresponde a la misma del flujo volumétrico. La figura 3.20 ilustra este concepto. La curva de rendimiento de la bomba es la gráfica del flujo volumétrico que la bomba distribuye como función de la carga total, y a la que está sujeta por el sistema del que forma parte.

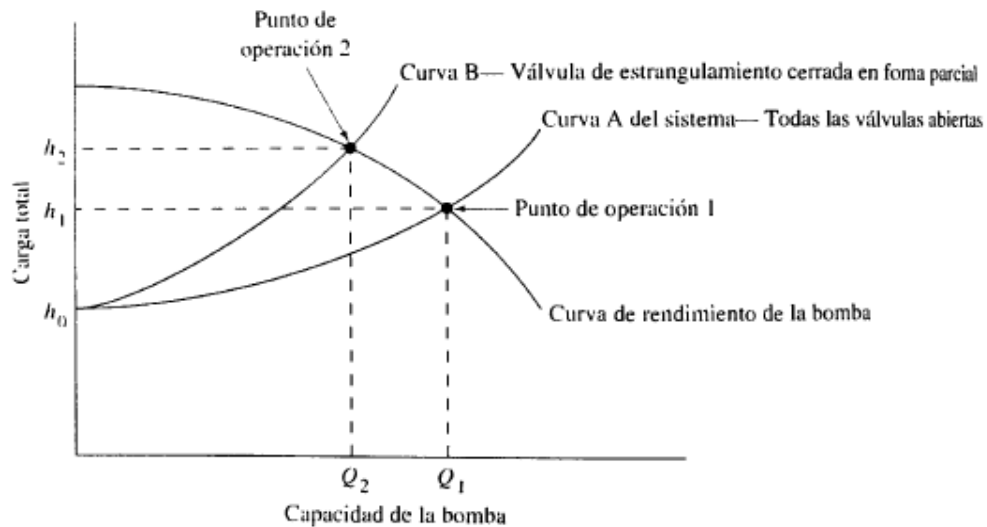


Fig. 3.20 Punto de operación de una bomba.

En el extremo izquierdo, la curva comienza con un valor específico de carga total correspondiente a un flujo volumétrico igual a cero. Esto ilustra la resistencia del sistema antes que se establezca flujo alguno. Pero la bomba lleva al fluido a la elevación del punto de destino en el sistema y mantiene la presión en dicho lugar. Este punto se denomina carga estática total h_0 , donde

$$H_0 = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + (z_2 - z_1). \quad (3.27)$$

Esta se obtiene de la ecuación de la energía, y prescribe que la bomba debe desarrollar una carga igual a la diferencia de carga de presión entre los dos puntos de referencia, más la diferencia de carga de elevación antes que se envíe algún flujo.

Pero la bomba es capaz de trabajar contra una carga mayor, y de hecho cuando distribuye fluido al sistema. Tan pronto como el fluido comienza a circular a través de los tubos, válvulas y acoplamiento del sistema, se desarrolla más carga, debido a las pérdidas de energía que ocurren. Conforme el flujo se incrementa con su aumento correspondiente en carga total, la curva del sistema interseca eventualmente la curva de rendimiento de la bomba.

3.4.3.1. Carga de succión neta positiva

Una parte importante del proceso de selección de la bomba es garantizar que la condición del fluido que entra a la bomba sea apropiada para mantener un flujo completo de líquido. El factor principal es la presión del fluido en la entrada de la bomba, al que es común llamar puerto de succión. El diseño de sistema de tubería de la succión debe proporcionar una presión suficiente alta para evitar que se desarrollen burbujas de vapor dentro del fluido en movimiento, condición que recibe el nombre de cavitación

Cavitación

Cuando la presión de succión en la entrada de la bomba es demasiado baja, se forman burbujas en el fluido, como si hirviera.

El fluido entra a la bomba por el puerto de succión en el ojo central del impulsor. La rotación de este acelera el líquido hacia afuera, a lo largo de las aspas en dirección de la carcasa, en lo que se llama un voluta. La presión del fluido continúa su elevación a través de este proceso. Si se hubiera formado burbujas de vapor en el puerto de succión debido a una presión baja en exceso, colapsarían cuando llegaran a la zona de presión más alta. El colapso de burbujas liberaría cantidades grandes de energía, lo que afectaría las aspas del impulsor y ocasionaría la erosión rápida de la superficie.

Cuando hay cavitación, el rendimiento de la bomba se degrada con severidad conforme el flujo volumétrico desciende. La bomba se hace ruidosa y genera un sonido fuerte e intermitente, como si hubiera grava en el fluido, si se permitiera que esto continuara, la bomba se destruiría en poco tiempo.

Presión de vapor.

La propiedad del fluido que determina las condiciones en que se forma burbujas de vapor en un fluido, es la presión de vapor p_{vp} , que es común reportar como presión absoluta en KPa o psia. Cuando en una sustancia existe en equilibrio en forma tanto de vapor como de líquido, hay un balance del vapor que sale del líquido debido a la energía térmica y la condensación de vapor en el líquido, provocado a su vez por las fuerzas de atracción entre las moléculas. En estas condiciones, la presión del líquido se denomina presión de vapor. Un líquido recibe el calificativo de volátil si tiene una presión de vapor relativamente alta y se evapora con rapidez en las condiciones del ambiente.

La presión de vapor a cualquier temperatura debe dividirse entre el peso específico del líquido a dicha temperatura.

La carga de presión de vapor de cualquier líquido aumenta con rapidez con el incremento de temperatura.

3.4.3.2. NPSH

Los fabricantes de bombas prueban cada diseño para determinar el nivel de la presión de succión que se requiere, con el fin de evitar la cavitación, y reportan los resultados como la *carga de succión positiva neta requerida*, $NPSH_R$, de la bomba en cada condición de capacidad de operación (flujo volumétrico) y carga total sobre la bomba. Es responsabilidad del diseñador del sistema de bombeo garantizar que la *carga de succión positiva disponible*, $NPSH_A$, esté muy por arriba de la $NPSH_R$.

El American National Standards Institute (ANSI) y el Hydraulic Institute (HI) emiten juntos estándares que especifican un margen mínimo de 10% para la $NPSH_A$ sobre la $NPSH_R$. Al *margen NPSH*, M , se le define como

$$M = NPSH_A - NPSH_R \quad (3.28)$$

Es decir;

$$NPSH_A > 1.10 NPSH_R \quad (3.29)$$

Cálculo de la $NPSH_A$

El valor de la $NPSH_A$ depende de la presión del vapor de fluido que se bombea, las pérdidas de energía en el tubo de succión, la ubicación del almacenamiento de fluido y la presión que se aplica a este. Esto se expresa como

$$NPSH_A = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} \quad (3.30)$$

En la figura 3.39 se ilustran estos términos y se define a continuación. La figura 3.21 (a) incluye un almacenamiento presurizado colocado sobre la bomba. En la parte (b) de la figura se muestra la bomba que impulsa el fluido desde un almacenamiento abierto que se encuentra debajo de ella.

p_{sp} = Presión estática (absoluta) sobre el fluido en el depósito

h_{sp} = Carga de presión estática (absoluta) sobre el fluido en el almacenamiento; se expresa en metros o en pies de líquido $h_{sp} = p_{sp}/\gamma$

h_s = Diferencia de elevación desde el nivel del fluido en el depósito a la línea central de la entrada de succión de la bomba; se expresa en metros o en pies

Si la bomba está abajo del depósito, h_s es positiva; figura 3.39 (a)

Si la bomba está arriba del depósito, h_s es negativa; 3.39 (b)

h_f = Pérdida de carga en la tubería de succión, debido a la fricción y pérdidas menores; se expresa en metros o en pies

p_{vp} = Presión de vapor (absoluta) del líquido a temperatura que se bombea.

h_{vp} = Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo; se expresa en metros o en pies de líquido $h_{vp} = p_{vp}/\gamma$

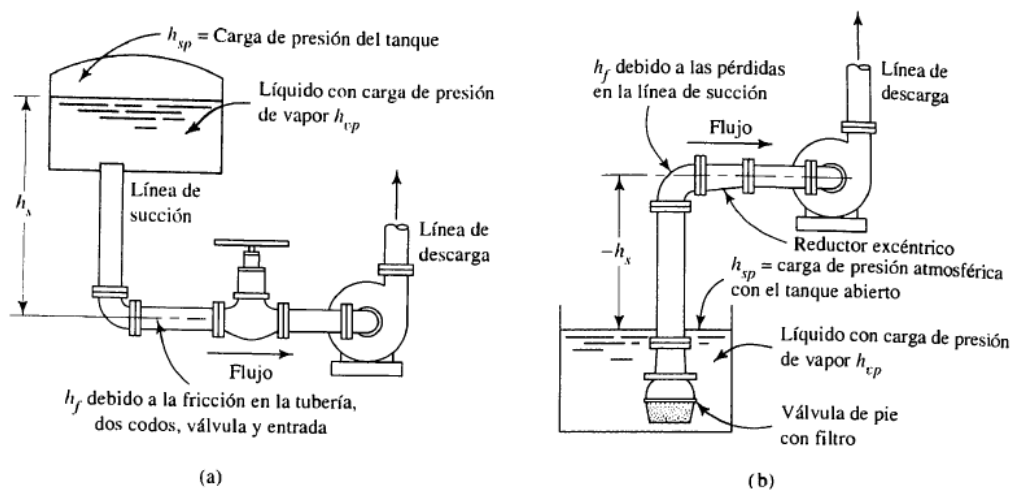


Fig. 3.21 Detalles de la línea de succión de la bomba y definición de términos para el cálculo de la NPSH.

3.4.3.3. Detalles de la línea de succión

La *línea de succión* se refiere a todas las partes del sistema de flujo, desde la fuente del fluido a la entrada de la bomba. Debe tenerse mucho cuidado al diseñar la línea de succión, con el fin de garantizar una carga de succión neta positiva adecuada. Además, las condiciones especiales prevaletientes tal vez requieran dispositivos auxiliares.

La figura 3.21 muestra dos métodos para proporcionar fluido a una bomba.

En la parte (a) se ilustra la creación de una carga positiva, colocando la bomba abajo del depósito que suministra. Esta ayuda para que se suministre una NPSH satisfactoria. Además, la bomba siempre iniciara con una columna de líquido al arrancar.

En la figura (b) ocurre una condición de succión elevada porque la bomba debe obtener el líquido que está debajo de ella, como la mayoría de bombas centrífugas, la bomba debe iniciarse de forma artificial, llenando la línea de succión con fluido. Esto se realiza con un suministro auxiliar de líquido durante el arranque, o con la creación de un vacío sobre la carcasa de la bomba, lo que ocasiona que el fluido sea succionado desde la fuente, entonces la bomba en funcionamiento mantendrá el flujo.

A menos que se sepa que el fluido está muy limpio, debe instalarse un filtro en la entrada o en cualquier lugar del tubo de succión, con objeto de mantener las partículas fuera de la bomba y del proceso en el que se distribuirá el fluido. Una válvula de pie del fluido permite el libre flujo hacia la bomba, pero cesa si la bomba se detiene, Eso mantiene una columna de líquido sobre la bomba y elimina la necesidad de iniciar la bomba cada vez que arranca. Si se emplea una válvula cerca de la bomba, es preferible que sea una válvula de compuerta, pues ofrece muy poca resistencia al flujo si está abierta por completo.

Aunque el tamaño del tubo para la línea de succión nunca debe ser más pequeño que la conexión de entrada sobre la bomba, puede ser algo mayor para reducir la velocidad de flujo y las pérdidas por fricción. La alineación de la tubería debe eliminar la posibilidad de que se formen burbujas o bolsas de aire en la línea de succión, porque esto haría que la bomba perdiera capacidad y tal vez el arranque. Las tuberías largas deben tener pendiente hacia arriba, en dirección de la bomba. Debe evitarse los codos en un plano horizontal. Si se requiriera un reductor, debe ser del tipo excéntrico. Los reductores concéntricos sitúan parte de la línea de suministro sobre la entrada de la bomba, donde podría formarse una bolsa de aire.

3.4.3.4. Detalles de la línea de descarga

En general, la línea de descarga debe ser tan corta y directa como sea posible, para minimizar la carga sobre la bomba. Los codos deben ser del tipo estándar o de radio largo, si fuera posible. Debe seleccionarse el tamaño de la tubería de acuerdo con la velocidad o las pérdidas por fricción permisibles.

La línea de descarga debe contener una válvula cerca de la bomba para permitir que se de servicio a esta o se reemplace. La válvula actúa con la que está en la línea de succión para aislar la bomba. Por razones de resistencia baja, es preferible una válvula de mariposa. Si el flujo debe regularse durante el servicio, es mejor emplear una válvula de globo porque permite un estrangulamiento suave de la descarga. En efecto, esto incrementa la carga del sistema y ocasiona que disminuya la entrega de la bomba.

Como se observa en la figura 3.22, es posible agregar los elementos que se requiera a la línea de descarga. Una válvula de alivio de la presión protegerá la bomba y al resto del equipo, en caso del bloqueo del flujo o falla accidental de una válvula.

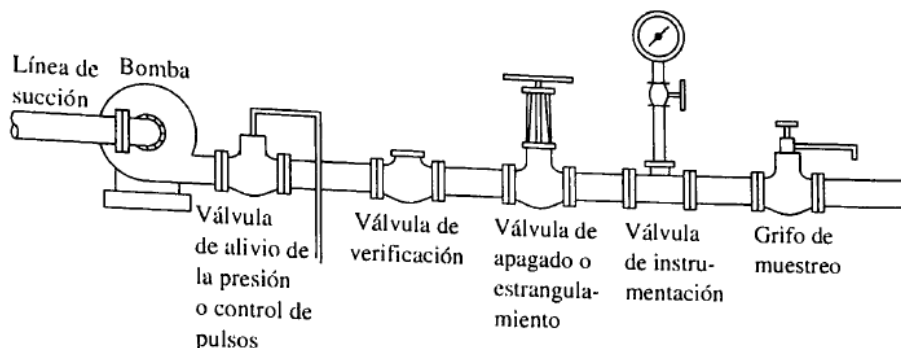


Fig. 3.22 Detalles de la línea de descarga

Una válvula de verificación impide que el flujo regrese a la bomba cuando no esté en funcionamiento. Debe colocarse una válvula de verificación entre válvula de apagado y la bomba. Si se emplea una expansión para el puerto de descarga de la bomba, debe colocarse entre la válvula de verificación y la bomba. Podría ser necesario instalar una llave en la línea de descarga para un medidor con su válvula de apagado.

3.4.3.5. Diseño de sistemas de tubería y procedimiento de selección de bombas.

Se proporciona lineamientos generales por seguir, cuando se presente la necesidad de diseñar un sistema de tubería donde una bomba entrega un flujo volumétrico dado, desde una fuente conocida hasta un punto de destino establecido. Se incluye la distribución general del sistema de tubería, la colocación de la bomba y la especificación de los tamaños de tubería, válvulas, acoplamientos y otros accesorios de la tubería. El punto de operación que se desea se determina como la carga total sobre la bomba al flujo volumétrico de diseño. Se genera los datos para la curva del sistema que dé la carga total sobre la bomba como función del flujo volumétrico, Después, se especifica una bomba apropiada y se determina el punto final de operación que se espera, potencia requerida, eficiencia y la *NPSH* necesaria.

Procedimiento para el diseño:

1. Obtenga las especificaciones del sistema, inclusive del fluido por bombear, el valor de diseño del flujo volumétrico que se requiere, la ubicación del depósito donde proviene el fluido, la ubicación del punto de destino y cualesquiera elevaciones y presión prescrita, en particular en la fuente y el destino.
2. Determine las propiedades del fluido, incluso la temperatura, peso específico, viscosidad cinemática y presión de vapor.
3. Genere una distribución propuesta para la tubería, que incluya el lugar donde el fluido se tomara del depósito fuente, la ubicación de la bomba y los detalles de la línea de succión y descarga con las válvulas, acoplamientos y accesorios especiales apropiados. Considere las conexiones a los depósitos, las eventuales necesidades de interrumpir o controlar el flujo volumétrico del líquido, impedir el retroceso indeseable del flujo y el dar servicio a la bomba y otros equipos del sistema.
4. Determine las longitudes de tuberías en las líneas de succión y de descarga.
5. Especifique los tamaños de tubería para las líneas de succión y descarga.
6. Analizar el rendimiento del sistema al flujo volumétrico de diseño para determinar la carga dinámica total h_A . Puede utilizarse una hoja de cálculo.
7. Evalúe la carga estática h_a total.

8. Seleccione una bomba apropiada que entregue al menos el flujo volumétrico de diseño contra la carga dinámica total de dicho flujo volumétrico, por lo tanto consideraremos lo siguiente:
 - a) Utilice figuras, recursos de internet, catálogos de venta o software.
 - b) Elija una bomba con eficiencia alta en el punto de diseño, para la que el punto de operación se encuentre cerca del punto de eficiencia óptima (BEP) de la bomba.
 - c) Los estándares que emiten en conjunto el American National Standards Institute (ANSI) el Hydraulic Institute (HI), estipulan para las bombas centrífugas una región de operación preferida que está entre 70 y 120 % del BEP.
 - d) Especifique el nombre del modelo, velocidad, tamaños del impulsor y de los puertos de succión y descarga.
9. Determine algunos puntos de la curva del sistema con del análisis de la carga total que corresponda a un rango de flujos volumétricos. La hoja de cálculo descrita facilita mucho este proceso, porque todos los datos del sistema se habrán introducido en el paso 6. Sólo necesita cambiarse los flujos volumétricos en cada cálculo.
10. Grafique la curva del sistema sobre la gráfica de rendimiento de la bomba y determine el punto de operación real esperado, en la intersección de la carga de la bomba *versus* la curva del flujo y la curva del sistema.
11. En el punto real de operación, determine la potencia requerida, el flujo volumétrico real entregado, la eficiencia y la *NPSH* que se requiere. También compruebe el tipo de bomba, los requerimientos de montaje y los tipos y tamaños de los puertos de succión y descarga.
12. Calcule la *NPSH* disponible, $NPSH_A$, del sistema.
13. Asegúrese de que $NPSH_A > 1.10 NPSH_R$ para todas las condiciones esperadas de operación.
14. Si es necesario, proporcione medios para conectar los tamaños de tubería especificados con las conexiones de la bomba, si fueran de tamaños diferentes. Utilice una reducción o expansión graduales para minimizar las pérdidas de energía que dichos elementos agregan al sistema.

3.5. Resistencias electricas industriales

3.5.1 tipos

- Resistencias eléctricas para inmersión con brida

Los calentadores eléctricos con brida se realizan para el calentamiento de sustancias líquidas en variadas aplicaciones industriales. Los elementos calefactores que componen el haz tubular pueden tener innumerables formas y pliegues que permiten su fácil instalación en el fondo de tanques o cubas, en posición horizontal o vertical, para el calentamiento por contacto directo o indirecto de fluidos destinados a los más variados empleos en los principales sectores industriales.



Fig. 3.23 Resistencia eléctrica de inmersión bridada.

Diseñadas para introducirse en tuberías, cubas o tanques bajo presión y sumergirse directamente en contacto con el fluido, este tipo de calentadores garantiza un óptimo intercambio térmico ocupando muy poco espacio.

- Resistencias de cartucho de alta densidad

Principalmente para ser introducidas en un barreno hecho en un metal sólido, para calefacción localizada en los procesos que exigen control riguroso de temperaturas, tales como: moldes, cilindros, etiquetado, estampado en caliente, sellado de bolsas, equipo de empaque y medicinales, extrusoras e inyectoras para plásticos Así mismo para calentar gases y líquidos. Para aplicaciones de alta temperatura donde la reducida durabilidad de los cartuchos, es un problema constante.

- Resistencias de banda aislada con micas

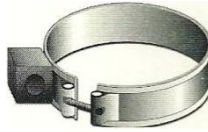


Fig. 3.24 Resistencia de banda

Utilizada en operaciones que requieren calefacción de superficies cilíndricas tales como: cañones de los extrusores de plástico, máquinas inyectoras y de soplado de plásticos, tanques de almacenamiento, barriles, envases de calentar alimentos, autoclaves y equipos de moldeo por soplado.

El mecanismo de fijación de las resistencias de cinta, aisladas con mica es una característica exclusiva que consiste en una abrazadera incorporada de baja expansión térmica, la que se sujeta mejor que las abrazaderas separadas o bridas dobladas ("orejas").

Tubular fundida

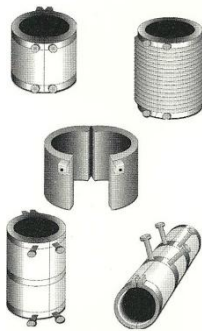


Fig. 3.25 Resistencia tubular

Utilizadas para aplicaciones de calefacción y de enfriamiento de superficies cilíndricas, planas o irregulares . Las aplicaciones típicas de calefacción y de enfriamiento son los cilindros en las extrusoras de plásticos. Las aplicaciones de calefacción son las máquinas de procesamiento de plástico, parrillas de cocer alimentos, equipos de sellado y de estampado en caliente. Las resistencias pueden ser también fundidas alrededor de piezas componentes de máquinas.

3.5.2. Determinación de energía calorífica.

El objetivo de cualquier aplicación de calentamiento es elevar o mantener la temperatura de un sólido, líquido o gas, hasta un nivel, o a un nivel, adecuado para un proceso o aplicación particular. La mayoría de las aplicaciones de calentamiento pueden ser divididas en dos situaciones básicas; aplicaciones que necesitan el mantenimiento de una temperatura constante y aplicaciones o procesos que necesitan que la pieza de trabajo sea calentado a varias temperaturas. Los principios y procedimientos de cálculo son similares para cualquier situación.

Aplicaciones de temperatura constante

La mayoría de las aplicaciones de temperatura constante son casos especiales donde la temperatura de un sólido, líquido o gas, se mantiene en un valor constante independientemente de la temperatura ambiente. Los factores y los cálculos de diseño están basados en condiciones de estado estable a una diferencia de temperatura constante.

Los requisitos de pérdida de calor y energía se estiman usando las condiciones del “caso peor”. Por esta razón, determinar los requisitos de energía calorífica para una aplicación de temperatura constante es relativamente simple. El calentamiento ambiental (temperatura del aire constante) y la protección contra la congelación para tuberías son ejemplos típicos de aplicaciones de temperatura constante.

Aplicaciones de temperatura variable

Las aplicaciones (procesos) de temperatura variable por lo regular involucran una secuencia de arranque y tienen numerosas variables de funcionamiento. Los requisitos de energía total para aplicaciones de procesos son determinados como la suma de éstas variables calculadas. Como resultado, los cálculos de energía calorífica son por lo regular más complejos que para las aplicaciones de temperatura constante. Las variables son:

Total de energía calorífica absorbida: Es la suma de toda la energía calorífica absorbida durante el arranque o el funcionamiento, incluyendo la pieza de trabajo, el calor latente de fusión (o vaporización), estructura de materiales, contenedores y equipos.

Pérdida total de energía calorífica: Es la suma de la pérdida de energía calorífica por conducción, convección, radiación, ventilación y evaporación, durante el arranque o el funcionamiento.

Diseño del factor de protección: Un factor para compensar las incógnitas en el proceso o aplicación.

3.5.2.1. Aplicaciones de proceso

La selección y dimensionamiento de los equipos instalados en una aplicación de proceso están basados en el mayor de los dos requisitos de energía calorífica calculados. En la mayoría de las aplicaciones, los parámetros de arranque y funcionamiento representan dos condiciones marcadamente diferentes en el mismo proceso. Casi siempre, la energía calorífica necesaria para el arranque es considerablemente diferente a la que se necesita para las condiciones de funcionamiento. A fin de evaluar exactamente los requisitos de calor para una aplicación, cada condición debe ser evaluada. Los valores comparativos se definen a continuación:

- La energía calorífica calculada necesaria para el proceso de arranque sobre un período de tiempo específico.
- La energía calorífica calculada necesaria para mantener las temperaturas del proceso y las condiciones de funcionamiento sobre un tiempo del ciclo específico.

Determinación de la energía calorífica absorbida

El primer paso en la determinación de los requisitos de energía calorífica es determinar la energía calorífica absorbida. Si ocurre un cambio de estado como parte directa o indirecta del proceso, la energía calorífica necesaria para el cambio de estado debe ser incluida en los cálculos.

Esta regla aplica si el cambio de estado ocurre durante el arranque o más tarde cuando el material está a temperatura de operación. Los factores a ser considerados en los cálculos de absorción de calor se muestran más abajo:

Requisitos para el arranque (calentamiento inicial)

- Calor absorbido durante el arranque por:
 - Materiales y productos de trabajo
 - Equipos (tanques, anaqueles, etc.)
- Absorción de calor latente en, o durante el arranque:
 - Calor de fusión
 - Calor de vaporización
- Factor tiempo

Requisitos de operación (proceso)

- Calor absorbido durante el funcionamiento por:
 - Producto de trabajo en proceso
 - Equipos de carga (correas, anaqueles, etc.)
 - Estructura de materiales
- Absorción de calor latente durante la operación:
 - Calor de fusión
 - Calor de vaporización
- Factor tiempo (o ciclo), si corresponde

Determinación de la pérdida de energía calorífica

Los objetos o materiales que alcanzan temperaturas por encima de la temperatura ambiente circundante pierden energía calorífica mediante la conducción, convección y la radiación. Las superficies líquidas expuestas a la atmósfera pierden la energía calorífica a través de la evaporación. El cálculo de los requisitos de energía calorífica totales debe tomar en consideración estas pérdidas y debe proporcionar la energía suficiente para compensarlas. Las pérdidas de calor se estiman para ambas condiciones de arranque y operación, y se agregan al cálculo apropiado.

Pérdidas de calor en el arranque: Inicialmente, las pérdidas de calor en el arranque son cero debido a que los materiales y los equipos están a la temperatura ambiente. Las pérdidas de calor se incrementan a un máximo a la temperatura de operación. Por lo tanto, las pérdidas de calor en el arranque se basan por lo regular en un promedio de las pérdidas en el arranque y las pérdidas a la temperatura de operación.

Pérdidas de calor a la temperatura de operación: Las pérdidas de calor están en un máximo a la temperatura de operación. Las pérdidas de calor a la temperatura de operación se toman en valor íntegro y se añaden a los requisitos totales de energía.

Cálculo de los factores de pérdida de calor

Las pérdidas de calor discutidas anteriormente pueden calcularse utilizando los factores a partir de las tablas y gráficos suministrados en esta sección. Las pérdidas totales incluyen radiación, convección y conducción de varias superficies y se expresan en vatios por hora por unidad de área de superficie por grado de temperatura.

Factores de protección del diseño

En muchas aplicaciones de calentamiento, las condiciones de funcionamiento, pérdidas de calor y otros factores que afectan el proceso pueden ser, solamente, estimados. En la mayoría de los cálculos se recomienda un factor de protección para compensar las incógnitas, tales como el aire de ventilación, aislamiento térmico, estructura de los materiales y fluctuaciones de voltaje. Como ejemplo, una fluctuación o caída de voltaje de un 5 % crea una alteración del 10 % de la potencia de salida de un calentador.

Los factores de seguridad varían del 10 al 25 % dependiendo del nivel de confianza del diseñador en el estimado de las incógnitas. El factor de protección es aplicado a la suma de los valores calculados para la energía calorífica absorbida y la pérdida de energía calorífica.

3.5.2.2. Determinación de los requisitos de energía calorífica

Requisitos totales de energía calorífica

El total de energía calorífica (Q_T) necesaria para una aplicación particular es la suma de un cierto número de variables. La ecuación de energía total básica es:

$$Q_T = Q_M + Q_L + \text{Factor de protección} \quad (3.31)$$

Donde:

Q_T = Total de energía necesaria en kilovatios

Q_M = Total de energía en kilovatios absorbida por la pieza de trabajo incluyendo el calor latente, estructura de los materiales, contenedores y equipos

Q_L = Total de energía en kilovatios perdida de las superficies de conducción, convección, radiación, ventilación y evaporación

Factor de protección = 10% a 25%

Mientras que Q_T es expresada tradicionalmente en unidades Btu (Unidades Térmicas Británicas), es más conveniente usar vatios o kilovatios cuando se emplea en calentadores eléctricos. La selección del equipo puede entonces basarse directamente en la potencia de diseño del calentador. Las ecuaciones y ejemplos en esta sección están convertidos a vatios.

Ecuaciones básicas de la energía calorífica

Las ecuaciones siguientes perfilan los cálculos necesarios para determinar las variables en la ecuación de energía total anterior. Las ecuaciones 1 y 2 se usan para determinar la energía calorífica absorbida por la pieza de trabajo y el equipo. En esta sección, se listan el calor específico y el calor latente de varios materiales en las tablas de propiedades de sólidos no metálicos, metales, líquidos, aire y gases. Las ecuaciones 3 y 4 se usan para determinar las pérdidas de energía calorífica.

Ecuación 1: Energía calorífica necesaria para elevar la temperatura de los materiales (sin cambio de estado). La energía calorífica absorbida está determinada por el peso de los materiales, el calor específico y el cambio en la temperatura. Algunos materiales, como el plomo, tienen calores específicos diferentes en diferentes estados.

Cuando un cambio de estado ocurre, se necesitan dos cálculos para estos materiales, uno para el material sólido y uno para el líquido después que el sólido ha sido derretido.

$$Q_A = \frac{Lbs C_p \Delta T}{3412 Btu/kW} \quad (3.32)$$

Donde:

Q_A = kWh necesario para elevar la temperatura

Lbs = peso del material en libras

C_p = Calor específico del material (Btu/lb °F)

ΔT = Cambio en la temperatura en °F [$T_{2(\text{final})} - T_{1(\text{inicial})}$]

Ecuación 2: Energía calorífica para cambiar el estado de los materiales. La energía calorífica absorbida es determinada por el peso de los materiales y el calor latente de fusión o vaporización.

$$Q_F \text{ o } Q_v = \frac{Lbs H_{fus} \text{ o } H_{vap}}{3412 Btu/kW} \quad (3.33)$$

Q_F = kWh necesarios para cambiar el material de sólido a líquido

Q_v = kWh necesarios para cambiar el material de líquido a vapor gas

Lbs = Peso del material en libras

H_{fus} = calor de fusión (Btu/lb/°F)

H_{vap} = calor de vaporización (Btu/lb/°F)

Ecuación 3: Pérdida de energía calorífica de las superficies. La pérdida de energía calorífica de las superficies por radiación, convección y evaporación se determina a partir del área de superficie y el factor de pérdida en vatios por pie cuadrado por hora.

$$Q_{LS} = A L_s \quad (3.34)$$

Donde:

Q_{LS} = kWh pérdida de las superficies por radiación, convección y evaporación

A = Área de las superficies en pies cuadrados

L_s = Factor de pérdida en vatios por pie cuadrado a la temperatura final (W/pie²/h de los gráficos)

Ecuación 4: Pérdida de energía calorífica por conducción a través de materiales y aislantes. La pérdida de energía calorífica por conducción se determina por el área de superficie, la conductividad térmica del material, el espesor y la diferencia de temperatura a través del material.

$$Q_{LC} = \frac{A k \Delta T}{3412d \text{ Btu/kW}} \quad (3.35)$$

Donde:

Q_{LC} = kWh pérdida por conducción

A = Área de la superficie en pie cuadrado

k = Conductividad térmica del material en Btu/pulgada/pie²/h

ΔT = Diferencia de temperatura en °F a través del material [$T_2 - T_1$]

d = Espesor del material en pulgadas

Ecuación 5: Energía calorífica necesaria para el arranque.

$$Q_T = \left(\frac{Q_A + Q_F + Q_V}{t} + \frac{Q_{LS} + Q_{LC}}{2} \right) (1 + SF) \quad (3.36)$$

Q_T = La energía total necesaria en kilovatios

Q_A = kWh necesarios para elevar la temperatura

Q_F = kWh necesarios para cambiar el material de sólido a líquido

Q_V = kWh necesarios para cambiar el material de líquido a vapor o gas

Q_{LS} = kWh de pérdida de las superficies por radiación, convección y evaporación

Q_{LC} = kWh de pérdida por conducción

SF = Factor de protección (en %)

t = Duración de arranque en horas

Ecuación 5b: Energía calorífica necesaria para mantener el funcionamiento o proceso.

$$Q_T = (Q_A + Q_F + Q_V) + Q_{LS} + Q_{LC} (1 + SF) \quad (3.37)$$

Donde:

Q_T = La energía total necesaria en kilovatios

Q_A = kWh necesarios para elevar la temperatura del material añadido

Q_F = kWh necesarios para cambiar el material de sólido a líquido

Q_v = kWh necesarios para cambiar el material de líquido a vapor o gas

Q_{LS} = kWh de pérdida de las superficies por radiación, convección y evaporación

Q_{LC} = kWh de pérdida por conducción

SF = Factor de protección (en %)

3.5.2.3. Dimensionamiento y selección de los equipos

El tamaño y la capacidad de los equipos de calentamiento instalados se basa en la utilización del resultado más alto calculado en la Ecuación 5a o 5b.

1. Los factores de pérdida de los gráficos en esta sección incluyen pérdidas por radiación, convección y evaporación a menos que se indique de otra manera.
2. El tiempo (t) es factorizado dentro de la ecuación de arranque debido a que el arranque de un proceso puede variar desde un período de minutos u horas hasta días.
3. Los requisitos de funcionamiento están normalmente basados en un período de tiempo estándar de una hora (t=1). Si los tiempos de ciclos y los requisitos de energía calorífica no coinciden con intervalos de a cada hora, ellos deben ser recalculados para una base de tiempo por hora.

Determinación de los requisitos de energía calorífica. Calentamiento de líquidos

Pasos típicos en la determinación de los requisitos totales de energía

La mayoría de los problemas de calentamiento involucran tres pasos básicos:

1. Determinar la capacidad en kW que se necesita para llevar la aplicación hasta la temperatura de operación en el tiempo deseado.
2. Calcular la capacidad en kW necesaria para mantener la temperatura de operación.
3. Seleccionar la cantidad y el tipo de calentadores necesarios para suministrar los kW que se necesitan.

Consideraciones de diseño

Con el fin de calcular los requisitos de capacidad en kW inicial y de funcionamiento, se deben considerar los siguientes los factores:

- Tiempo de calentamiento especificado
- Temperaturas de arranque y funcionamiento
- Propiedades térmicas del material(es) que se está calentando
- Peso de los material(es) que se están calentando
- Peso del contenedor y el equipo que contiene el material que se está calentando
- Peso de la estructura del material (requisitos por hora)
- Calor llevado lejos por los productos que se están procesando o los equipos pasando a través del área calentada
- Calor absorbido debido a cambios de estado
- Propiedades térmicas y espesor del aislante
- Pérdidas de calor de la superficie del material y/o el contenedor hacia el ambiente circundante.

CAPITULO IV

4.1. PROCEDIMIENTOS Y DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES REALIZADAS

4.1.1. Revisión bibliográfica.

Búsqueda de información sobre diferentes temas recuperando el mayor número de documentos en relación a la investigación como: tipos de bombas, depósitos adecuados para el sistema de bombeo, accesorios hidráulicos que puedan conectar cada elemento en la red tuberías y resistencia eléctricas a utilizar.

- Revisión de Manuales para medidores másicos.
- Revisión de Manuales para selección de bombas.
- Revisión de Manuales para selección de válvulas y accesorios.

4.1.2. Cálculos de pérdidas en tuberías, accesorios y selección de bomba.

Análisis de los tres procesos de recirculación con el fin de encontrar la carga dinámica más alta para la elección de la bomba, para la selección de diámetros de tuberías se consulto la grafica del anexo 2 con relación al caudal de 750 L/min.

- **Cálculos de pérdidas para el tanque 1**

Paso 1. Fluido: agua a 60 °C.

$Q = 750 \text{ L/min}$, minimo.

Fuente o punto 1: salida del depósito y entrada de tubería de succión $p = 11.898 \text{ kPa}$; elevación = 0.25 m (25 cm) sobre la entrada de la bomba.

Destino o punto 2: entrada del depósito o salida en la tubería de descarga; $p = 0 \text{ kPa}$ elevación = 1.67255 m (167.255 cm) sobre la entrada de la bomba.

Paso 2. Agua a 60 °C; $\gamma = 9658 \text{ N/m}^3$; $\nu = 0.477 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$; $h_{vp} = 2 \text{ m}$.

Paso 3. Distribución propuesta (fig. 4.1)

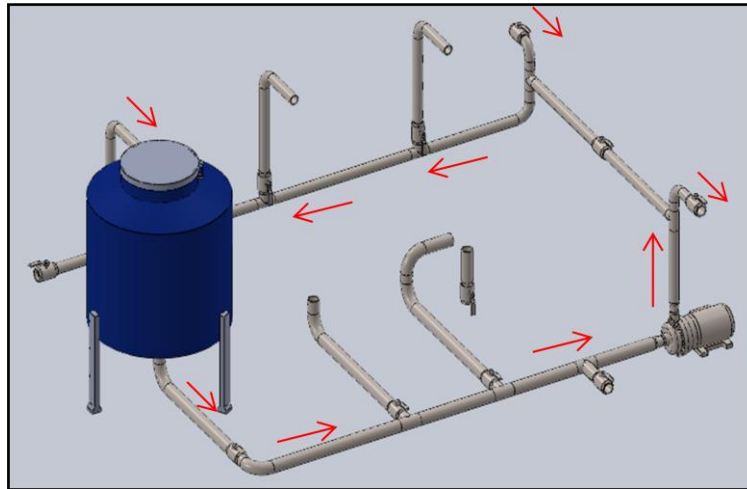


Fig. 4.1 Posición del primer tanque de limpieza.

Paso 4. Decisiones de diseño: la línea de succión tiene una longitud de 4.283 m: la de descarga mide 11.743 m.

Paso 5. Con el diseño anterior como guía:

La línea de succión es una tubería de acero de 0.0889 m (3 ½ pulgadas) cedula 40;

$$D = 77.9 \text{ mm}, A = 4.768 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

La línea de descarga está constituida por una tubería de acero inoxidable de 0.0635 m (2 ½ pulgadas) cedula 40; $D = 62.7 \text{ mm}$, $A = 3.090 \times 10^{-3} \text{ m}^2$.

Paso 6. Utilizando una hoja de cálculo se introducen los datos para encontrar las pérdidas en el sistema y la carga dinámica total.

Formulas utilizadas:

- Presión hidrostática.

$$P = \gamma h \quad (4.1)$$

- Velocidad de succión.

$$v_s = \frac{Q}{A_s} \quad (4.2)$$

- Velocidad de descarga.

$$v_d = \frac{Q}{A_d} \quad (4.3)$$

- Carga de velocidad.

$$\frac{v^2}{2g} \quad (4.4)$$

- Número de Reynolds.

$$N_R = \frac{VD}{\nu} \quad (4.5)$$

- Factor de fricción.

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7(D/\epsilon)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (4.6)$$

- Pérdidas por fricción.

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \quad (4.7)$$

- Pérdidas menores.

$$h_L = K \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (4.8)$$

Donde

$$K = f_T \left(\frac{L_e}{D} \right) \quad (4.9)$$

Valores obtenidos de tablas.

- Carga dinámica total(Carga total sobre la bomba)

$$h_A = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_L \quad (4.10)$$

- Carga estática total.

$$h_a = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + (z_2 - z_1) \quad (4.11)$$

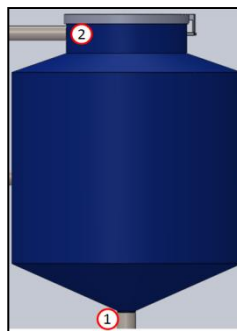


Fig. 4.2 Puntos de referencia en el sistema.

TANQUE 1	Puntos de referencia para la ecuación de la energía: Punto 1: Entrada de tubería de succión y salida del depósito. Punto 2: Salida de tubería de descarga.	
Datos del sistema: Unidades del sistema internacional		
Flujo volumétrico: 750 L/min (0.0125 m ³ /s) Presión en el punto 1: 11.898 kPa Presión en el punto 2: 0 Kpa Velocidad en el punto 1: 2.6216 m/s Velocidad en el punto 2: 4.0453 m/s	Elevación en el punto 1 = 0.25 m	
	Elevación en el punto 2 = 1.672 m	
Propiedades del fluido:		
Peso específico = 9658 N / m ³		Viscosidad cinemática = 0.477 × 10 ⁻⁶ m ² /s
Tubo 1: Tubería de acero de 3 pulg. Diámetro: $D = 77.9 \text{ mm}$ Rugosidad de la pared: $\epsilon = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$ Longitud: $L = 4.283 \text{ m}$ Área: $A = 4.768 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ $D/\epsilon = 1693.47$ $L/D = 54.98$ Velocidad de flujo = 2.6216 m/s Carga de velocidad = 0.3503 m Número de Reynolds = 4.28 × 10 ⁵ Factor de fricción: $f = 0.0184$	Tubo 2: Tubería de acero de 2 ½ pulgadas cedula 40 Diámetro: $D = 62.7 \text{ mm}$ Rugosidad de la pared: $\epsilon = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$ Longitud: $L = 7.743 \text{ m}$ Área: $A = 3.090 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ $D/\epsilon = 1364$ $L/D = 123.49$ Velocidad de flujo = 4.0453 m/s Carga de velocidad = 0.8341 m Número de Reynolds = 5.31 × 10 ⁵ Factor de fricción: $f = 0.019$	
Tubo 3: tubería flexible de 4 pulg. (Tipo K - Gatrón, Polietileno, envuelta con lona de textil sintético).		
Diámetro: $D = 101.6 \text{ mm}$ Rugosidad de la pared: $\epsilon = 3.0 \times 10^{-7} \text{ m}$ Longitud: $L = 4.00 \text{ m}$ Área: $A = 8.107 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ Número de Reynolds = 4.28 × 10 ⁵	$D/\epsilon = 338 \times 10^3$ $L/D = 39.37$ Velocidad de flujo = 1.5418 m/s Carga de velocidad = 0.121 m Factor de fricción: $f = 0.0141$	

Pérdidas de energía en la tubería 1:			
	Ctd	Total K	
Tubería: $K_1 = 1.012$	1	1.012	Pérdida de energía $h_{L1} = 0.354 m$
Entrada: $K_2 = 0.5$	1	0.500	Pérdida de energía $h_{L2} = 0.175 m$
Codo roscado a 90°: $K_3 = 0.9$	2	1.800	Pérdida de energía $h_{L3} = 0.631 m$
Válvula de bola: $K_4 = 2.7$	1	2.700	Pérdida de energía $h_{L4} = 0.946 m$
Te (flujo directo): $K_5 = 0.36$	3	1.080	Pérdida de energía $h_{L5} = 0.378 m$
			$h_{LE} = 2.484 m$
Pérdidas de energía en las tuberías 2 y 3:			
	Ctd	Total K	
Tubería 2: $K_1 = 2.346$	1	2.346	Pérdida de energía $h_{L1} = 1.957 m$
Tubería 3: $K_2 = 0.551$	1	0.551	Pérdida de energía $h_{L2} = 0.066 m$
Salida: $K_3 = 1.0$	1	1.000	Pérdida de energía $h_{L3} = 0.834 m$
Codo roscado a 90°: $K_3 = 0.9$	4	3.600	Pérdida de energía $h_{L4} = 3.000 m$
Válvula de bola: $K_4 = 2.7$	3	8.100	Pérdida de energía $h_{L5} = 6.756 m$
Te (flujo directo): $K_5 = 0.36$	7	2.520	Pérdida de energía $h_{L6} = 2.100 m$
(Por el ramal): $K_5 = 1.08$	1	1.080	Pérdida de energía $h_{L6} = 0.900 m$
			$h_{LS} = 15.613 m$
Pérdida total de energía		$h_{Ltot} = 18.1 m$	
Resultados:		Carga total sobre la bomba: $h_A = 18.774 m$	

Con la ecuación de la energía calculamos la Carga Dinámica Total.

$$h_A = -1.232 + (1.422) + 0.484 + 18.1 = 18.774 m$$

Carga estática total

$$h_a = -1.232 + (1.422) = 0.19 m$$

- **Cálculos de pérdidas para el tanque 2.**

Paso 1. Fluido: agua con desengrasante a una proporción de 25:1 a 60 °C.

$Q = 750 \text{ L/min}$, mínimo.

Fuente o punto 1: salida del depósito y entrada de tubería de succión $p = 11.898 \text{ kPa}$; elevación = 0.25 m (25 cm) sobre la entrada de la bomba.

Destino o punto 2: entrada del depósito o salida en la tubería de descarga; $p = 0 \text{ kPa}$ elevación = 1.672 m (167.255 cm) sobre la entrada de la bomba.

Paso 2 - 6. Distribución propuesta.

Los datos para realizar los cálculos de pérdidas y cargas para el segundo tanque son similares al primero, por lo tanto se llega a la conclusión de que los resultados son aproximados, ya que el desengrasante no se presentará en gran cantidad y es despreciable.

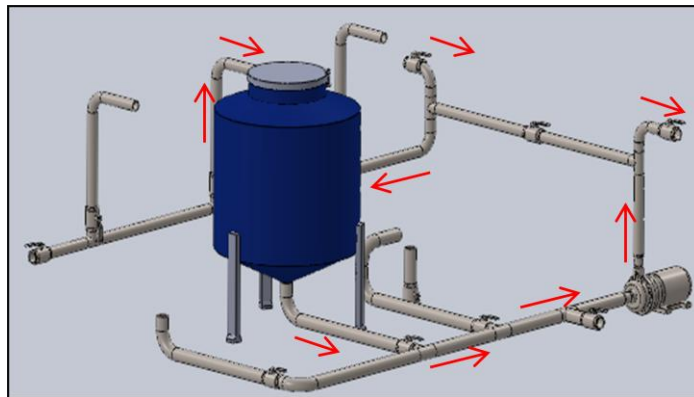


Fig. 4.3 Posición del segundo tanque en el sistema.

- **Cálculos de pérdidas para el tanque 3.**

Paso 1. Fluido: Diesel a 40 °C.

$Q = 750 \text{ L/min}$, mínimo.

Fuente o punto 1: salida del depósito y entrada de tubería de succión; $p = 9.253 \text{ kPa}$; elevación = 0.3719 m (37.198cm) sobre la entrada de la bomba.

Destino o punto 2: entrada del depósito o salida en la tubería de descarga; $p = 0 \text{ kPa}$ elevación = 1.6725 m (167.255 cm) sobre la entrada de la bomba.

Paso 2. Diesel a 40 °C; $\gamma = 8338.5 \text{ N/m}^3$; $\nu = 4.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$; $h_{vp} = 0.0479 \text{ m}$.

Paso 3. Distribución propuesta.

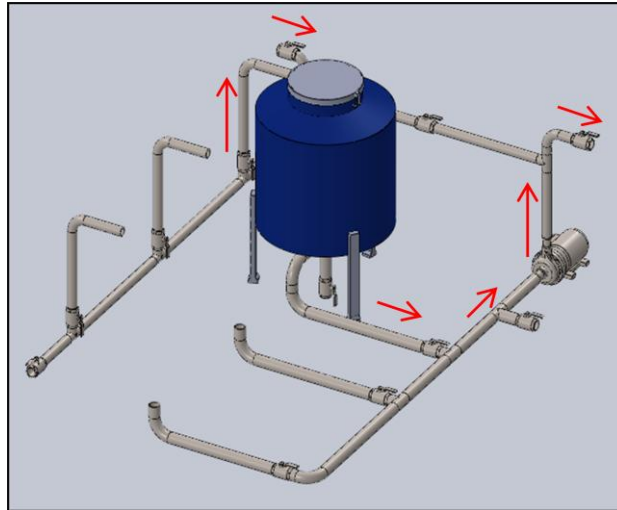


Fig. 4.4 Posición del tercer tanque en el sistema.

Paso 4 - 5. Similar al tanque 1.

Paso 6. Hoja de cálculo.

TANQUE 3	Puntos de referencia para la ecuación de la energía: Punto 1: Entrada de tubería de succión y salida del depósito. Punto 2: Salida de tubería de descarga.
Datos del sistema: Unidades del sistema internacional	
Flujo volumétrico: $Q = 750 \text{ L/min}$ ($0.0125 \text{ m}^3/\text{s}$) Presión en el punto 1: 9.253 kPa Presión en el punto 2: 0 kPa Velocidad en el punto 1: 2.6216 m/s Velocidad en el punto 2: 4.0453 m/s	Elevación en el punto 1 = 0.37198 m (37.198 cm) Elevación en el punto 2 = 1.6725 m (167.255 cm)
Propiedades del fluido: Peso específico = 8338 N/m^3 Viscosidad cinemática = $4.3 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$	

<p>Tubo 1: Tubería de acero de 3 pulg. Diámetro: $D = 77.9 \text{ mm}$ Rugosidad de la pared: $\epsilon = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$ Longitud: $L = 4.416 \text{ m}$ Área: $A = 4.768 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ $D/\epsilon = 1693.47$ $L/D = 56.69$ Velocidad de flujo = 2.6216 m/s Carga de velocidad = 0.3503 m Número de Reynolds = 4.7×10^4 Factor de fricción: $f = 0.023$</p>	<p>Tubo 2: Tubería de acero de 2 ½ pulgadas cédula 40 Diámetro: $D = 62.7 \text{ mm}$ Rugosidad de la pared: $\epsilon = 4.6 \times 10^{-5} \text{ m}$ Longitud: $L = 7.743 \text{ m}$ Área: $A = 3.090 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ $D/\epsilon = 1364$ $L/D = 123.49$ Velocidad de flujo = 4.0453 m/s Carga de velocidad = 0.8341 m Número de Reynolds = 5.9×10^5 Factor de fricción: $f = 0.0189$</p>																					
<p>Tubo 3: tubería flexible de 4 pulg.(Tipo K - Gatrón, Polietileno, envuelta con lona de textil sintético). Diámetro: $D = 101.6 \text{ mm}$ Rugosidad de la pared: $\epsilon = 3.0 \times 10^{-7} \text{ m}$ Longitud: $L = 4.00 \text{ m}$ Área: $A = 8.107 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ Número de Reynolds = $3.6 \times 10^4 \text{ m/s}$</p>																						
<table border="0" style="width: 100%;"> <thead> <tr> <th style="text-align: left;">Pérdidas de energía en la tubería 1: Ctd</th> <th style="text-align: center;">Total K</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Tubería: $K_1 = 1.303$</td> <td style="text-align: center;">1</td> <td>1.303 Pérdida de energía $h_{L1} = 0.456 \text{ m}$</td> </tr> <tr> <td>Entrada: $K_2 = 0.5$</td> <td style="text-align: center;">1</td> <td>0.500 Pérdida de energía $h_{L2} = 0.175 \text{ m}$</td> </tr> <tr> <td>Codo roscado a 90°: $K_3 = 0.9$</td> <td style="text-align: center;">2</td> <td>1.800 Pérdida de energía $h_{L3} = 0.631 \text{ m}$</td> </tr> <tr> <td>Válvula de bola: $K_4 = 2.7$</td> <td style="text-align: center;">1</td> <td>2.700 Pérdida de energía $h_{L4} = 0.946 \text{ m}$</td> </tr> <tr> <td>Te (flujo directo): $K_5 = 0.36$</td> <td style="text-align: center;">1</td> <td>1.080 Pérdida de energía $h_{L5} = 0.126 \text{ m}$</td> </tr> <tr> <td>(Por el ramal): $K_6 = 1.08$</td> <td style="text-align: center;">1</td> <td>1.080 Pérdida de energía $h_{L6} = 0.378 \text{ m}$</td> </tr> </tbody> </table> <div style="text-align: right; margin-top: 20px; border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;"> $h_{LE} = 2.712 \text{ m}$ </div>		Pérdidas de energía en la tubería 1: Ctd	Total K		Tubería: $K_1 = 1.303$	1	1.303 Pérdida de energía $h_{L1} = 0.456 \text{ m}$	Entrada: $K_2 = 0.5$	1	0.500 Pérdida de energía $h_{L2} = 0.175 \text{ m}$	Codo roscado a 90°: $K_3 = 0.9$	2	1.800 Pérdida de energía $h_{L3} = 0.631 \text{ m}$	Válvula de bola: $K_4 = 2.7$	1	2.700 Pérdida de energía $h_{L4} = 0.946 \text{ m}$	Te (flujo directo): $K_5 = 0.36$	1	1.080 Pérdida de energía $h_{L5} = 0.126 \text{ m}$	(Por el ramal): $K_6 = 1.08$	1	1.080 Pérdida de energía $h_{L6} = 0.378 \text{ m}$
Pérdidas de energía en la tubería 1: Ctd	Total K																					
Tubería: $K_1 = 1.303$	1	1.303 Pérdida de energía $h_{L1} = 0.456 \text{ m}$																				
Entrada: $K_2 = 0.5$	1	0.500 Pérdida de energía $h_{L2} = 0.175 \text{ m}$																				
Codo roscado a 90°: $K_3 = 0.9$	2	1.800 Pérdida de energía $h_{L3} = 0.631 \text{ m}$																				
Válvula de bola: $K_4 = 2.7$	1	2.700 Pérdida de energía $h_{L4} = 0.946 \text{ m}$																				
Te (flujo directo): $K_5 = 0.36$	1	1.080 Pérdida de energía $h_{L5} = 0.126 \text{ m}$																				
(Por el ramal): $K_6 = 1.08$	1	1.080 Pérdida de energía $h_{L6} = 0.378 \text{ m}$																				
<p>Pérdidas de energía en las tuberías 2 y 3:</p>																						

	Ctd	Total K	
Tubería 2: $K_1 = 2.333$	1	2.346	Pérdida de energía $h_{L1} = 1.946 m$
Tubería 3: $K_2 = 0.866$	1	0.551	Pérdida de energía $h_{L2} = 0.105 m$
Salida: $K_3 = 1.0$	1	1.000	Pérdida de energía $h_{L3} = 0.834 m$
Codo roscado a 90°: $K_3 = 0.9$	4	3.600	Pérdida de energía $h_{L4} = 3.000 m$
Válvula de bola: $K_4 = 2.7$	3	8.100	Pérdida de energía $h_{L5} = 6.756 m$
Te (flujo directo): $K_5 = 0.36$	7	2.520	Pérdida de energía $h_{L6} = 2.100 m$
(Por el ramal): $K_6 = 1.08$	1	1.080	Pérdida de energía $h_{L6} = 0.900 m$
		$h_{LS} = 15.641 m$	
Pérdida total de energía	$h_{Ltot} = 18.352 m$		
Resultados:	Carga total sobre la bomba: $h_A = 19.448 m$		

Con la ecuación de la energía calculamos la Carga Dinámica Total.

$$h_A = -(0.983 + 0.127)(1.6725 - 0.3719) + (0.8341 - 0.3504) + 18.774 = 19.448 m$$

Paso 7. Carga estática total

$$h_a = -1.11 + (1.3) = 0.19 m$$

En base al análisis de pérdidas, cargas dinámicas y estáticas de los tres depósitos del sistema de bombeo, seleccionamos el mayor valor de carga dinámica o carga sobre la bomba:

El tanque con mayor carga dinámica total es el que maneja Diesel, esto como resultado de cambio de peso específico, viscosidad y variaciones de elevación.

Paso 8. Con los resultados anteriores se hace la selección de la bomba apropiada que entregue al menos el flujo volumétrico de diseño contra la carga dinámica total a dicho flujo volumétrico. Consideramos lo siguiente:

Utilizando recursos de internet, catálogos de ventas de distintas empresas y proveedores, se selecciono la bomba evaluando las curvas de funcionamiento.

Bomba centrífuga de 2 X 2 ½ – 6 que opera a 2900 rpm. El punto de operación deseado se encuentra entre las curvas $5\frac{1}{2}$ y $5\frac{13}{16}$ para los impulsores. Se especifica un diámetro de 6 pulgadas para el impulsor, de modo que la capacidad sea mayor que el mínimo de 750 L/min.

Paso 9 y 10. En el anexo 4 se muestra la curva de funcionamiento del sistema y señalamos la curva de rendimiento de la bomba para el impulsor de 6 pulgadas.

Paso 11. En la gráfica completa de rendimiento de la bomba, se observa en el punto operación.

Una bomba centrífuga de 2 X 2 ½ – 6, 2900 rpm, impulsor con diámetro de 6.00 pulgadas. La bomba está montada como se muestra en la figura 4.5.



Fig. 4.5 Bomba centrífuga seleccionada

- El puerto de succión es de 2 ½ pulgadas; el de descarga es de 2 pulgadas.
- Capacidad $Q = 0.0166m^3/s = 1000 L/min$
- Carga total = 25 m
- Eficiencia = 66 %
- Potencia de entrada = 5 HP
- $NPSH_R = 1.3 m$

Paso 12.

$$NPSH_A = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} \quad (4.12)$$

$p_{sp} = 80.903 \text{ Kpa}$ (Presión atmosférica en el CENAM) sobre el agua de depósito fuente.

Entonces,

$$h_{sp} = \frac{p_{sp}}{\gamma} \quad (4.13)$$

$$h_{sp} = \frac{80.903 \text{ kPa}}{8.3385 \text{ N/m}^3} = 9.7023 \text{ m}$$

$h_s = +1.3$ (Es positiva porque la bomba está por debajo del nivel de la fuente)

h_f – Pérdida total en la energía de succión.

$$h_f = 2.712 \text{ m}$$

$$h_{vp} = \frac{0.4 \text{ kPa}}{8.3385 \text{ KN/m}^3} = 0.0479 \text{ m}$$

Por lo tanto ;

$$NPSH_A = 9.7023 + 1.3 - 2.712 - 0.0479 = 8.844 \text{ m}$$

Paso 13. Calcular

$$1.10 \text{ } NPSH_R = 1.10 (1.3) = 1.43 \text{ m}$$

Debe cumplir.

$$NPSH_A > 1.10 \text{ } NPSH_R \quad (4.14)$$

$\Rightarrow 8.844 \text{ m} > 1.43 \text{ m}$, la Relación si cumple. (Está Bien).

Paso 14. Los tamaños de las tuberías de succión y descarga son diferentes de los tamaños de los puertos de la bomba. Debe utilizarse una reducción gradual que vaya de la tubería de succión de 3 pulgadas al puerto de succión de 2 ½. Se debe emplear una expansión gradual del puerto de descarga de 2 pulgadas a la tubería de descarga de 2 ½ pulgadas.

La relación de diámetros. La relación del diámetro de cada uno es de 1.2 aproximadamente. Al consultar las tablas lo relativo a una expansión gradual, y acerca de una reducción gradual, con la especificación de un Angulo incluido de 20°, se encuentra que el valor de K será de 0.17 para la expansión y 0.03 para la reducción. Las pérdidas de energía adicionales son

$$h_{Ls} = 0.03 \left(\frac{v^2}{2g} \right) = 0.03(0.3503) = 0.010 \text{ m}$$

$$h_{Ld} = 0.17 \left(\frac{v^2}{2g} \right) = 0.17(0.8341) = 0.141 \text{ m}$$

Estos valores son despreciables en comparación con las demás pérdidas de energía en las líneas de succión y descarga y, por tanto, no afectan de manera significativa la selección de la bomba o su rendimiento.

4.1.3. Diseño de compartimentos, recuperación de fluido contaminado y Diseño hidráulico para el manejo de 3 fluidos de limpieza.

Diseño de contenedores o tanques que suministren al sistema los fluidos de limpieza para el mantenimiento, especificando las dimensiones y su capacidad.

Este punto se refiere al diseño donde se determinan las componentes, dimensiones de red o tuberías y funcionamiento de la instalación.

En este diseño los fluidos que se utilizaran para el mantenimiento, serán para tres procesos de limpieza.

Para los compartimentos se eligieron 3 tanques tipo tolva de acero inoxidable 316, ya que, hay que determinar cuál solución satisface mejor los requisitos de operación y en este caso la geometría de los depósitos permite que los fluidos circulen eficientemente y puedan retener sustancias solidas que queden después del proceso de enjuague.

4.1.4. Cálculo y selección del sistema de calentamiento con control automático para la selección de temperatura de operación deseada.

Para esta actividad se tomo la temperatura de trabajo como base para realizar cálculos y seleccionar las resistencias eléctricas que se adapten justamente al diseño hidráulico.

Tanque de agua.

Un tanque de enjuague final necesita agua a 70 °C el tanque tiene unas dimensiones de 1.143 m de diámetro por 1.50 de altura, está aislado y tiene la parte superior cubierta. El tanque está fabricado de acero inoxidable 316 de 0.00305 m (3.05 mm) de espesor y contiene 1100 litros de agua a 25 °C al inicio. Se realiza un proceso de retroalimentación a razón de 750 L/min.

Calentamiento de agua de 25°C a 70 °c en 2 horas.

Calor específico del acero = 502.416 J/kg °c

Calor específico del agua = 4186.8 J/kg °c

Peso del acero = 1802 kg/m³

Peso del agua = 1000 kg/m³

Se recomienda un factor de protección del 20 % para tolerar pérdidas de calor en el sistema de tuberías, variaciones de voltaje y variaciones en la rata de flujo.

Para encontrar la capacidad de calentamiento inicial (arranque):

$$Q_s = \left(\frac{Q_A + Q_c}{t} + \frac{Q_{LS}}{2} \right) (1 + SF) \quad (4.15)$$

Donde

Q_s = La energía total necesaria en kilovatios

Q_A = kWh necesarios para elevar la temperatura del agua

Q_c = kWh necesarios para elevar la temperatura del tanque de acero

Q_{LS} = kWh de pérdida de las superficies por radiación, convección y evaporación

SF = Factor de protección (en %)

t = Duración de arranque en horas (2)

kW para calentar el agua:

$$Q_A = \frac{Q_{caudal} \times \text{Peso agua} \times c_p \Delta T}{t(J/kW)} \quad (4.16)$$

$$Q_A = \frac{1.1 \text{ m}^3 \times 1000 \text{ kg/m}^3 \times 4186.8 \text{ J/Kg} (70 - 25^\circ\text{C})}{3.6 \times 10^6 \text{ J/kW}}$$

$$Q_A = 57.57 \text{ kW}$$

kW para calentar el tanque de acero:

$$\text{kgs de acero} = \text{área} \times \text{espesor} \times 1802 \text{ kg/m}^3 \quad (4.17)$$

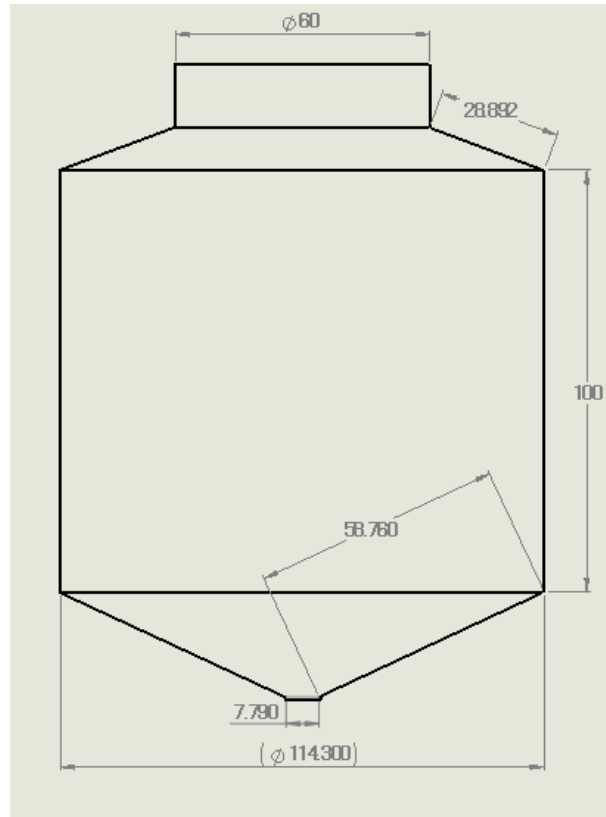


Fig. 4.6 Dimensiones del deposito.

$$\text{Área lateral}_{cilindro1} = 2\pi rh, \quad (4.18)$$

$$r = 0.5715 \text{ m}$$

$$= 2\pi(0.5715)(1) = 3.6 \text{ m}^2$$

$$\text{Área}_{cilindro2} = 2\pi(0.30)(0.15) = 0.282 \text{ m}^2$$

$$\text{Área } L_{cono\ trunco} = \pi(R + r)g \quad (4.19)$$

Área 1

$$R = 0.5715 \text{ m}, r = 0.03895 \text{ m}, g = 0.5876 \text{ m}$$
$$= \pi(0.5715 + 0.03895)0.5876 = \mathbf{1.126 \text{ m}^2}$$

Área 2

$$g = 0.289 \text{ m}$$
$$= \pi(0.5715 + 0.3)0.289 = \mathbf{0.791 \text{ m}^2}$$

$$\text{Área total} = 3.6 + 0.282 + 1.126 + 0.791 = \mathbf{5.799 \text{ m}^2}$$

$$5.799 \text{ m}^2 \times 0.00305 \text{ m} \times 1802 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 31.87 \text{ kg}$$

$$Q_c = \frac{31.87 \text{ kg} \times 502.416 \frac{\text{J}}{\text{Kg}} (70 - 25^\circ\text{C})}{3.6 \times 10^6 \text{ J/kW}} = 0.2 \text{ kW}$$

Pérdida de calor de superficies.

El tanque estara aislado para minimizar perdidas de calor, por tanto, Suponer que no hay pérdidas.

Calor necesario para el arranque.

$$Q_s = \left(\frac{Q_A + Q_c}{t} \right) (1 + SF) \quad (4.20)$$

$$SF = 0.2 \text{ --- (10 a 25\%)}$$

$$Q_s = \left(\frac{57.57 \text{ kW} + 0.2}{2} \right) (1 + 0.2)$$

$$Q_s = 34.66 \text{ kW}$$

Capacidad instalada:

Dado que el calor necesario para el arranque es de 34.66 kW, la capacidad de calentamiento instalada debe basarse en este resultado, con 36 kW instalados, el calentamiento real inicial será menor de 2 horas.

Equipos recomendados:

Se recomiendan cajas de conexiones resistentes a la humedad para aplicaciones de calentamiento de líquido industriales.

Instale dos calentadores tipo tapón roscado (figura 4.7) 18 Kw ARMTS-3180T2 o 18 kW AREMTI-31805T2 en stock con un control automático de temperatura.

El control automático de temperatura limitará el consumo de kWh para las necesidades reales durante el funcionamiento.

AREMTI-3 (Aplicaciones solución de agua)

- 2 "NPT Acero Inoxidable Tornillo Plug
- Termostato integrado (DPST)
- 3-18 kW
- 120, 240 y 480 Volts, trifásico
- Uso general, resistente a la humedad / Resistente a Explosión y carcasa Terminal

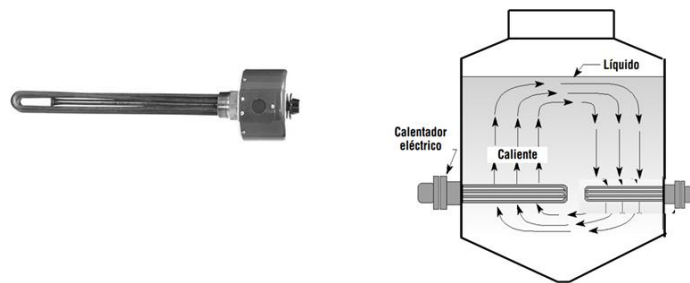


Fig. 4.7 Resistencia electrica propuesta

Tanque de Diesel

Un tanque de enjuague final necesita Diesel a 50 °C el tanque tiene unas dimensiones de 114.30 cm de diámetro por 150 de altura, está aislado y tiene la parte superior cubierta. El tanque está fabricado de acero inoxidable de 0.00305 m (3.05 mm) de espesor y contiene 1100 litros de Diesel a 18 °C al inicio. Se realiza un proceso de retroalimentación a razón de 750 L/min.

Calentamiento de Diesel de 18°C a 50 °C en 2 horas.

Calor específico del acero = 502.416 J/Kg °C

Calor específico del Diesel = 1966.48 J/Kg °C

Peso del acero = 1802 kg/m³

Peso del Diesel = 840 kg/m³

Para encontrar la capacidad de calentamiento inicial (arranque):

$$Q_s = \left(\frac{Q_A + Q_c}{t} + \frac{Q_{LS}}{2} \right) (1 + SF) \quad (4.21)$$

Donde:

Q_s = La energía total necesaria en kW

Q_A = kWh necesarios para elevar la temperatura del agua

Q_c = kWh necesarios para elevar la temperatura del tanque de acero

Q_{LS} = kWh de pérdida de las superficies por radiación, convección y evaporación

SF = Factor de protección (en %)

t = Duración de arranque en horas (2)

kW para calentar el Diesel:

$$Q_A = \frac{1.1 \text{ m}^3 \times 840 \text{ kg/m}^3 \times 1966.48 \text{ J/kg} (50 - 18^\circ\text{C})}{3.6 \times 10^6 \text{ J/kW}}$$

$$Q_A = 16.15 \text{ kW}$$

kW para calentar el tanque de acero:

$$\text{kgs de acero} = \text{área} \times \text{espesor} \times 1802 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Área lateral}_{cilindro1} = 2\pi r h, r = 0.5715 \text{ m}$$

$$A = 2\pi(0.5715)(1) = \mathbf{3.6 \text{ m}^2}$$

$$\text{Área}_{cilindro2} = 2\pi(0.30)(0.15) = \mathbf{0.282 \text{ m}^2}$$

$$\text{Área } L_{cono\ trunco} = \pi(R + r)g$$

Área 1

$$R = 0.5715 \text{ m}, r = 0.03895 \text{ m}, g = 0.5876 \text{ m}$$

$$= \pi(0.5715 + 0.03895)0.5876 = \mathbf{1.126 \text{ m}^2}$$

Área 2

$$g = 0.289 \text{ m}$$

$$= \pi(0.5715 + 0.3)0.289 = \mathbf{0.791 \text{ m}^2}$$

$$\text{Área total} = 3.6 + 0.282 + 1.126 + 0.791 = 5.799 \text{ m}^2$$

$$5.799 \text{ m}^2 \times 0.00305 \text{ m} \times 1802 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 31.87 \text{ kg}$$

$$Q_c = \frac{31.87 \text{ kg} \times 502.416 \frac{\text{J}}{\text{Kg}} (50 - 18^\circ\text{C})}{3.6 \times 10^6 \text{ J/kW}} = 0.142 \text{ kW}$$

Pérdida de calor de superficies.

El tanque estará aislado para minimizar pérdidas de calor, por tanto, suponer que no hay pérdidas.

Calor necesario para el arranque.

$$Q_s = \left(\frac{Q_A + Q_c}{t} \right) (1 + SF) \quad (4.22)$$

$$SF = 0.2 \text{ --- (10 a 25\%)}$$

$$Q_s = \left(\frac{16.15 \text{ kW} + 0.142 \text{ kW}}{2} \right) (1 + 0.2),$$

$$Q_s = 9.77 \text{ kW}$$

Capacidad instalada:


Dado que el calor necesario para el arranque es de 9.77 Kw, la capacidad de calentamiento instalada debe basarse en este resultado, con 12 kW instalados, Ya que el sistema realmente si tendra pérdidas de calor aun con el aislante termico, el calentamiento real inicial sera menor de 2 horas.

Equipos recomendados:

Se presentan las siguientes opciones, todas estas cumplen con las condiciones requeridas para el tanque de almacenamiento.


1. Calentadores de tira que rodearan al tanque para transferirle calor por conducción y convección, se instalará seis resistencias 2.25 kW TH-48,

Tabla. 4.1 Resistencia de tira

<p>1-1/2 "de ancho. 3 Terminales, Un Extremo 400 - 3000 Watts 120 y 240 volts 10-20 W / In ²</p>	
---	---


2. Siete resistencias 1.85 kW NSL-3601.

Tabla. 4.2. Resistencias tipo abrazadera.

<p>3/4 "de ancho de alta temperatura Bloque terminal, Un Extremo 500 - 3000 Watts. 120, 240 y 480 volts 24 - 38 W / En ² 1500 ° F Max. Temperatura de la vaina.</p>	
--	---

3. 1 calentador tipo tapón roscado 12 kW ARMTI-21205T2.

Tabla. 4.3. Resistencia tipo tapón roscado.

<p>2 "NPT Acero Inoxidable Tornillo Plug Alta densidad Watt (46-51 W / in ²) 2-15 kW Integral del termostato (DPST) 240 y 480 voltios, monofásico Uso general, resistente a la humedad / Explosión Resistente carcasa Terminal</p>	
---	--

4.1.5. Dibujo y elaboración en planos en Solidworks.

Para representar el sistema de bombeo es indispensable la elaboración de planos y dibujos donde se puedan visualizar formas, dimensiones, características y construcción de manera exacta y clara de lo que se quiere reproducir.

Para estos planos utilizamos el programa Solidworks que es un software rápido y fácil de manejar.

Los planos los representamos en los resultados en las figuras del capítulo 5.

CAPITULO V

RESULTADOS

Para el desarrollo del proyecto se diseñó un sistema de bombeo para el mantenimiento de medidores de referencia, el diseño está representado en los planos realizados en el programa Solidworks, el cual contiene una lista de materiales indispensables en el sistema.

Consideraciones de diseño de elementos:

Para las dimensiones y espesor de los depósitos se tomo como base los manuales 105 series de NIST (National Institute of Standards and Technology).

- **105-3:** Specifications and Tolerances for Graduated Neck Type Volumetric Field Standards – 2010.

El material para la construcción del depósito es acero inoxidable AISI 316 o puede ser reemplazado por el acero inoxidable 304, estos son materiales son resistentes a la corrosión y serán necesarios por el manejo de agua como fluido de trabajo, sin embargo una desventaja es su alta conductividad térmica donde al aumentar la temperatura de los líquidos se originarían grandes pérdidas de calor, para esto es preciso aislar los tanques y las tuberías con el fin de minimizar estas pérdidas y al mismo tiempo prevenir accidentes en el manejo de los materiales. Las resistencias eléctricas recomendadas se seleccionaron en base a los resultados de los cálculos de energía necesaria, son calentadores apropiados para elevar la temperatura de los líquidos a las condiciones deseadas de operación.

La selección de la bomba está relacionada con la carga dinámica total que se genera en el equipo, es decir, las pérdidas de energía que se produce en los procesos de recirculación. El primer proceso de mantenimiento es con el combustible Diesel, el segundo será la mezcla de agua con desengrasante a una proporción de 1:25 y el último enjuague será simplemente agua, recirculando el tiempo conveniente para la limpieza total del medidor.

Cabe mencionar que en las tablas de cálculos de pérdidas para la selección de la bomba, se tomo en cuenta 4 m de manguera flexible, esta manguera ira unida al medidor por medio de bridas y para ensamblarse al sistema se recomienda utilizar reductores con acople rápido x adaptador.

5.1. Elementos en el sistema

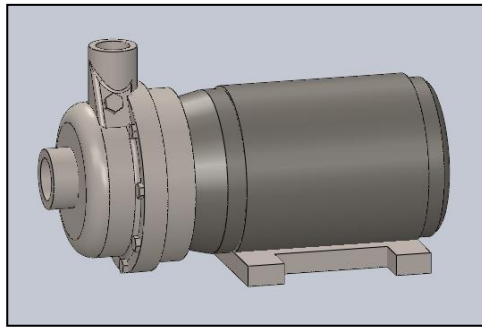


Fig. 5.1 Bomba centrífuga 2 X 2 ½ - 6 (Goulds Pumps Inc.)

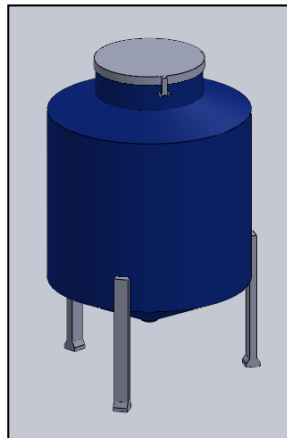


Fig. 5.2 Depósito para almacenamiento y proceso de fluidos de acero inoxidable 316 calibre 11.

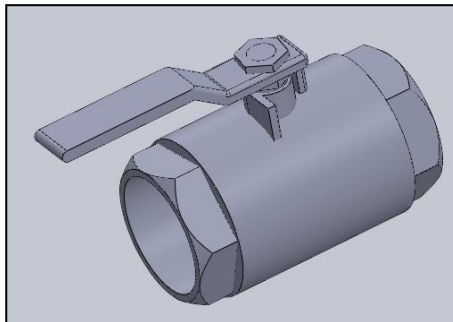


Fig. 5.3 Válvula de bola (Apollo valves)

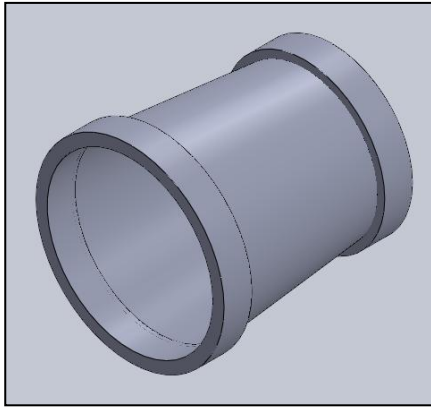


Fig. 5.4 Reducción para unión a la bomba.

5.2. Planos del sistema de bombeo.

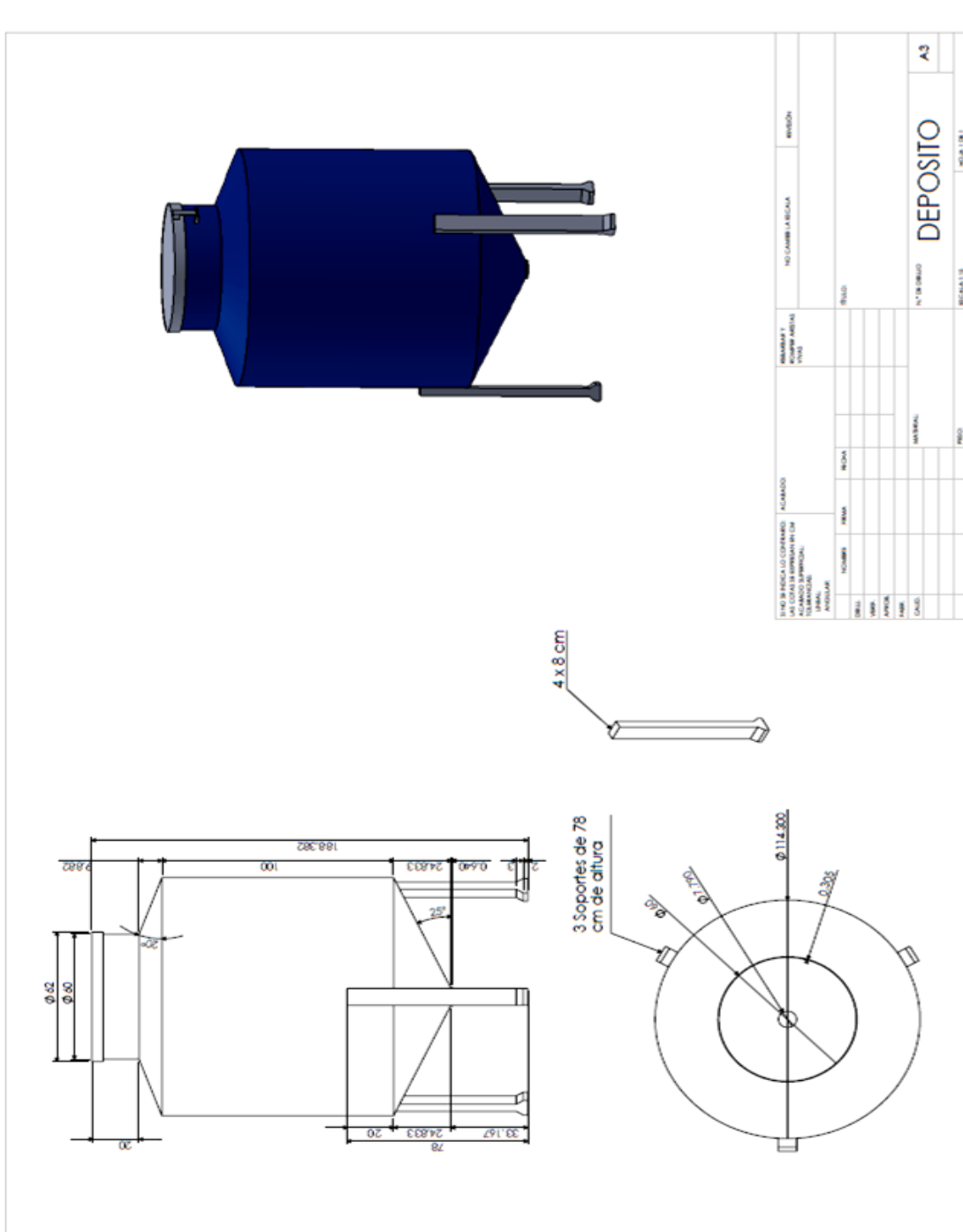


Fig. 5.6 Plano del depósito para el almacenamiento de los fluidos.

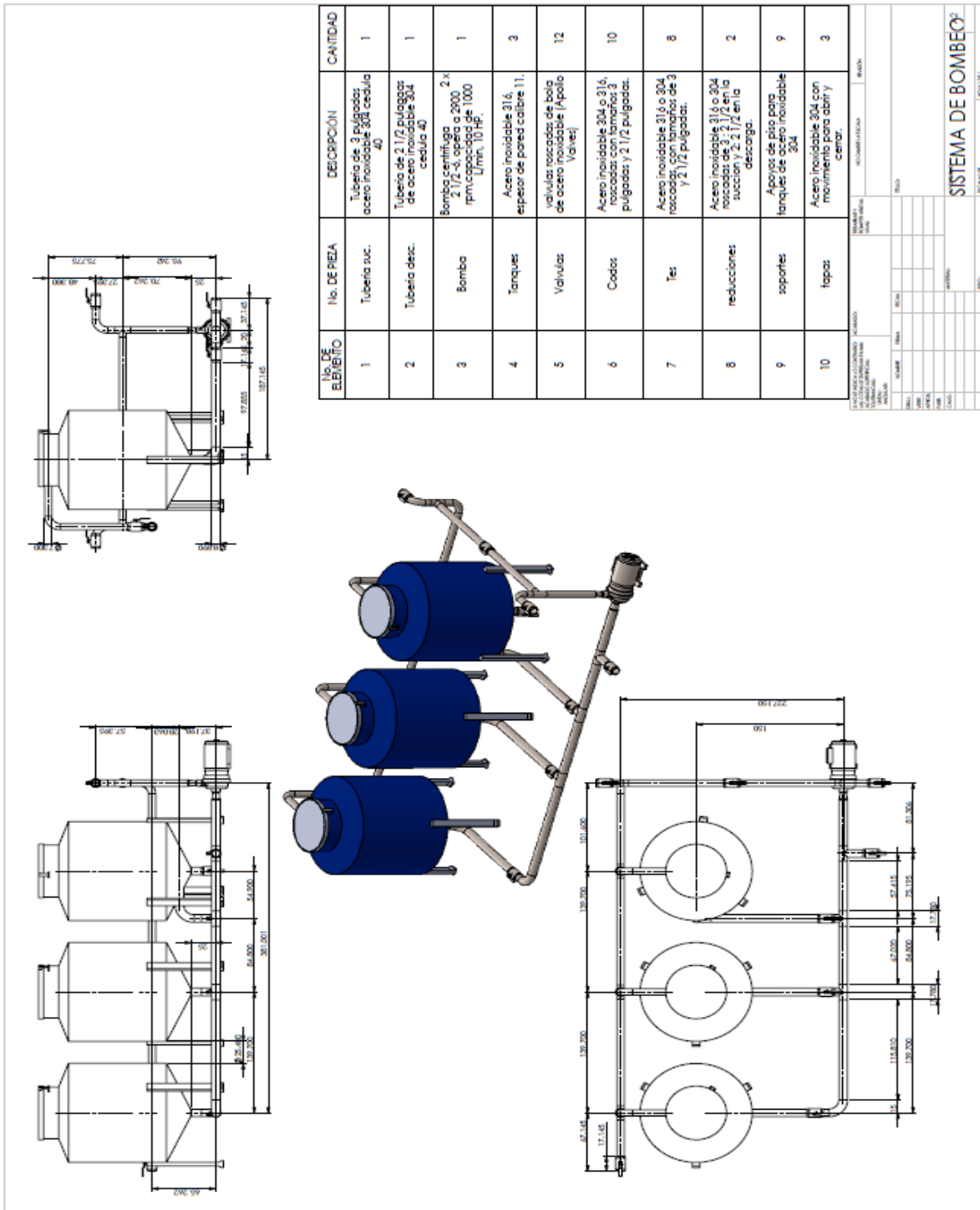


Fig. 5.7 Plano del sistema de bombeo.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Una vez desarrollado todo el proceso de búsqueda de información, aplicación, análisis y comparación de normas para depósitos o tanques de almacenamiento de fluido; se puede concluir que el estudio permite ser un recurso eficiente en el proceso de mantenimiento, aunque la geometría de los tanques puede modificarse y el funcionamiento del sistema sería similar.

Las dimensiones de depósitos y longitudes de tuberías, debe estar definida al momento de diseñar el sistema de bombeo, debido que es la base de todo procedimiento de cálculo.

El tema central fue el análisis de fluidos a utilizar en el sistema que son las sustancias que llevaran a cabo la limpieza interior de los medidores de flujo y las que serán succionadas y descargadas por la bomba, la elección de agua y la mezcla de agua con desengrasante fue respecto a la técnica que se utiliza en los laboratorios de Flujo y Volumen, el Diesel es una propuesta para hacer que el proceso sea más rápido y con buenos resultados.

Como dato y recomendación para el uso del Diesel es que sería costoso implementarlo al proceso, además de las desventajas que repercuten el manejo de este combustible, es decir, se debe realizar un perfecto asilamiento del fluido y evitar que entre en contacto directo con las fuentes de calor para prevenir incendios.

El proceso de mantenimiento con los líquidos también tendrían buen funcionamiento si se aplicaran los tres procesos de recirculación omitiendo el combustible Diesel, esto sería, la primer recirculación la mezcla de agua con desengrasante que elimine la mayoría de las sustancias en suspensión, el segundo con la misma mezcla y el tercero con agua siendo el último proceso de enjuague.

No fue tema de estudio desarrollar un análisis económico profundo de las diferencias de costos en materiales, solo se tomo en cuenta los recursos que benefician la productividad y menos horas de trabajo, sin embargo, se entregó en forma general, una base para estudios posteriores respecto al tema.

FUENTES DE INFORMACIÓN.

- Bibliográficas.

García Gutiérrez, Luis, CENTRO ESPAÑOL DE METROLOGIA. La Medida De Caudal. Editorial AENOR. Madrid, España. (1997)

Crane. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. Ed., Mc Graw Hill. Naucalpan de Juárez, México. (1992)

Mott, Robert L., Mecánica de fluidos, Sexta edición. Ed., PEARSON. México (2006)

- Electrónicas.

http://www.umss.edu.bo/epubs/etexts/downloads/20/cap_viii.htm

<http://lef.uprm.edu/Tank%20failure%20under%20fire/tanques.html>

<http://fluidos.eia.edu.co/fluidos/propiedades/peso especificof.html>

http://www.scielo.org.ve/scielo.php?pid=S0254-07702009000200006&script=sci_arttext

http://www.scielo.org.ve/scielo.php?pid=S0378-18442005000200007&script=sci_arttext

<http://www.ingenieriadepetroleo.com/2010/11/tipos-de-tanques-de-almacenamiento.html>

<http://www.textoscientificos.com/quimica/almacenaje/almacenaje-fluidos>

<http://energiaadebate.com/Articulos/Noviembre2008/SarmientoNov2008.htm>

<http://www.nist.gov/pml/wmd/pubs/handbooks.cfm>

<http://www.chromalox.com/>

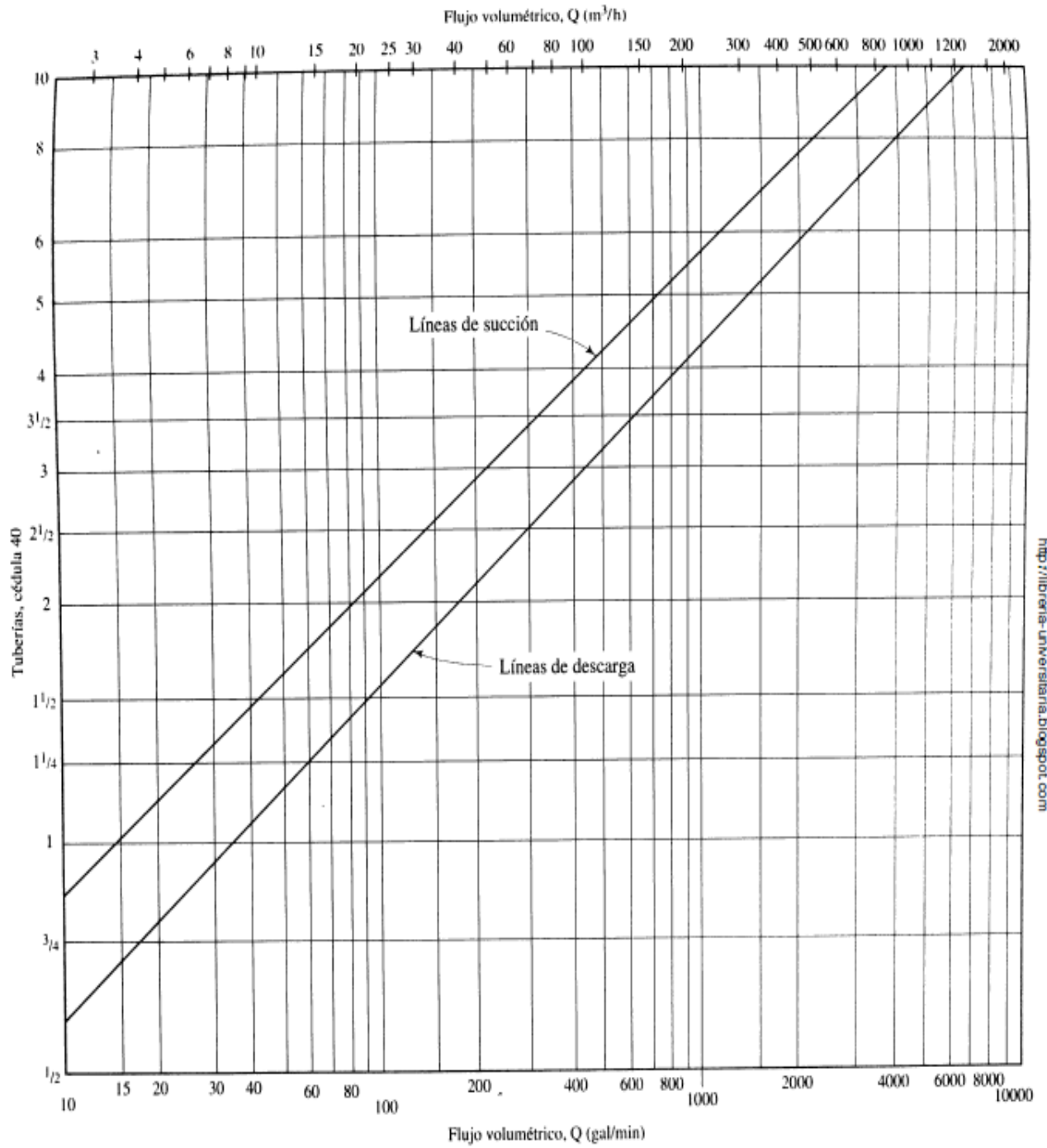
<http://www.resistencias-electricas.com/productos/fluidos/resistencias-electricas-industriales-para-inmersion-con-brida/>

<http://www.tecnotrol.com/web/fluidos/calentamiento-electrico-de-tanques>

ANEXOS.

Anexo 1

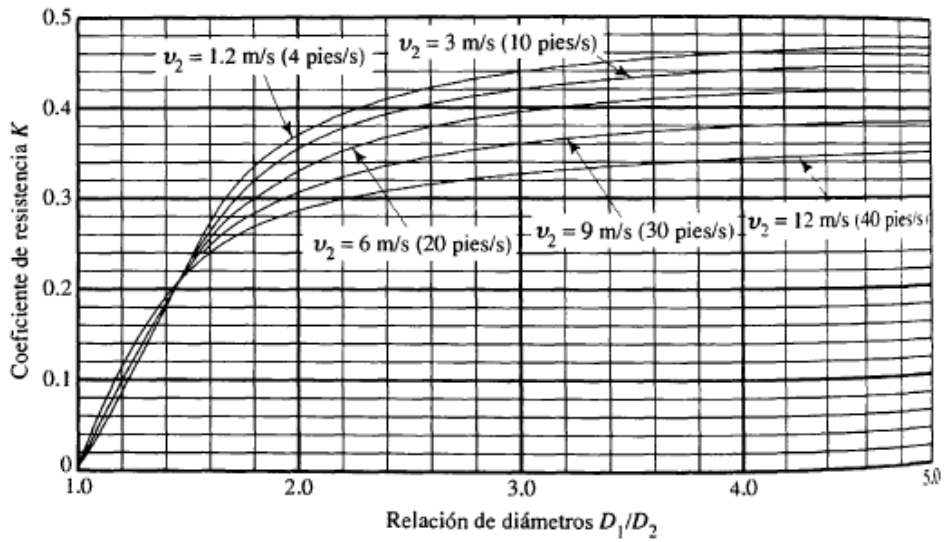
Tabla para seleccionar el tamaño de tuberías.



<http://libreria-universitaria.blogspot.com>

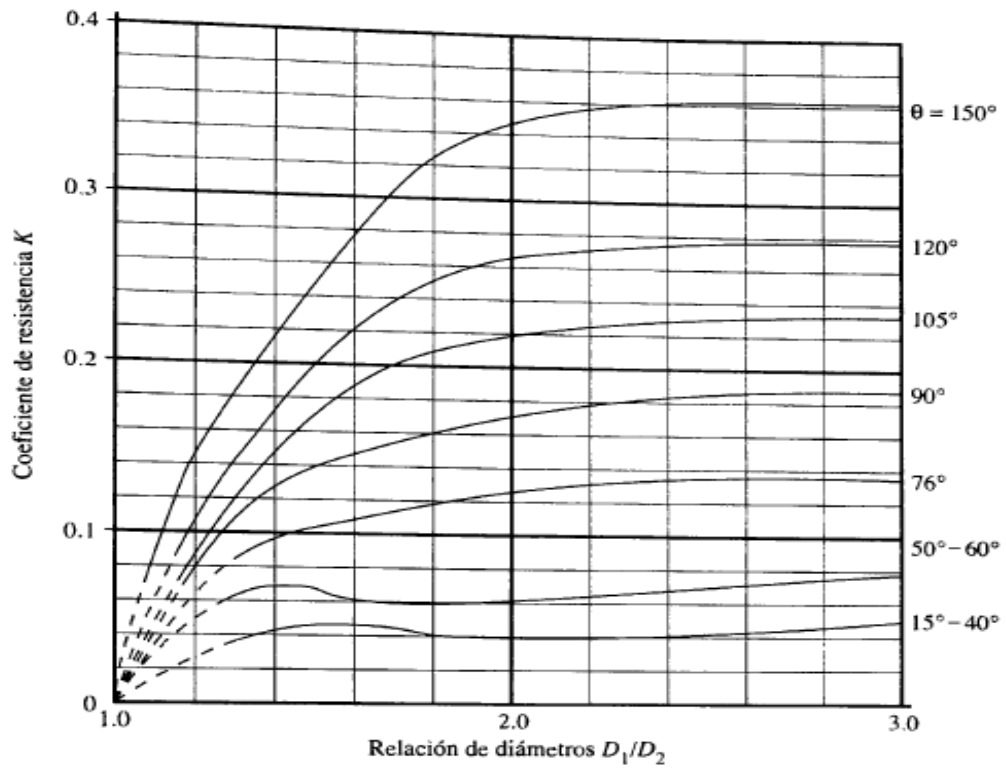
Anexo 2

Relación de coeficientes de resistencias en contracción súbita.



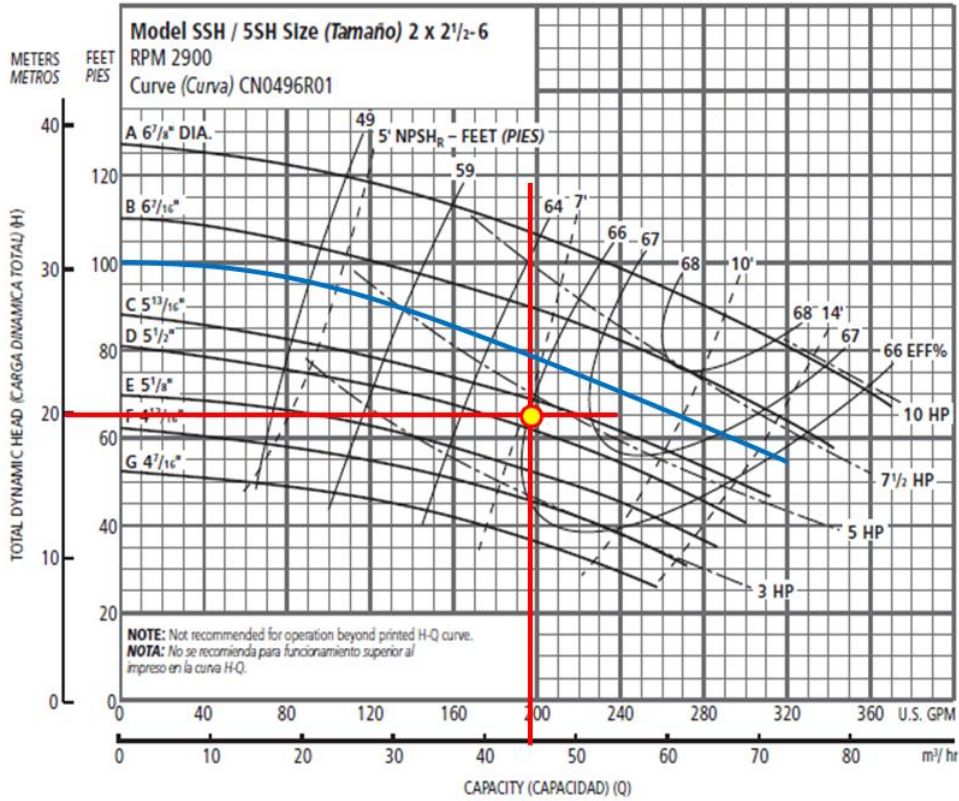
Anexo 3

Coefficiente de resistencia- contracción gradual con $\theta \geq 15^\circ$.



Anexo 4

Curva de funcionamiento de la bomba centrífuga seleccionada en el sistema de bombeo.



Impeller Code, Código del Impulsor	Dia., Diá.	Standard HP Rating, Estándar Hi Potencia
A	6 7/8"	10
B	6 7/16"	7 1/2
C	5 13/16"	7 1/2
D	5 1/2"	5
E	5 1/8"	5
F	4 13/16"	3
G	4 7/16"	3

NOTE: Pump will pass a sphere to 5/32" diameter.

NOTA: La bomba pasará una esfera a 5/32" diámetro.