

300617



UNIVERSIDAD LA SALLE 41

ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA U.N.A.M. 2ej

"ESTUDIO TECNICO-ECONOMICO PARA LA
APLICACION DE BOMBAS EN UNA PLANTA
DESPARAFINADORA DE ACEITE".

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
MANUEL ANTONIO TORRES RUEDA

ASESOR DE TESIS:
INGENIERO JORGE SALCEDO GONZALEZ

MEXICO, D. F.

1994

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

EL DESTINO NO ES CUESTION
DE CASUALIDAD, SINO DE ELECCION;
NO ES ALGO QUE HAYA QUE ESPERAR
SINO QUE REALIZAR.

W. Jennings B.

AGRADECIMIENTOS

Gracias Señor, por la oportunidad de existir. Gracias por permitirme convivir con dos personas de profunda fe cristiana y de grandes valores morales: mi Madre y mi Padre. Gracias porque siempre he tenido todo lo necesario.

A mis queridos Padres mi eterno agradecimiento, por todo cuanto han hecho y sacrificado, para darme una buena educación. Gracias por el gran amor con que me educaron. Admiro mucho su sencillez y nobleza de corazón. Pienso que al educarme no lo pudieron haber hecho mejor. Me siento el ser más afortunado al haberlos tenido como Padres. Me siento especialmente orgulloso de ustedes.

Agradezco especialmente y de todo corazón, el apoyo que me brindaron cuando más lo necesitaba a dos personas fuera de serie: Miss Marina Galván de Rodríguez y al Ing. Pablo Aldrette Cruz.

Gracias a Ti, que eres mi gran amigo, que has compartido conmigo tantas experiencias maravillosas. Gracias por enriquecer mis días. Sabe que tu amistad la considero valiosa y magnífica. Me siento orgulloso de Ti.

Muchas gracias a mi profesor y asesor de Tesis Ing. Jorge Salcedo por su apoyo y enorme paciencia. Gracias por el tiempo dedicado a revisar una y otra vez mi tesis.

Gracias a mi novia por su apoyo y cariño.

DEDICATORIAS

Dedico la presente Tesis a mi Dios y a mis Padres.

ESTUDIO TECNICO-ECONOMICO PARA LA APLICACION DE BOMBAS
EN UNA PLANTA DESPARAFINADORA DE ACEITE.

INTRODUCCION.

CAPITULO I

GENERALIDADES.

1.1	Descripción de la planta.	4
1.2	Descripción del Sistema de Recuperación de Solvente del Aceite Desparafinado.	9
1.3	Descripción del equipo principal.	13
1.4	Descripción del Sistema Particular.	17

CAPITULO II

TEORIA DE BOMBAS.

2.1	Definición y clasificación de las máquinas hidráulicas.	19
2.2	Bombas de Desplazamiento Positivo.	22
2.3	Bombas Dinámicas.	37
2.4	Diferencias entre Bombas Dinámicas y Bombas de Desplazamiento Positivo.	51

CAPITULO III

CONSIDERACIONES TECNICAS Y DE DISEÑO PARA LA SELECCION DE LA BOMBA.

3.1	Generalidades.	57
3.2	Memoria de Cálculo.	74
3.3	Operación.	99
3.4	Selección Técnica.	101
3.5	Mantenimiento.	105
3.6	Reemplazo.	106

CAPITULO IV

ANALISIS ECONOMICO PARA LA SELECCION DE LA BOMBA.		
4.1	Inversión inicial.	108
4.2	Depreciación.	108
4.3	Costos de Operación.	110
4.4	Costos de Mantenimiento.	110
4.5	Costos Anualizados.	112
4.6	Parámetros de diseño de proceso.	116
CONCLUSIONES.		119
BIBLIOGRAFIA.		124
ANEXO A: PRINCIPIO DEL DESPLAZAMIENTO POSITIVO.		126
ANEXO B: RESUMEN DE DATOS Y RESULTADOS DE MEMORIAS DE CALCULO DE LOS 6 FLUIDOS RESTANTES.		130
ANEXO C: MATERIALES DE CONSTRUCCION DEL GRUPO S1.		138

INTRODUCCION.

En una refinería de Petróleo, después de obtener la gasolina producto, quedan residuos que se pueden transformar y comercializar.

Estos residuos pueden ser aprovechados en una desparafinadora de aceite para obtener aceites lubricantes de alta calidad y también parafinas -suave y dura- como productos secundarios.

Ahora bien, la presente Tesis se enfoca dentro del diseño general de una planta desparafinadora de aceite a la selección específica de una bomba dentro de un sistema al que se denominará como "Sistema Particular".

La selección de esta bomba debe ser precisa y cuidados, a fin de que sea la que mejor responda a las necesidades del Sistema Particular. Sin embargo, los tiempos actuales no solo exigen la mejor Selección Técnica de un producto, sino que también exigen la mejor Selección Económica.

Son precisamente éstos los retos que la presente tesis pretende afrontar de la siguiente manera:

En el Primer Capítulo se da una descripción general de la planta desparafinadora de aceite, así como del Sistema

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Particular, su memoria de cálculo y sus características de operación.

En el Segundo Capítulo se exponen los diferentes tipos de bombas existentes en el mercado, tales como las bombas reciprocantes, las bombas rotatorias, las bombas centrífugas, y las bombas especiales. Este Capítulo permitirá conocer las características de funcionamiento, así como las aplicaciones y restricciones de estos tipos de equipos.

En el Tercer Capítulo, se realiza la memoria de cálculo del Sistema Particular. Es aquí donde se calculan las pérdidas de presión por fricción en las tuberías, se calcula el NPSH disponible del Sistema, la potencia al freno, la potencia estimada del motor, etc.

En este mismo capítulo se hará la Selección Técnica de la bomba, tomando en cuenta los resultados de la memoria de cálculo y considerando las características técnicas de las bombas que fueron estudiadas en el Capítulo II.

De las bombas que resulten ser seleccionadas técnicamente, habrá que seleccionar la que sea económicamente la mas rentable. Para este efecto, se considerarán por un lado los costos iniciales de las bombas (el costo de compra de la bomba, costo del motor, costos de instalación, etc.). Y por otro lado, se evaluarán los costos de operación ocasionados

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

por la bomba durante un periodo de diez años de funcionamiento (energía eléctrica, mantenimiento, etc.). La Selección Económica se hará en base al análisis de estos dos aspectos en el Capítulo IV.

Finalmente, la Selección definitiva de la bomba habrá constado de dos aspectos importantes: el Técnico y el Económico. Es de esta forma como la presente tesis pretende afrontar el reto de seleccionar una bomba para un sistema particular dentro de una Desparafinadora de Aceite.

I GENERALIDADES.

1.1 Descripción de la Planta.

En una refinería de petróleo, después de obtener la gasolina producto, existen residuos que pueden ser transformados en otros productos y comercializados. De acuerdo con lo anterior, los residuos de la refinería se envían a las unidades destiladora atmosférica, desasfaltadora, desparafinadora de aceite y a la refinadora con furfural.

La desparafinadora de aceite es una planta que procesa 7 clases diferentes de aceites a los que se les extrae la parafina, obteniendo de esta manera aceites lubricantes con puntos de escurrimiento e índices de viscosidad dentro de especificaciones y como producto secundario, se obtienen parafinas suaves y duras, de las cuales éstas últimas se desaceitan para producir parafina comercial de alta calidad.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

La Unidad Desparafinadora de Aceites Lubricantes que se trata en este trabajo queda integrada en una Refinería, dentro del Tren de Lubricantes y será diseñada para una cantidad nominal total de 24,000 BPDO¹ de aceite de carga, en dos plantas con capacidad de 12,000 BPDO, que utilizan Metil Etil Cetona/Tolueno como purificadores para operar con 7 casos diferentes de operación:

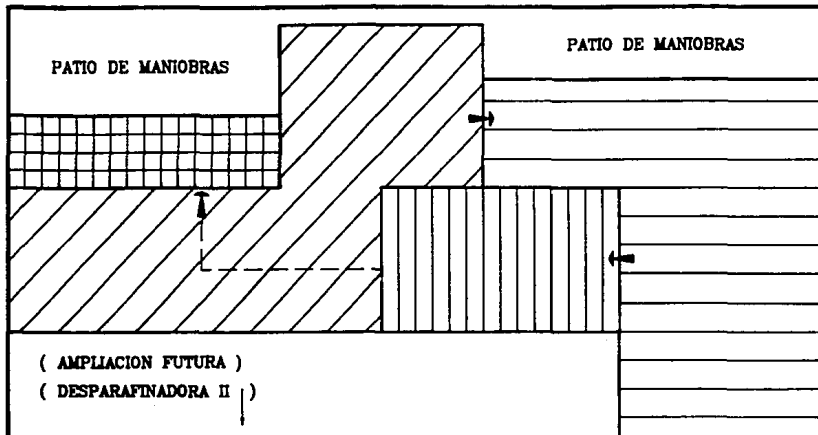
CASO	CARGA	CAPACIDAD BPDO	No. DE DIAS DE OPERACION AL AÑO
1	Neutro ligero 105	21,986	14
2	Neutro ligero 90	24,675	44
3	Neutro 90	23,899	80
4	Corte 4	21,461	64
5	Neutro Pesado	21,231	57
6	Pesado 90	19,171	64
7	Cilindros 650	18,635	5.5

La alimentación a esta Unidad procederá del área de almacenamiento de aceites refinados de la Unidad de Extracción con Furfural, que a su vez recibe cargas de la Unidad Redestiladora y de la Unidad Desasfaltadora.

¹ BPDO=Barriles Por Día de Operación.

PLANTA DESPARAFINADORA DE ACEITE

DESPARAFINADORA I



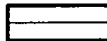
SECCION GAS INERTE



SECCION DE ENFRIAMIENTO
Y FILTRADO



SECCION DE REFRIGERACION



SECCION DE RECUPERACION
DE SOLVENTE

Figura 1.1

La Unidad Desparafinadora de Aceites Lubricantes con Metil Etil Cetona/Tolueno, está constituida por cuatro secciones (fig. 1.1):

- a) Sección de Enfriamiento y Filtrado
- b) Sección de Recuperación de Solvente
- c) Sección de Refrigeración con Propano
- d) Sección de Gas Inerte

En la sección de Enfriamiento y Filtrado, se realizan 3 procesos diferentes, que son el Desparafinado de Aceite, el Fraccionamiento de Parafinas y el Repasado de Parafina Dura.

El desparafinado del aceite se logra agregando solvente a la carga, con el fin de separar las parafinas y después se destila el solvente para su recuperación, obteniendo de esta manera el aceite desparafinado. Esta operación se efectúa mediante el mezclado de la carga con un solvente consistente de Metil Etil Cetona/Tolueno. La mezcla se enfría para cristalizar la parafina y posteriormente, la mezcla se filtra separando los cristales de la parafina de la mezcla aceite-solvente; mediante destilación directa se recupera el solvente del aceite lubricante producto.

La parafina separada se fracciona en cortes de parafina

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

suave y dura. Dicho fraccionamiento se efectúa redisolviendo la parafina primaria con el solvente, calentando y posteriormente enfriando a una temperatura mayor que la de filtración primaria. A esta condición de temperatura, una porción de la parafina permanece en solución con el solvente, mientras que las parafinas de mayor punto de fusión cristalizan y mediante filtración de la mezcla se separan las parafinas suave y dura, quedando la primera en el filtrado y la última como torta parafinosa. El filtrado se envía a la Sección de Recuperación de Solvente y la parafina dura remanente recibe un tratamiento posterior para eliminarle pequeñas cantidades de aceite, lo cual produce una parafina dentro de especificación.

El desaceitado de la parafina dura se efectúa redisolviendo la torta de parafina procedente del filtro de fraccionamiento, con solvente y filtrando nuevamente. El repasado se lleva a cabo a la misma temperatura que el fraccionamiento y el filtrado del repasado se recircula a varios puntos, debido a que su contenido de aceite es bajo, la torta de parafina del filtro de repasado se envía a la Sección de Recuperación del Solvente en donde se obtiene la parafina dura como producto.

En la SECCION DE RECUPERACION DEL SOLVENTE, el solvente contenido en las corrientes de aceite desparafinado, parafina suave y parafina dura, se recupera por medio de

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

evaporaciones sucesivas, de acuerdo con lo siguiente:

Para los sistemas de Recuperación de Solvente de Aceite y Parafina Suave se utiliza un sistema de triple efecto de evaporación (baja, alta y media presión) y para el Sistema de Parafina Dura se usa un doble efecto (baja y alta presión). El objetivo de utilizar un triple efecto en esta sección es el de aprovechar al máximo la energía de las corrientes de proceso, logrando así menores costos de operación.

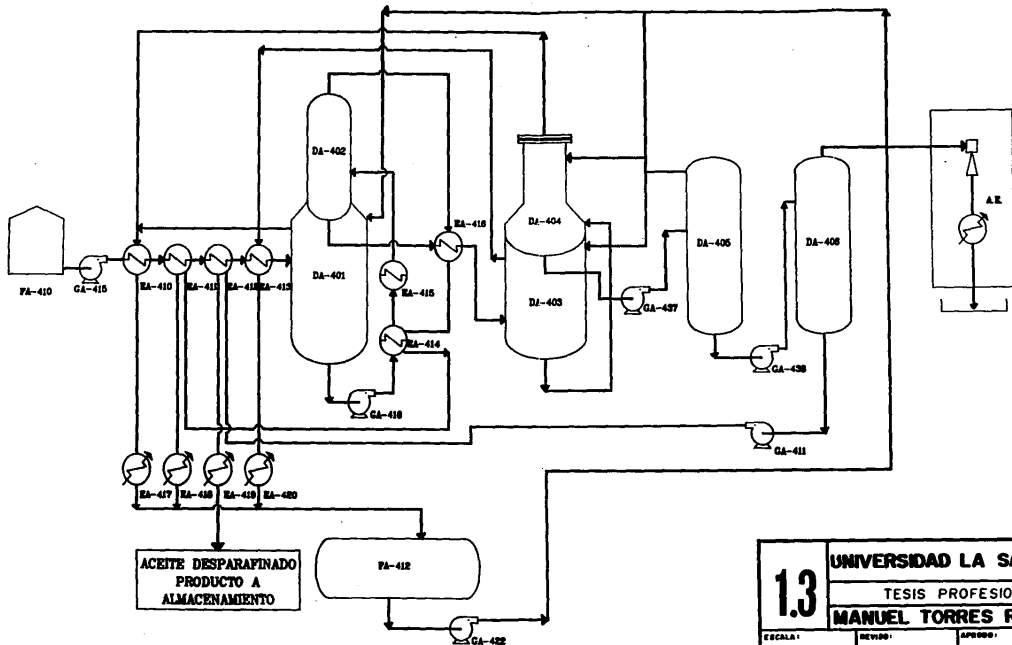
Los requerimientos energéticos de baja temperatura en la sección de enfriamiento y filtrado, para alcanzar la temperatura de filtración, serán suministrados por un sistema de REFRIGERACION CON PROPANO.

El SISTEMA DE GAS INERTE utiliza una mezcla de nitrógeno-bióxido de carbono y tiene como objetivo el evitar la formación de mezclas explosivas en los equipos de proceso que manejan solvente, además de utilizarse como gas de soplado en los filtros.

DIAGRAMA DE BLOQUE DEL SISTEMA DE RECUPERACION DE SOLVENTE DEL ACEITE DESPARAFINADO



DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE RECUPERACION DE SOLVENTE DE ACEITE DESPARAFINADO



1.2 Descripción del Sistema de Recuperación de Solvente del Aceite Desparafinado.

Consiste básicamente de tres etapas de evaporación por calentamiento, otra más por expansión y una tercera por agotamiento, con el fin de recuperar el solvente del filtrado primario proveniente de la Sección de Enfriamiento y Filtrado. La descripción general de esta área se resume en lo siguiente (conforme a lo que indica la figura 1.2 anexa):

PRIMERA ETAPA DE EVAPORACION

La carga al sistema se recibe en el Tanque de Balance de Aceite Desparafinado (FA-410), el cual está conectado al Sistema de Balance de Gas Inerte (ver figura 1.3) La mezcla solvente-aceite desparafinado se envía al tren de calentamiento con la bomba (GA-415) mediante un control en cascada nivel-flujo. La carga se calienta en un tren de intercambio de calor de cuatro etapas de calentamiento y se alimenta a la Primera Torre de Baja Presión de Aceite Desparafinado (DA-401).

La primera etapa de calentamiento de la carga al sistema se da en el Intercambiador Aceite/Domo de Torres de Baja Presión (EA-410).

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

La segunda etapa de calentamiento de la carga se lleva a cabo en el Intercambiador Aceite/Domo de Torre de Alta Presión (EA-411).

La tercera etapa de calentamiento es con el aceite producto que va al almacenamiento en el intercambiador Aceite/Aceite Desparafinado Producto (EA-412).

En la cuarta etapa, el calentamiento para dar la vaporización final a la carga se tiene en el Intercambiador Aceite/Domo de Torre de Media Presión (EA-413).

SEGUNDA ETAPA DE EVAPORACION

El residuo de la Torre (DA-401) se envía a la Torre de Alta Presión de Aceite Desparafinado (DA-402) bajo control de nivel por medio de la bomba (GA-416). La segunda etapa de evaporación se logra mediante dos calentamientos de la carga a dicha Torre (DA-402).

El primer calentamiento se lleva a cabo en el Intercambiador de Fondo de Torre de Baja Presión/Domo de Torre de Alta Presión (EA-414).

El segundo calentamiento se logra en el Calentador Aceite/Aceite de Calentamiento (EA-415), el cual mantiene la temperatura que regula la salida del aceite de calentamiento por el lado frío de éste.

TERCERA ETAPA DE EVAPORACION

El fondo de la Torre de Alta Presión (DA-402) se envía por control de nivel hacia el Intercambiador (EA-416), donde por efecto de la reducción de presión, la corriente se vaporiza parcialmente, con lo que disminuye la temperatura y hace posible el intercambio de calor con la corriente del domo de la misma torre. En el Intercambiador, la corriente del fondo logra la tercera etapa de evaporación para entrar a la Torre de Media Presión de Aceite Desparafinado (DA-403).

CUARTA ETAPA DE EVAPORACION

El fondo de la Torre de Media (DA-403) se envía por control de nivel a la Segunda Torre de Baja Presión de Aceite Desparafinado (DA-404); en la cual, por efecto de la caída de Presión se logra una cuarta etapa de evaporación.

AGOTAMIENTO CON VAPOR

El líquido del fondo se envía por control de nivel al Agotador de Aceite Desparafinado (DA-405). En éste último, se remueve prácticamente todo el solvente que aún lleva el aceite desparafinado por medio de vapor de agotamiento de media presión.

SECADO POR VACIO

El vapor del domo se envía al Sistema de Secado de Solvente para remover el agua proveniente del vapor de agotamiento. El aceite desparafinado del Fondo del Agotador (DA-405), se envía por control de nivel al plato superior del Secador de Solvente de Aceite Desparafinado (DA-406).

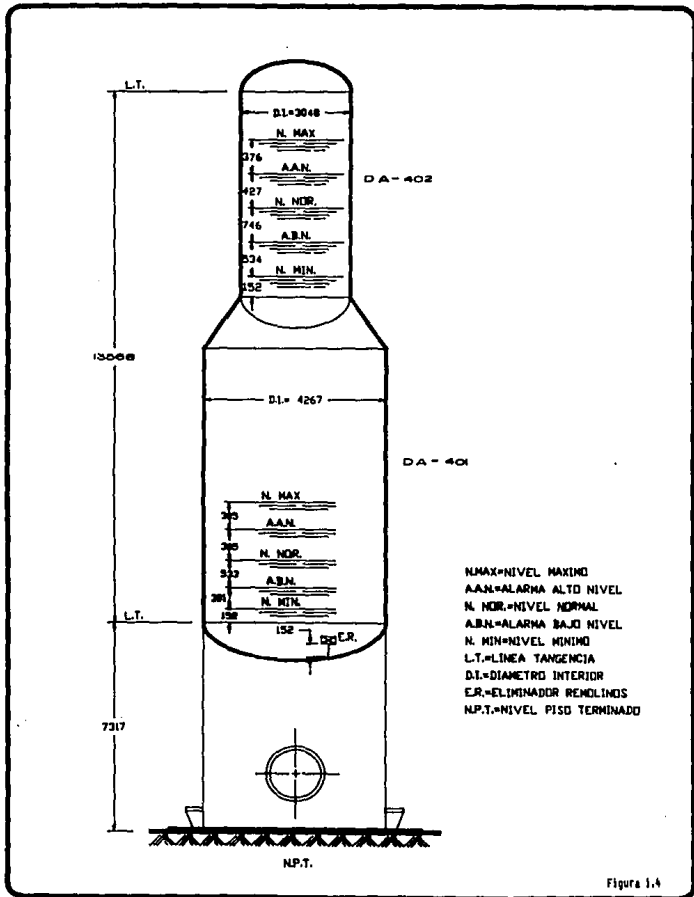


Figura 1.4

1.3 Descripción del Equipo Principal.

1.3.1 Descripción de Torres a Presión.:

DATOS DE DISEÑO. (Ver fig. 1.4)

Código	ASME
Tipo de cabezas	Elípticas: 2 a 1
Corrosión permisible	3 mm
Presión exterior de seguridad	0.17
Espesor total del aislamiento	3.8 cm
Densidad relativa del líquido	0.8

	TORRE DA-401	TORRE DA-402
Temperatura de operación (Max.) °C	97	199
Temperatura de diseño °C	112	214
Presión de operación (Max.), kg/cm ²	0.3	6.3
Presión de diseño, kg/cm ²	2.3	8.2
Presión máxima permisible de trabajo, kg/cm ² man.	4.6	8.6

PESOS Y CAPACIDADES.

Peso total en operación	101,090 kg
Capacidad	161.8 m

ESPECIFICACIONES DEL MATERIAL.

Cascarón, cabezas y plantillas de refuerzo	SA-515-70
Faldón y silleta	SA-283-C
Platos	Acero al carbón

1.3.2 Descripción de Cambiadores de Calor.

1.3.2.1 Cambiadores de Calor (EA-414 A/C) .:

DATOS DE DISEÑO

Código	ASME SEC. VIII DIV. 1
Norma	TEMA "Clase R"
Longitud	6,945 mm
Diámetro interno	1,1168 mm
Corrosión permisible	3.2 mm
Tipo	AES
Posición	Horizontal
Superficie global	1,145.4 m

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Superficie efectiva	1,092.3 m
Número de envolventes	3
Número de tubos	1,308 de 25.4 mm de diámetro y con espe- sor de 2.1 mm

	Lado envol.	Lado tubos
Presión de diseño kg/cm ²	10.5	8.4
Temperatura de diseño °C	15.8	12.6
Número de pasos	1	1

PESOS

Peso en operación	16,600 kg.
Peso lleno de agua	17,750 kg.

ESPECIFICACIONES DEL MATERIAL

Envolvente	SA-515-70
Tapa de la envolvente	SA-515-70
Espejos	SA-515-70.
Tubos de transferencia	SA-179

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

1.3.2.2 Cambiador de Calor (EA-415).

DATOS DE DISEÑO

Código	ASME SEC. VIII DIV. 1
Norma	TEMA "Clase R"
Longitud	4,703 mm
Diámetro	864 mm
Corrosión permisible	3.2 mm
Tipo	AES
Posición	Horizontal
Superficie global	285.4 m
Superficie efectiva	272 m
Número de envolventes	2
Número de tubos	652 de 25.4 mm de diámetro y con espesor de 2.1 mm

	Lado envol.	Lado tubos
	-----	-----
Presión de diseño, kg/cm ²	11.0	6.0
Temperatura de diseño, °C	216	332
Número de pasos	1	4

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

PESOS

Peso en operación	7,300 kg.
Peso lleno de agua	7,800 kg.

ESPECIFICACION DEL MATERIAL

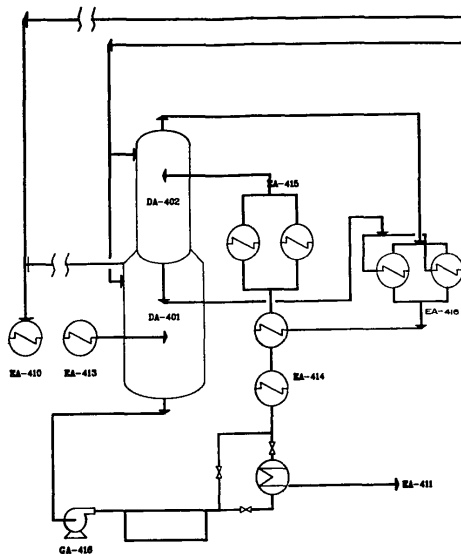
Envolvente	SA-515-70
Tapa de la envolvente	SA-515-70
Especios	SA-515-70
Tubos de transferencia	SA-179

1.4 Descripción del Sistema Particular.

La descripción del Sistema Particular empieza a partir del Tanque DA-401 (que es alimentado por el intercambiador EA-413 y el Tanque FA-412) del cual el fluido, por medio de una bomba, se manda a los Intercambiadores de Calor EA-414. El fluido pasa de los Intercambiadores de Calor EA-414 a los Intercambiadores de Calor EA-415.

De estos últimos Intercambiadores, el fluido pasa al Tanque DA-402, donde termina el Sistema Particular de este trabajo. En la siguiente página se encuentra una gráfica del Sistema Particular junto con datos importantes (figura 1.5).

		A	B	C
NEUTRO LIGERO 105	PRESION P _{SG} TEMPERATURA °F FLUJO LB/H DENS. RELATIVA VISCOSIDAD CP	115 205.1 390038 0.86887 0.4856	105 344.41 390038 0.86887 0.2327	90.20 390 390038 0.86887 0.2197
NEUTRO LIGERO 90	PRESION P _{SG} TEMPERATURA °F FLUJO LB/H DENS. RELATIVA VISCOSIDAD CP	115 205.41 424157 0.86144 0.4398	105 345.97 424157 0.86144 0.4398	90.20 390 424157 0.86144 0.4398
NEUTRO 90	PRESION P _{SG} TEMPERATURA °F FLUJO LB/H DENS. RELATIVA VISCOSIDAD CP	115 205.02 433624 0.86317 0.4398	105 343.72 433624 0.86317 0.4398	90.20 390 433624 0.86317 0.4398
PESADO 90	PRESION P _{SG} TEMPERATURA °F FLUJO LB/H DENS. RELATIVA VISCOSIDAD CP	115 206.71 372282 0.87023 0.4917	105 348.78 372282 0.87023 0.4917	90.20 390 372282 0.87023 0.4917
PESADO CILDENDOS 650	PRESION P _{SG} TEMPERATURA °F FLUJO LB/H DENS. RELATIVA VISCOSIDAD CP	115 205.44 395418 0.86898 0.4975	105 345.13 395418 0.86898 0.2479	90.20 390 395418 0.86898 0.52
NEUTRO PESADO	PRESION P _{SG} TEMPERATURA °F FLUJO LB/H DENS. RELATIVA VISCOSIDAD CP	115 205.91 340994 0.86828 0.4749	105 343.19 340994 0.86828 0.2508	90.20 390 340994 0.86828 0.4338
CORTE 4	PRESION P _{SG} TEMPERATURA °F FLUJO LB/H DENS. RELATIVA VISCOSIDAD CP	115 206.83 396028 0.86736 0.4685	105 343.01 396028 0.86736 0.2499	90.20 390 396028 0.86736 0.3768



1.5	UNIVERSIDAD LA SALLE.	
	TESIS PROFESIONAL	
MANUEL TORRES RUEDA.		
ESCALA:	REVISO:	APROBO:

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Una vez descrito en forma completa el Sistema Particular de trabajo en donde se enfoca la presente tesis, se procederá a estudiar en el siguiente capítulo los diferentes tipos de bombas que hay en el mercado y su aplicación.

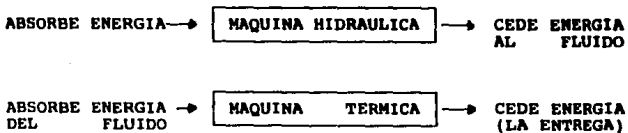
Esto es con el fin de seleccionar técnicamente a la bomba más apropiada de acuerdo con las necesidades del Sistema Particular.

II TEORIA DE BOMBAS.

2.1 Definición y Clasificación de las Máquinas Hidráulicas.:

Se dice que una máquina en general absorbe energía de una clase para suministrar energía de otra clase (un motor eléctrico por ejemplo, absorbe energía eléctrica y la transforma en energía mecánica aprovechable) o de la misma clase pero transformada (un torno absorbe y restituye energía mecánica).

Desde el punto de vista de su aplicación industrial, las máquinas se pueden clasificar en diferentes grupos tales como máquinas de fluido, máquinas-herramienta, máquinas eléctricas, etc.. En particular las máquinas de fluido se definen como aquellas máquinas en las que el fluido, o bien proporciona la energía que acciona a la máquina (turbina) o bien el fluido es el receptor de la energía, al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida (por ejemplo una bomba) y es por ello que se clasifican en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas, cuyas diferencias son básicamente:



Por lo anterior, una máquina es aquella en donde el fluido cambia su energía con su paso a través de la máquina y no varía sensiblemente su densidad, por lo cual en el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que $\rho = \text{cte.}$ (la bomba y el ventilador son típicos ejemplos de máquinas hidráulicas).

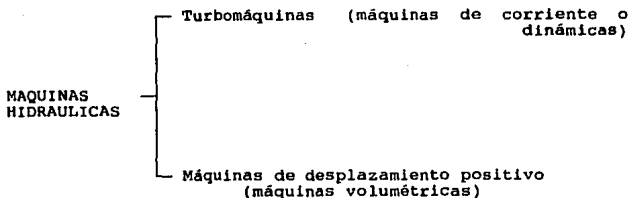
Mientras que una máquina térmica es aquella donde el fluido a su paso a través de la máquina varía sensiblemente de densidad y volumen específico, por lo cual en el estudio y diseño de la máquina, ya no pueden suponerse constantes (turbina y compresor).

Por otro lado, para clasificar a las máquinas hidráulicas y térmicas se atiende al órgano principal de la máquina, o sea al elemento en donde se intercambia la energía, así las máquinas hidráulicas se clasifican en rotativas y alternativas, según sea que el órgano intercambiador de energía esté provisto de movimiento de rotación o alternativo, sin embargo, suele preferirse la siguiente clasificación que considera también dos grupos. Esta clasificación tiene la ventaja de que no se basa en algo accidental, como es el tipo de movimiento del émbolo o rodete, sino en el principio fundamental de funcionamiento, que es distinto en los dos grupos mencionados.

De acuerdo con esto, las máquinas hidráulicas y térmicas se

clasifican en turbomáquinas y en máquinas de desplazamiento positivo.

Consecuentemente, las máquinas hidráulicas (que son objeto de este trabajo) se consideran de dos tipos generales distintos, que son:



En las máquinas de desplazamiento positivo, también llamadas máquinas volumétricas, el órgano intercambiador de la energía cede energía al fluido o el fluido a él en forma de energía de presión creada por la variación de volumen. Los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido no juegan papel esencial alguno.

Mientras que en las turbomáquinas, denominadas también máquinas de corriente, los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad juegan un papel esencial.

Es conveniente hacer notar que, así como en las turbomáquinas el órgano transmisor de la energía (rodete) se mueve siempre con movimiento rotativo, en las máquinas de

MODIFICACION
PROPUESTA

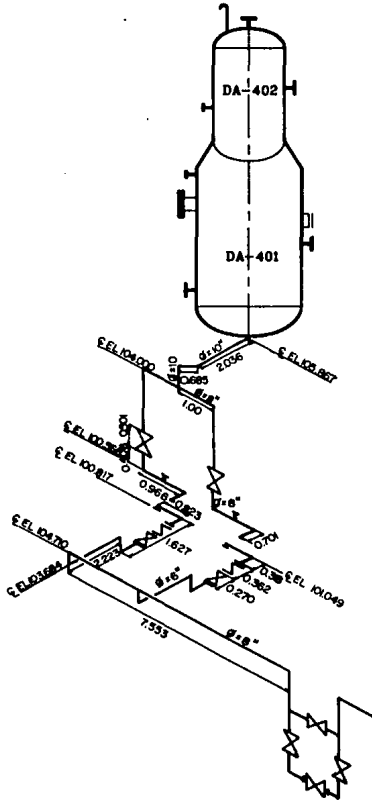


Figura C.1

desplazamiento el órgano transmisor de la energía puede moverse tanto con movimiento alternativo, como con movimiento rotativo.

2.2 Bombas de Desplazamiento Positivo.

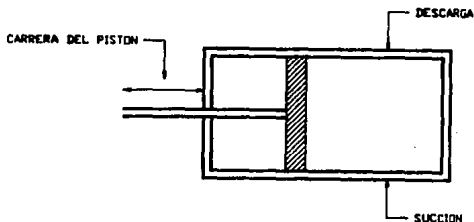
2.2.1 Principio de Operación.:

El bombeo puede definirse fundamentalmente como la transformación de la energía mecánica en energía de presión que se hace a un fluido para que pueda moverse de un punto a otro. No es como frecuentemente se piensa la adición de presión, porque la energía es capacidad para hacer trabajo y suministrándola a un fluido lo obliga a hacer trabajo, normalmente fluyendo por una tubería o elevándose a un nivel más alto (a través de una tubería).

El principio del desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara. La succión de la bomba de desplazamiento positivo se realiza mediante el aumento de volumen en la cámara. Es por esto que estas máquinas también reciben el nombre de máquinas volumétricas. En éstas

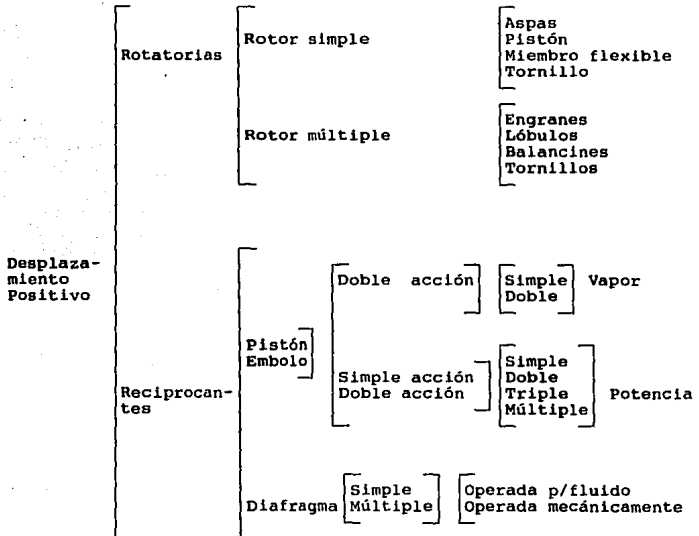
UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

máquinas, el intercambio de energía es estático, esto es, que depende de las presiones y de las fuerzas estáticas (ver anexo A). Estas bombas pueden ser alternativas, en las que el escurrimiento es intermitente y rotativo, o de escurrimiento continuo.



Las bombas de desplazamiento positivo se clasifican en dos grandes grupos: las bombas reciprocantes y las bombas rotatorias. Esta clasificación se debe al tipo de movimiento que puede tener el órgano intercambiador de energía, ya sea alternativo (bombas reciprocantes) o rotatorio (bombas rotatorias).

2.2.2 Clasificación de las Bombas de Desplazamiento Positivo.



2.2.2.1 Clasificación de las Bombas Rotatorias.

Las bombas rotatorias consisten en una caja fija que puede contener alguno de los siguientes elementos rotatorios tales como engranes, aspas, pistones, tornillos, etc., que operan con un claro mínimo. Siendo así que atrapan el líquido, lo empujan contra la caja fija -en forma muy similar a como lo hace el pistón de una bomba recíproca- y finalmente descargan un flujo intermitente casi continuo.

Las bombas rotatorias se subdividen a su vez en dos clases diferentes, que son: bombas de rotor simple y bombas de rotor múltiple.

1. Las bombas de rotor simple son aquellas en las cuales todos los elementos que giran lo hacen con respecto a un solo eje. A este tipo pertenecen las bombas de aspas, miembros flexibles y las de tornillo simple.
2. Las bombas de rotor múltiple son aquellas en las cuales los elementos que giran lo hacen con respecto a uno o más ejes. A este tipo pertenecen las bombas de engranes, lóbulos, pistón circunferencial y las de tornillos múltiples.

2.2.2.2 Descripción General de Bombas Rotatorias.

Bomba de Aspas.- (figs. 2.1 y 2.2) En este tipo de bomba las aspas pueden ser rectas, curvas, tipo rodillo, tipo cangilón, y pueden estar ubicadas en el rotor o en el estator, y funcionan con fuerza hidráulica radial.

El rotor puede ser balanceado o desbalanceado, y el desplazamiento es constante o variable. La figura 2.1 ilustra una bomba con rotor desbalanceado de desplazamiento constante, con las aspas en el rotor. La figura 2.2 muestra otra, también desbalanceada y de desplazamiento constante, pero con aspas en el estator.

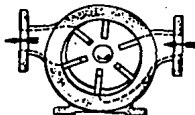


Figura 2.1 Bombas de aspas deslizantes.



Figura 2.2 Bombas de aspas externas.

Bomba de Pistón.- (fig. 2.3). En este tipo el fluido entra y sale impulsado por pistones, los cuales trabajan reciprocamente dentro de los cilindros; las válvulas funcionan por rotación de los pistones y cilindros con relación a los puntos de entrada y salida. Los cilindros pueden estar colocados axial o radialmente, y pueden

trabajar con desplazamientos constantes o variables. La fig. 2.3 ilustra una bomba axial con desplazamiento constante del pistón.

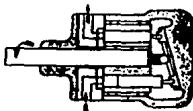


Figura 2.3 Bomba de pistón axial.

Bomba de Miembros Flexibles.- En estas el bombeo del fluido y la acción de sellado dependen de la elasticidad de los miembros flexibles, que pueden ser un tubo, una corona de aspas o una camisa cuyos ejemplos se ilustran en las figuras 2.4, 2.5 y 2.6 respectivamente.

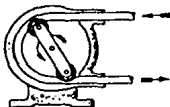


Figura 2.4 Bomba de tubo flexible.

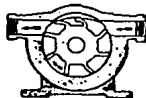


Figura 2.5 Bomba de aspa flexible.

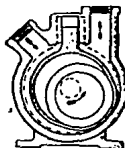


Figura 2.6 Bomba de camisa flexible.

Bomba de Lóbulos. En estas bombas el líquido se desplace atrapado en los lóbulos, desde la entrada hasta la salida.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Los lóbulos efectúan además la labor de sellado y los rotores deben girar sincronizadamente. La figura 2.7 muestra una bomba de un lóbulo y la 2.8 una de tres lóbulos.

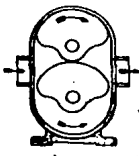


Figura 2.7 Bomba de lóbulos simple.

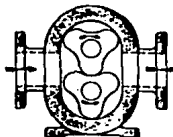


Figura 2.8 Bomba de tres lóbulos.

Bomba de Engranés (figs. 2.9, 2.10 y 2.11) En este tipo el líquido es conducido entre los dientes de los engranes, que sirven también como superficies de sello en la carcasa de la bomba. Las hay de engranes externos que pueden ser rectos, helicoidales simples o dobles como el tipo espina de pescado (Herringbone). Los engranes internos tienen un solo rotor que engrana con uno externo. La figura 2.9 muestra una bomba con engranes exteriores rectos. En las figuras 2.10 y 2.11 aparecen bombas de engranes internos con y sin partición.

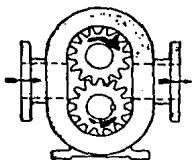


Figura 2.9 Bomba de engranes externos.

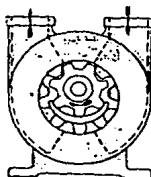


Figura 2.10 Bomba de engranes internos (con media luna).



Figura 2.11 Bomba de engranes internos (sin partición).

Bomba de Pistón Circunferencial (fig. 2.12). Tiene el mismo principio de operación que las de engranes, pero con la diferencia de que cada rotor debe trabajar accionado por medios diferentes.

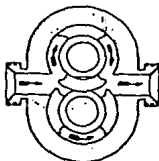


Figura 2.12 Bomba de pistón circunferencial.

Bomba de Tornillo Simple (figs. 2.13 y 2.14). El tornillo desplaza axialmente el líquido a lo largo de una coraza en

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

forma de gusano. Tiene el inconveniente de poseer un alto empuje axial. La figura 2.14 muestra otro tipo de accionamiento a base de una rueda dentada.

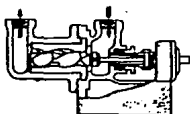


Figura 2.13 Bomba de tornillo simple.

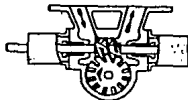


Figura 2.14 Bomba de tornillo y rueda.

Bomba de Tornillo Múltiple (figs. 2.15 y 2.16). El fluido es transportado axialmente por los tornillos. En vez de un estator, cada tornillo trabaja en contacto con el otro, que puede ser el motriz o el conducido. En estos diseños se reduce el empuje axial.

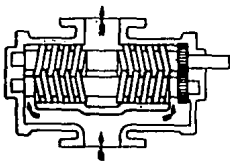


Figura 2.15 Bomba de dos tornillos.

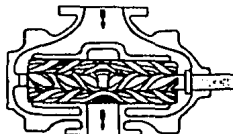


Figura 2.16 Bomba de tres tornillos.

2.2.2.3 Clasificación de las Bombas Reciprocantes.

Las bombas reciprocantes son unidades de desplazamiento positivo que descargan una cantidad definida de líquido durante el movimiento del pistón o émbolo a través de la distancia de la carrera. Despreciando sus fugas, el volumen del líquido desplazado en una carrera del pistón o émbolo es igual al producto del área del pistón por la longitud de la carrera. Este tipo de bombas tienen un flujo de descarga pulsante. Las bombas de émbolo se usan generalmente para lograr presiones más altas que los tipos de pistón, con flujos muy pequeños. La bomba de pistón se usa generalmente para presiones bajas y moderadas; mientras que las de émbolo se prefieren generalmente para presiones altas y servicio pesado

2.2.2.4 Descripción de las Bombas Reciprocantes.

Para una mayor comprensión se explicará primero las bombas de émbolo y pistón dejando para el último las bombas de diafragma. Cuando el émbolo se mueve fuera del cilindro (recipiente que contiene al líquido), como se muestra en la figura 2.17, la presión del fluido dentro del cilindro se reduce. Cuando la presión llega a ser menor que la de la

tubería de succión, la válvula de succión de retención se abre y el líquido fluye al cilindro para llenar el volumen vaciado al retirar el émbolo. Durante esta fase de la operación, la válvula de descarga de retención se mantiene cerrada debido a la mayor presión en la tubería de descarga. Esta parte de la acción de bombeo de una bomba alternativa de desplazamiento positivo se llama carrera o golpe de succión.

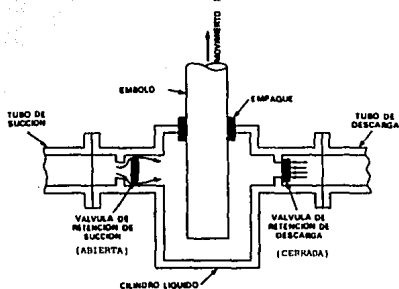


Figura 2.17 Esquema del extremo líquido de una bomba alternativa durante la carrera de succión.

El movimiento hacia atrás debe pararse antes de que el extremo del émbolo llegue al empaque. Entonces el movimiento del émbolo se invierte, iniciándose la parte de la acción de bombeo conocida como la carrera o golpe de descarga, como se ilustra en la figura 2.18.

El movimiento del pistón dentro del cilindro origina un incremento en la presión del líquido ahí contenido. Esta presión inmediatamente llega a ser mayor que la presión en la tubería de succión originando que la válvula de succión

de retención se cierre y mediante los siguientes movimientos del émbolo, la presión del líquido continúa elevándose. Cuando la presión del líquido en el cilindro alcanza la de la tubería de descarga, la válvula de descarga de retención es forzada a abrirse y el líquido fluye hacia la tubería de descarga.

El volumen forzado hacia la tubería de descarga es igual al desplazamiento del émbolo menos pérdidas muy pequeñas ya que el desplazamiento del émbolo es el producto de su área de la sección recta por la longitud de la carrera. El émbolo debe pararse antes de que pegue en el fondo del cilindro. Entonces el movimiento se invierte y el émbolo nuevamente efectúa el golpe o carrera de succión, como ya se ha mencionado.

El ciclo descrito es el de una bomba alternativa de acción simple. Se llama así porque sólo da un golpe de succión y un golpe de descarga en un ciclo alternativo.

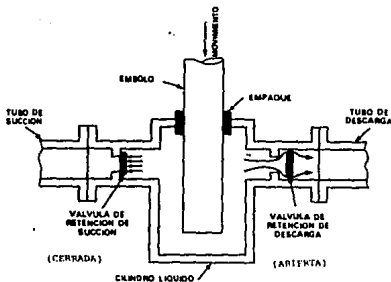


Figura 2.18 Esquema del extremo líquido de una bomba alternativa durante la carrera de descarga.

Muchas bombas alternativas son de doble acción, es decir, que efectúan dos golpes de succión y dos golpes de descarga en un ciclo alternativo completo. La mayoría de las bombas de doble acción utilizan un pistón como sólido de desplazamiento que está sellado a un agujero en el cilindro líquido mediante el empaque del pistón. La figura 2.19 es un diagrama esquemático de un extremo líquido de doble acción. Además de un pistón con empaque, tiene dos válvulas de succión y dos de descarga, una a cada lado del pistón, éste se mueve por medio de un vástago. El empaque del vástago del pistón evita que el líquido se fugue del cilindro. Cuando el vástago y el pistón se mueven en la dirección mostrada, el lado derecho del pistón se encuentra en la carrera de descarga y simultáneamente el lado izquierdo del pistón se encuentra en la carrera de succión. El empaque del pistón debe sellar perfectamente con la camisa del cilindro para evitar la fuga de líquido del lado de alta presión a la derecha, al lado de baja presión de la izquierda.

El pistón debe detenerse antes de que golpee el lado del extremo derecho del cilindro. Entonces el movimiento del pistón se invierte, de manera que el lado izquierdo del pistón inicia su carrera de descarga y el lado derecho inicia su carrera o golpe de succión.

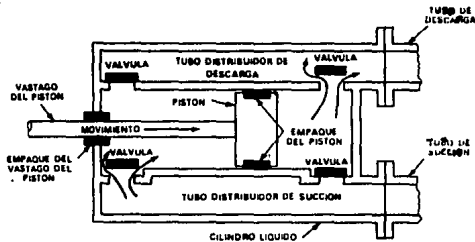


Figura 2.19 Esquema de un extremo líquido de doble acción.

Las bombas de diafragma funcionan de manera similar a las de pistón y émbolo ya que son adaptaciones especiales de las bombas reciprocantes convencionales que se diseñan básicamente para la transferencia de líquidos especiales. Su construcción es diferente debido a que el miembro impulsor del movimiento alternativo es un diafragma flexible fabricado de metal, caucho o material plástico (la eliminación de todos los selladores y empaques expuestos al líquido bombeado, es una ventaja importante en los equipos que deben manejar líquidos tóxicos o peligrosos). Otra diferencia principal, son los medios para variar el volumen. Esto convierte a las bombas en dispositivos de medición o dosificación que se pueden utilizar como elementos de control final en los procesos de flujo continuo.

Diafragma Accionado Mecánicamente.- La bomba de diafragma accionada mecánicamente se usa comúnmente para servicio de baja presión en donde es importante la eliminación de fugas. Esta bomba utiliza un diafragma sin apoyo que se mueve en la

dirección de la descarga mediante una leva, y se regresa por medio de un resorte (ver fig. 2.20).

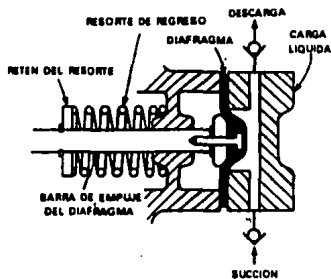


Figura 2.20 Diafragma de accionamiento mecánico.

2.2.3 Aplicaciones, Restricciones y Ventajas.

Aplicaciones.-

Las bombas de desplazamiento positivo se aplican generalmente en líquidos de alta densidad, alta viscosidad, con algo de suspensión (fina) y también para generar altas presiones.

Restricciones.-

- Sus características mecánicas limitan los gastos elevados.

- Manejo de sólidos y abrasivos limitado.
- En algunos casos de bombas, el rango de materiales de construcción es limitado.

Ventajas.-

- Son adaptables para el funcionamiento de presiones elevadas.
- Son autocebantes.
- Pueden tener un desempeño eficiente a índices de gasto de volumen extremadamente bajo.
- Mantienen el mismo flujo independientemente de las resistencias al flujo.

2.3 Bombas Dinámicas.

Las bombas dinámicas también llamadas rotodinámicas o centrífugas, se denominan así porque su movimiento siempre

es rotativo y a que la dinámica de la corriente juega un papel esencial en la transmisión de la energía, a diferencia de las bombas de desplazamiento del tipo rotativo, donde la dinámica de la corriente no juega un papel esencial ya que su funcionamiento se basa en el principio de dicho desplazamiento.

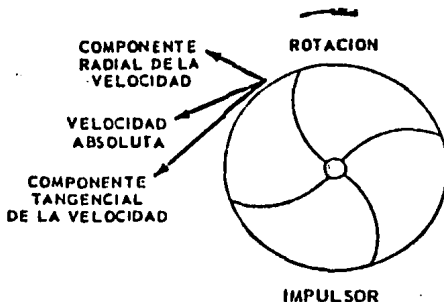
2.3.1 Principio de Operación.

Las bombas dinámicas como las de cualquier otro tipo, convierten la energía proporcionada por una máquina motriz, en energía interna del líquido que se bombea. Esta energía interna del líquido se manifiesta como energía de velocidad o de presión, o como ambos a la vez.

Una bomba dinámica es una máquina que consiste de un conjunto de paletas rotatorias que están encerradas dentro de una caja o cubierta, para impartir energía al fluido por medio de fuerza centrífuga. Estas paletas constituyen un impulsor que descarga el líquido a una mayor velocidad en su periferia, velocidad que se convierte entonces en energía de presión por medio de una voluta o por medio de un conjunto de paletas difusoras estacionarias que rodean la periferia del impulsor.

El movimiento comunicado al líquido por el impulsor tiene dos componentes: uno de dirección radial, hacia afuera desde el centro del impulsor, que lo causa la fuerza centrífuga debida a la rotación del líquido y que actúa en el sentido de alejarse del centro del impulsor en rotación.

Asimismo, al salir el líquido del impulsor, tiende a moverse en una dirección tangencial a la periferia del impulsor. Estas dos tendencias se señalan en la figura 2.21. La dirección exacta que el líquido tomará es el resultado de las dos direcciones y determinan la velocidad del líquido. Por lo que, la cantidad de energía comunicada al líquido por el impulsor en rotación está en relación con la velocidad con la que el líquido se mueve.



2.3.2. Clasificación de las Bombas Dinámicas.

Las bombas dinámicas se clasifican en centrífugas y especiales, de las cuales las centrífugas tienen mayor importancia debido a su amplia aplicación dentro de las industrias.

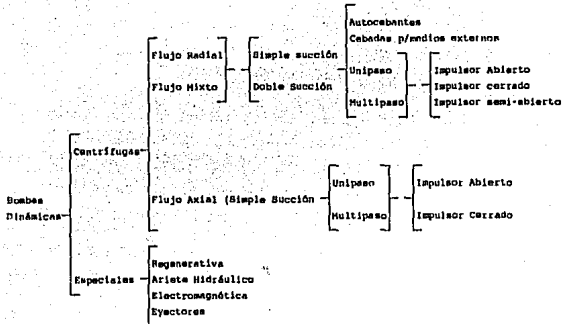
A su vez las bombas centrífugas pueden ser horizontales (de flecha horizontal) o verticales (de flecha vertical).

La velocidad específica es una relación entre la capacidad, carga total y velocidad, a partir de la cual se establece un número índice que determina la forma y característica del impulsor. La velocidad específica se define como:

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

En el sistema Inglés de Unidades se acostumbra expresar n en rpm, Q en gpm y H en pies, mientras que en el Sistema Internacional se denotan, en rpm, lpm y metros respectivamente. De acuerdo con el Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos, las bombas dinámicas se pueden

clasificar en:



2.3.3 Descripción de las Bombas Centrífugas.

Bomba de flujo radial.- La bomba de flujo radial es aquella en la que el impulsor maneja el flujo en dirección perpendicular a la flecha (ver figura 2.23). Este tipo de bombas desarrollan la presión (carga) principalmente por la fuerza centrífuga y tienen impulsores angostos, de velocidad específica baja (4,200 para las de succión simple y 6,000 para las de doble succión, como máximo). Estas bombas proporcionan capacidades chicas y cargas altas.

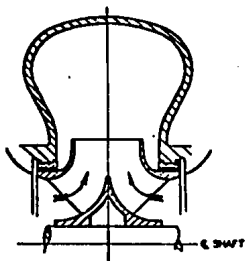


Figura 2.23

Bomba de flujo axial.- La bomba de flujo axial es aquella en la que el flujo se maneja en dirección casi paralela a la flecha (fig. 2.24). Las bombas de flujo axial se caracterizan porque su velocidad específica es mayor de 9,000 y además la carga que desarrollan se debe al impulso del líquido por las aspas. Proporcionan cargas pequeñas y grandes capacidades.

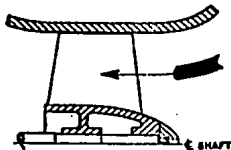


Figura 2.24

Bomba de flujo mixto.- La bomba de flujo mixto posee un impulsor intermedio entre los dos anteriores (ver figura 2.25). La carga se crea por la fuerza centrífuga en

combinación con el impulso de los álabes sobre el líquido.
Sus impulsores, que cambian el flujo de entre axial y radial, tienen una velocidad específica de 4,200 a 9,000.
Son bombas para cargas y capacidades intermedias.

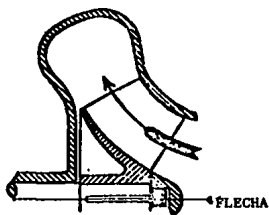
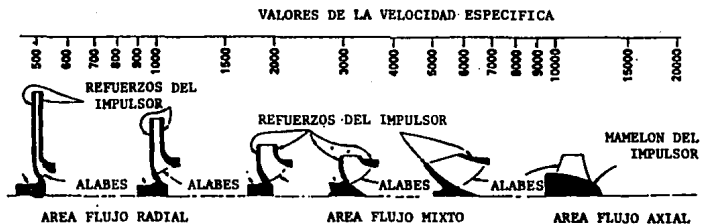


Figura 2.25



2.3.3.1 Clasificación de las Bombas Especiales.

Bomba regenerativa.- El impulsor consiste de un disco sólido con un gran número de álabes pequeños fijos a su periferia. Este impulsor se encuentra dentro de una carcasa seccionada radialmente, que tiene una abertura de succión radial y una abertura de descarga juntas entre sí, pero separadas por una división con claro muy pequeño con respecto a la periferia del impulsor (ver fig. 2.26). El líquido proveniente de la boquilla de succión entra en un álabe del impulsor y es forzada hacia afuera por la fuerza centrífuga. Sin embargo, este líquido choca con la carcasa y por lo tanto se regresa hacia adentro y vuelve a entrar al impulsor en un álabe diferente. Este ciclo se repite muchas veces, aumentando la presión hasta que el líquido completa su viaje alrededor de toda la bomba, alcanza la abertura de descarga y es forzada hacia afuera de la carcasa (a través de la boquilla de descarga) por el divisor de claro muy pequeño.

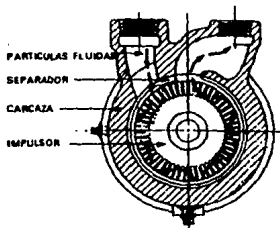


Figura 2.26 Operación esquemática de una bomba de turbina regenerativa.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Bomba de Ariete Hidráulico.- La bomba consiste en una carcaza estándar concéntrica con boquilla de succión axial y boquilla de descarga tangencial. El impulsor, normal pero no necesariamente con hojas radiales rectas, se encuentra axialmente embutido en la carcaza. El ocultamiento puede ser hasta de un 100% (es decir, el impulsor se encuentra a la mitad en la corriente de flujo), con lo cual origina un vórtice en la carcaza que mueve al fluido de la succión localizada al centro, hacia la descarga localizada tangencialmente. Puesto que el fluido bombeado no tiene que fluir a través de ningún pasaje de los álabes, la parte sólida se limita sólo a los diámetros de las boquillas de succión y de descarga. También, puesto que la acción de bombeo se induce por un vórtice en vez de los álabes de un impulsor, este tipo de bomba puede manejar porcentajes mucho mayores de aire y gases atrapados que una bomba centrífuga estándar en donde grandes porcentajes de aire bloquearán los pasajes de los álabes y reducirán el flujo. Véase en la figura 2.27 la sección esquemática de un diseño particular patentado.

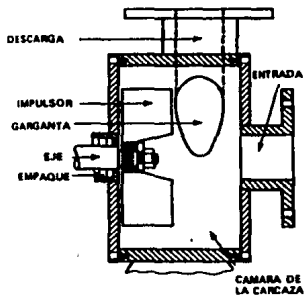


Figura 2.27 Bomba de vórtice,
sección esquemática.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Bomba Electromagnética.- La necesidad de medios de circulación de transferencia calorífica de metales líquidos en sistemas de reactores nucleares hizo que se desarrollaran las bombas electromagnéticas. En todas las bombas electromagnéticas, el fluido es el conductor. las bombas electromagnéticas se dividen en dos tipos básicos: de conducción (ca o cd) y de inducción (sólo ca). Las bombas de conducción consisten de un tubo de metal no magnético que contiene el líquido que va a ser bombeado y alrededor de este tubo se coloca un imán de manera que las líneas de flujo estén en ángulo recto con el eje del tubo. Cuando se introduce una corriente en el fluido en ángulo recto tanto con respecto al tubo como a las líneas de flujo (por medio de contactos sobre el tubo), se origina una fuerza en el fluido que actúa en ángulo recto con la dirección del flujo y de la corriente. La dirección de la fuerza está de acuerdo con la regla de la mano izquierda de la teoría eléctrica. Esta fuerza empujará al líquido hacia afuera por uno de los extremos de los tubos y si se proveen tubos y otras conexiones en sus extremos se logrará una acción de bombeo continuo. Si la bomba se energiza con corriente directa se utiliza un imán permanente para producir el flujo magnético y la inversión de la dirección del flujo se realiza invirtiendo la polaridad de la corriente que se inyecta en el tubo de flujo. Si se utiliza la corriente alterna se usa un imán eléctrico y la inversión de la dirección del líquido se realiza cambiando la relación de fases (en dirección inversa) del imán con respecto a la corriente inyectada.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Las bombas electromagnéticas de conducción son generalmente pequeñas y se usan para bajas capacidades y bajas presiones. Si se desean altas presiones (y aún flujos bajos). Las bombas de conducción pueden construirse de dos o más pasos (ver fig 2.28a).

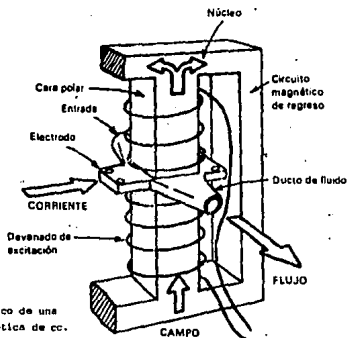


Fig. 2.28a Diagrama esquemático de una bomba electromagnética de cc.

Las bombas electromagnéticas de inducción consisten de un estator similar al de un motor eléctrico trifásico del tipo de inducción. El lugar del rotor del motor eléctrico queda sustituido por un núcleo estacionario laminado y un anillo con álabes estacionarios en espiral que contienen el metal líquido que va a bombearse. El anillo está hecho de un material no magnético, normalmente refractario, debido a la alta temperatura del metal líquido (ver fig. 2.28b).

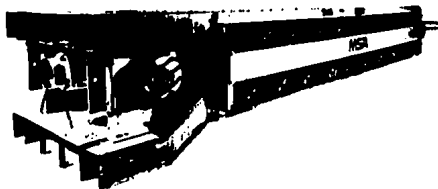
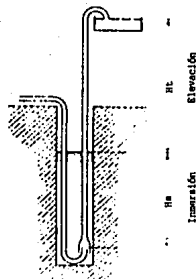


Figura 2.28b Bomba electromagnética de inducción lineal.

Un voltaje se induce en el líquido contenido en el anillo, lo que origina un campo de circulación en el líquido que se interacciona con el campo magnético del estator produciendo una fuerza en el líquido que actúa en dirección circunferencial. El líquido por tanto gira dentro de un anillo y los álabes helicoidales estacionarios convierten este movimiento rotatorio en movimiento lineal del líquido, bombeándole hacia afuera por la descarga al extremo del tubo. El flujo puede ser sólo en una dirección, dependiendo sólo de la dirección de los álabes.

Bombas Ejectoras.- Además de las bombas de líquidos que dependen de la acción mecánica de pistones, émbolos o impulsores para desplazar los materiales, otros dispositivos que se utilizan con el mismo fin usan el desplazamiento mediante un fluido secundario. Este grupo incluye los sistemas hidroneumáticos, que son un dispositivo para hacer subir líquidos mediante aire comprimido.(fig. 2.29)

Figura 2.29 B bosquejo simplificado de un elevador de aire, con la inmersión y la carga total.



La bomba consiste básicamente de un tubo vertical sumergido en el pozo, lago, tanque de fluido, etc. y un tubo de suministro de aire que permite la alimentación de aire comprimido en la tubería a una distancia considerable abajo del nivel estático del líquido. Cuando se introduce aire dentro de la tubería, la mezcla resultante de burbujas de aire y de líquido siendo más ligera de peso (específico) que el líquido fuera de la tubería, ascenderá en la tubería. Como en el fondo se está introduciendo aire continuamente, por la parte superior de la tubería saldrá un flujo continuo de mezcla de aire y líquido, con líquido renovado del pozo, tanque abierto, etc. que entra por la tubería en el fondo.

En la figura 2.30 se muestra un diseño simple de bomba de chorro del tipo eyector. El fluido de bombeo entra por la tobera situada a la izquierda y pasa por la tobera de Venturi del centro, para salir por la abertura de descarga, a la derecha. Al entrar a la tobera de Venturi, desarrolla

una succión que hace que se capte parte del fluido de la cámara de succión en la corriente y que salga por la descarga. El sifón o eyector simple se utiliza mucho, a pesar de su baja eficiencia, para transferir líquidos de un depósito a otro, elevar ácidos, álcalis o líquidos que contengan sólidos de naturaleza abrasiva y para vaciar sumideros.

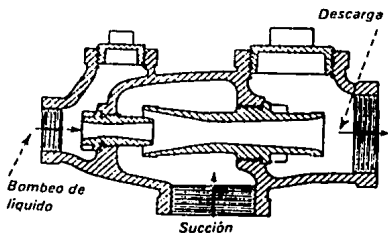


FIGURA 2.30 Tipo simple de eyector para servicio con agua.

2.3.4 Aplicaciones, Restricciones y Ventajas.

Aplicaciones.-

En líquidos limpios, claros y con poca suciedad (tales como plantitas, algas marinas, etc.).

Restricciones.-

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

- No alcanza grandes presiones con una sola etapa de impulso, requiere de varias etapas colocadas en serie.
- Velocidades hasta 10,000 rpm.

Ventajas.-

- El diseño mecánico se presta a gastos elevados.
- Descarga libre de pulsaciones.
- Aseguran un desempeño eficiente a lo largo de un intervalo de presiones y capacidades.
- Ampliamente usado debido a su flexibilidad, ya que se dispone de diferentes materiales y tamaños.

2.4 DIFERENCIAS ENTRE BOMBAS DINAMICAS Y BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

1. Una de las diferencias fundamentales es que el intercambio de energía de fluido se efectúa siempre con variación de presión, a diferencia de las centrífugas,

en las que el intercambio de energía se realiza con variación de energía cinética.

2. La curva característica Q-H de una bomba centrífuga revela que ésta puede dar una altura (presión) máxima, que según la ecuación de Euler depende de la forma del rodete. Por el contrario, en una bomba de émbolo el gasto no va a depender de la carga del sistema (fricción en las tuberías, codos, etc.) sino que dependerá del desplazamiento y de la velocidad. Además, si las paredes son suficientemente robustas y el motor tiene suficiente capacidad, la bomba proporcionará toda la presión que se desea o, teóricamente, la curva Q-H de una bomba de desplazamiento positivo será una paralela al eje H.

3. Las centrífugas basadas en la ecuación de Euler, en general, no son reversibles. Si una bomba centrífuga trabaja como turbina, se reduce su eficiencia y en algunos casos la bomba no produce ninguna potencia útil. Esto se debe a que los ángulos de los álabes desempeñan un papel decisivo en la transmisión de energía en una bomba centrífuga, pero al funcionar ésta como turbina, los álabes no poseen ya los ángulos apropiados. Por el contrario, todas las máquinas basadas en el principio del desplazamiento positivo fundamentalmente son reversibles. El que algunas máquinas no lo sean en la práctica, no se debe a la mecánica del fluido sino a la mecánica del aparato.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

4. Las bombas de desplazamiento positivo se emplean casi exclusivamente en las transmisiones de controles, quedando prácticamente eliminadas las centrífugas de esta área. Para ello existen dos razones:

- En las centrífugas al variar la presión varía el caudal. Si por ejemplo, se emplease una bomba centrífuga para el sistema de presión del accionamiento hidráulico de una excavadora, al encontrar ésta mayor resistencia en el terreno, se reduciría la velocidad de trabajo de la misma. En una aplicación de este tipo se usan bombas de desplazamiento positivo.

- Una bomba centrífuga tiene una presión máxima. Si aumenta la resistencia también aumenta la presión suministrada por la bomba, pero ésta no puede vencer la resistencia que exceda la presión máxima de la bomba en cuestión. En una bomba de desplazamiento positivo no pasaría eso.

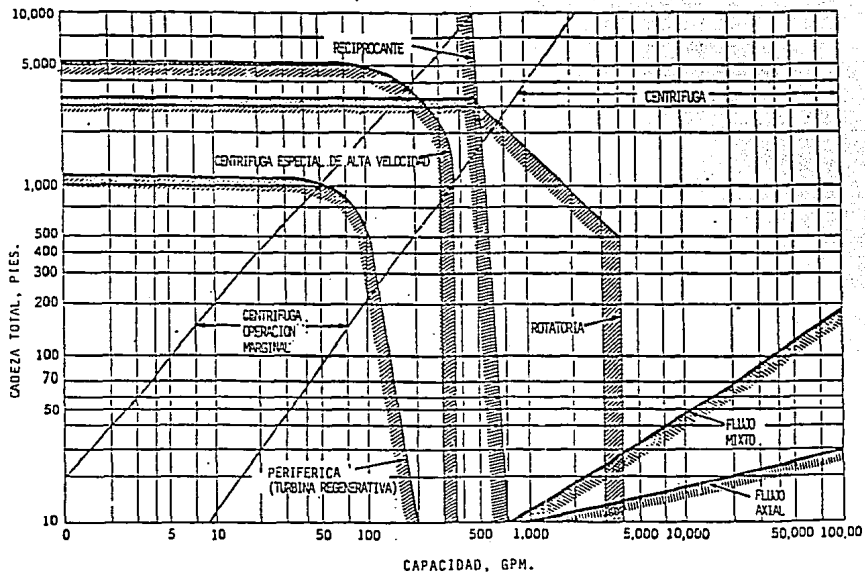
5. Las bombas de desplazamiento positivo y en especial las bombas de émbolo prácticamente no tienen límite de presiones (ver fig. 2.32). Actualmente se construyen para presiones de más de 15,000 lb/in². Para aumentar la presión basta construir una bomba más robusta y dotarla de un motor más potente. El principio de desplazamiento positivo demuestra que cualquier presión

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

es alcanzable. Sin embargo, las bombas rotatorias, con excepción de las de tornillo, no son adecuadas para presiones mayores de 500 lb/in².

Por su parte las bombas centrífugas y axiales desarrollan grandes presiones si se aumenta el número de pasos: pero si el número de éstos es excesivo, la eficiencia disminuye mucho. Sin embargo en el campo de las grandes presiones, existe la tendencia a usar las bombas centrífugas, como por ejemplo, las bombas construidas para la alimentación de calderas de vapor en las plantas termoeléctricas desarrollan presiones de mas de 5,000 lb/in².

6. Diferencias en gastos suministrados. Las bombas de émbolo sólo son adecuadas para gastos limitados. Para aumentar el gasto en ellas habría que aumentar el tamaño de la bomba: ya que como sabemos, en éstas máquinas el flujo es pulsatorio, los fenómenos de inercia impiden aumentar el gasto mediante el aumento de velocidad. En cambio, las bombas centrífugas y axiales se adaptan fácilmente a grandes caudales.



PRINCIPALES DIFERENCIAS ENTRE BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO
POSITIVO Y BOMBAS CENTRIFUGAS.

**BOMBAS
CENTRIFUGAS**

El intercambio de energía con el fluido se realiza con variación de presión.

En base a la ecuación de Euler, las bombas centrífugas NO son reversibles.

La altura (presión) máxima depende de la forma del rodete.

Se utilizan generalmente para grandes caudales.

**BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO
POSITIVO**

El intercambio de energía con el fluido se realiza con variación de energía cinética.

De acuerdo al principio del desplazamiento positivo, estas máquinas son reversibles.

El gasto en una bomba de émbolo depende del desplazamiento y de la velocidad.

Se utilizan generalmente para grandes presiones.

Ahora que ya se han conocido los diferentes tipos de bombas, en el siguiente Capítulo, se analizarán las necesidades de operación del Sistema Particular que constituye el objetivo de esta Tesis y con base a esto, se hará la Selección Técnica y Económica del tipo de bomba más conveniente para este caso en particular.

III CONSIDERACIONES TECNICAS Y DE DISEÑO PARA LA SELECCION DE LA BOMBA.

3.1 Generalidades.:

Definición de fluido.-

Los fluidos son sustancias capaces de moverse o desplazarse a través de tuberías, ductos, canales, espacios abiertos, etc., es decir que son sustancias capaces de fluir, de ahí que se les denomine fluidos y que se adaptan a la forma de los recipientes que los contienen. Todos los fluidos son compresibles en cierto grado y ofrecen poca resistencia a los cambios de forma.

De acuerdo con la Mecánica de Fluidos, los fluidos pueden dividirse en líquidos y gases. Las diferencias esenciales entre líquidos y gases son que:

1. Los líquidos son prácticamente incompresibles y los gases son compresibles, por lo que en muchas ocasiones hay que tratarlos como tales, y
2. 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.

Definición de Presión.-

Se define como la fuerza dividida entre el área, donde se estipula que la fuerza debe ser perpendicular (o normal) al área.

$$P = \frac{F}{A}$$

P= Presión

F= Fuerza

A= Area

Sus dimensiones son $[FL^{-2}]$

Presión de Vapor.-

Cuando los líquidos se evaporan, las moléculas que escapan de la superficie ejercen una presión parcial en el espacio, conocida como presión de vapor.

Si el espacio por encima de la superficie libre del líquido se encuentra limitado, entonces, después de cierto tiempo, el número de moléculas de vapor que chocan contra la superficie del líquido y se condensan, resultan igual al número de moléculas que escapan de la superficie en un

intervalo de tiempo dado, estableciéndose el equilibrio. Como el fenómeno depende de la actividad molecular y ésta a su vez es función de la temperatura, la presión de vapor de un fluido depende de la temperatura y aumenta con ella.

Presión Atmosférica.-

Es la presión que ejerce la atmósfera sobre una región determinada. La atmósfera es un fluido compuesto por una mezcla de gases, y ejerce presión sobre todas las superficies con las que entra en contacto. La presión atmosférica no es constante, pues depende principalmente de la elevación sobre el nivel del mar y de factores meteorológicos. Es importante notar que la presión de la atmósfera disminuye conforme aumenta la altitud.

Presión Manométrica.-

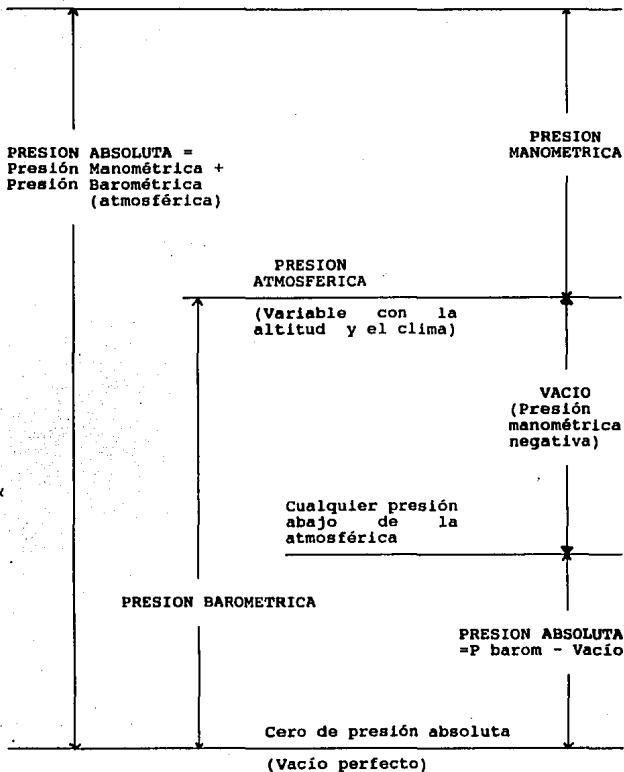
Se conoce como presión manométrica a aquella que se expresa como una diferencia entre su valor real (presión absoluta) y la presión atmosférica local.

Presión Absoluta.-

Es la intensidad de presión medida por encima del cero absoluto (por lo que es imposible una presión absoluta negativa). Se puede expresar como la suma de la presión atmosférica más la presión manométrica.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Cualquier presión arriba
de la atmosférica



Densidad Específica.-

La densidad específica es función de la temperatura y de la presión. La variación de la densidad específica de los líquidos es muy pequeña, salvo a muy altas presiones.

La densidad específica representa la masa de fluido contenida en la unidad de volumen.

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

donde

ρ = Densidad específica

M = Masa

V = Volumen

Sus dimensiones son $[ML^{-3}]$

Peso Específico.-

El peso específico es función de la temperatura y de la presión, aunque en los líquidos no varía prácticamente con esta última. El peso específico representa el peso del fluido por unidad de volumen.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

$$\tau = \frac{F}{V}$$

donde

τ = Peso específico

F = Peso

V = Volumen

Las dimensiones del peso específico son $[FL^{-3}]$

Gravedad Específica (densidad relativa).-

Es un número adimensional que viene dado por la relación del peso específico de un líquido a 60 °F al peso específico del agua a la temperatura estándar de 60 °F.

Debido a que la presión tiene un efecto insignificante sobre el peso específico de los líquidos, la temperatura es la única condición que debe ser considerada para designar la base para la gravedad específica.

{ Cualquier líquido a 60 °F a menos
que se especifique otra cosa }

S =

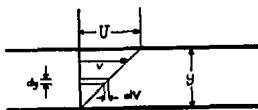
(agua a 60 °F)

Viscosidad.-

Es la fricción interna de un líquido, o la propiedad por la que opone resistencia a cualquier fuerza tendiente a producir corriente.

Viscosidad dinámica.-

La viscosidad dinámica es función principalmente de la temperatura y la presión. La viscosidad dinámica de los líquidos disminuye con la temperatura mientras que la de los gases aumenta. La dependencia respecto de la presión es prácticamente despreciable para los líquidos y pequeña o despreciable para la mayoría de los gases y vapores a menos que la presión sea muy grande.



Se consideran dos placas planas y paralelas de grandes dimensiones, separadas una pequeña distancia y , y con el espacio entre ellas lleno de un fluido. Se supone que la placa superior se mueve a una velocidad constante U al

actuar sobre ella una fuerza F , también constante. El fluido en contacto con la placa móvil se adhiere a ella moviéndose a la misma velocidad U , mientras que el fluido en contacto con la placa fija permanecerá en reposo. Si la separación y la velocidad U no son muy grandes, la variación de las velocidades (gradiente) vendrá dada por una línea recta. La experiencia ha demostrado que la fuerza F varía con el área de la placa, con la velocidad U e inversamente con la separación y . Como por triángulos semejantes, $U/y = dv/dy$ tenemos

$$F \propto \frac{AU}{y} = A \frac{dv}{dy} \quad \text{ó} \quad \frac{F}{A} = \tau \propto \frac{dv}{dy}$$

donde $\tau = F/A =$ tensión o esfuerzo cortante. Al introducir la constante de proporcionalidad μ llamada viscosidad absoluta o dinámica.

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad \text{ó} \quad \mu = \frac{\tau}{dv/dy}$$

Las unidades de μ son: $\frac{\text{kg seg}}{\text{m}^2}$,

$$\text{ya que } \frac{\text{kg/m}^2}{(\text{m/seg})/\text{m}} = \frac{\text{kg seg}}{\text{m}^2}$$

Las dimensiones de la viscosidad dinámica en el sistema absoluto son $[ML^{-1}T^{-1}]$ y, en el sistema gravitacional son $[FL^{-2}T]$.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

- En el sistema absoluto cgs, tenemos la equivalencia $g_m / (\text{cm seg})$ que se utiliza como unidad de viscosidad dinámica en dicho sistema y se le conoce como poise en honor de Poisuille.

$$1 \text{ Poise} = 1 \frac{g_m}{\text{cm seg}}$$

La viscosidad absoluta (o dinámica) generalmente se expresa en centipoises.

- En el sistema gravitacional es más común la unidad $\text{kg seg}/\text{m}^2$ que equivale a

$$1 \frac{\text{kg seg}}{\text{m}^2} = 98.0665 \frac{g_m}{\text{cm seg}}$$

Para evitar confusiones con las unidades de la viscosidad dinámica, comunmente se utiliza el centipoise como expresión exclusiva.

Viscosidad Cinemática.-

La viscosidad cinemática de los gases varía mucho con la presión y la temperatura, mientras que la de los líquidos prácticamente solo varía con la temperatura.

La viscosidad cinemática se define por la relación de la viscosidad absoluta y la densidad específica.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu}{\tau/g} = \frac{\mu g}{\tau}$$

La ventaja de usar esta propiedad es evidente, ya que sus dimensiones son $[L^2T^{-1}]$, esto es, independientes de los conceptos de masa y fuerza. Las unidades de ν son m^2/seg ya que

$$\frac{(\text{kg seg}/m^2)(m/\text{seg}^2)}{\text{kg}/m^3} = \frac{m^2}{\text{seg}}$$

En el sistema CGS se emplea comúnmente la unidad

$$1 \text{ stoke} = 1 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}} = 0.0001 \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

$$1 \text{ stoke} = 100 \text{ centistokes}$$

Otras unidades de viscosidad cinemática son los S.S.U. (Segundos Saybolt Universal) y los Segundos Saybolt Furol.

Número de Reynolds.-

Es un número adimensional que nos indica qué tipo de flujo prevalece en la tubería y que además nos sirve en el cálculo de las pérdidas de carga por fricción en la tubería. Se define al Número de Reynolds como el cociente de las fuerzas de inercia y las fuerzas debidas a la viscosidad.

$$\text{Re} = \frac{Vd\rho}{\mu} = \frac{Vd}{\nu}$$

donde

d = Diámetro interno

V = Velocidad promedio

ρ = Densidad específica

μ = Viscosidad dinámica

ν = Viscosidad cinemática

Un número de Reynolds menor a 2,000 corresponde a un flujo laminar. Un número de Reynolds mayor a 4,000 corresponde a un flujo turbulento. Para un número de Reynolds que esté entre los 2,000 y los 4,000 indica la presencia de un flujo de transición. Cabe aclarar que los límites aquí señalados son generales y que pueden variar para los diferentes tipos de fluidos.

Flujo laminar.-

En el flujo laminar las partículas del fluido se mueven en trayectorias paralelas, a través del tubo y que en conjunto forman capas planas o láminas. En el flujo laminar la viscosidad del fluido es la magnitud física predominante y su acción amortigua cualquier tendencia a la turbulencia.

Flujo turbulento.-

Es el flujo desordenado de las partículas del fluido que se mueven formando una especie como de remolinos dentro del tubo. Este tipo de flujo se presenta con mucha más frecuencia en la práctica que el flujo laminar.

Flujo de transición.-

Es aquel flujo que no se puede catalogar como laminar, ni como turbulento, sino que se encuentra en una etapa intermedia entre ambos.

Cavitación.-

Es un fenómeno (exclusivo de los líquidos) producido por una baja de presión que sufre el fluido debido a los efectos dinámicos del líquido al escurrir, siguiendo fronteras curvas o alrededor de cuerpos sumergidos. La cavitación consiste en un cambio rápido y explosivo de la fase de líquido a vapor, al ocurrir en algún punto una baja de la presión, hasta un valor crítico o por debajo de él (aún cuando la temperatura permanezca constante). Por lo común esta presión crítica es igual o ligeramente inferior a la de

vaporización.

Cuando el líquido se evapora, se originan "cavidades" de vapor en el interior del líquido, de ahí el nombre de cavitación. Estas cavidades o burbujas viajan con el flujo y al llegar a regiones de mayor presión, se colapsan con una fuerza de impacto considerable. Con las implusiones decrece el diámetro de las burbujas. Las partículas fluidas se desplazan hacia el centro de estas burbujas y chocan entre sí en virtud de la bifurcación de sus trayectorias. Estos choques provocan sobrepresiones, que se propagan en todas direcciones, afectando principalmente los poros y ranuras de las superficies mecánicas por lo que en poco tiempo, pueden ocasionar daños considerables a la máquina.

La aparición de la cavitación en las bombas está íntimamente relacionada con:

- El tipo de bomba (en general, el peligro de la cavitación es tanto mayor cuanto mayor es el número específico de revoluciones);
- La instalación de la bomba (la altura de suspensión de la bomba, o cota del eje de la bomba sobre el nivel del líquido en el depósito de aspiración, debe ser escogida cuidadosamente para evitar la cavitación);

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

- Las condiciones de servicio de las bombas (es decir, si la bomba no se encuentra en operación en el punto óptimo de su curva de eficiencia o cerca de éste).

El resultado de la cavitación es una caída significativa de la eficiencia y un subsiguiente fallo mecánico de la bomba, causado por la erosión producida por la cavitación en la voluta y el impulsor, además del fallo por fatiga de los sellos y el eje.

Las fórmulas que se dan a continuación, fueron usadas para las operaciones numéricas realizadas en la memoria de cálculo:

Gasto.-

Se define como el volumen de fluido que pasa por una sección transversal de una corriente, en un tiempo unitario.

$$Q = Av$$

Donde

Q= Gasto o Caudal

A= Area

v= Velocidad

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Velocidad Real.-

$$V = \frac{0.04 \times Q}{\rho \times A} \quad \text{en fps}$$

Donde

Q= Gasto

ρ = Densidad

A= Area

Número de Reynolds.-

$$Re = \frac{6.31 \times Q}{\mu \times D.I.}$$

Donde

Q= Gasto

μ = Viscosidad

D. I.=Diámetro interno

Caída de Presión (por 100 ft).-

$$CP = \frac{0.1294 \times F. \text{ Fricc.} \times \rho \times v^2}{D. I.} \quad \text{en ft}$$

Donde

F. Fricc.= Factor de Fricción

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

ρ = Densidad

v = Velocidad

Caída de Presión.-

$$DP = \frac{CP \times Lon. Eq.}{100}$$

Donde

DP = Caída de presión

CP = caída de presión por 100 ft

Lon. Eq. = Longitud Equivalente

Una vez conocidas las definiciones y fórmulas necesarias para poder hacer la memoria de cálculo, se da en la siguiente sección un isométrico del sistema particular (figura 3.1), con datos de longitudes y diámetros de tuberías, que permitan la realización de la memoria de cálculo.

Esta memoria de cálculo se encuentra dividida en varias partes, consistiendo la mayoría de ellas, en el cálculo de las pérdidas de presión por fricción en las tuberías del sistema. La última de estas partes consiste en una recopilación de datos, así como la conclusión con los cálculos más sobresalientes de la memoria de cálculo.

3.2 Memoria de Cálculo.

En esta parte se calcularán las pérdidas de presión por fricción que ocurren en la tubería del Sistema Particular, utilizando al Neutro Ligeró 105 como fluido base por tener éste la presión de vapor más crítica entre los siete fluidos a manejar.

Este cálculo se realizará por secciones, es decir, de la salida de un equipo hasta la entrada de otro. De esta manera, en la succión se calcularán las pérdidas de presión por fricción en la tubería que va del tanque DA-401 hasta la bomba.

En la descarga se calcularán las pérdidas de presión por fricción correspondientes a las secciones:

- De la bomba al Intercambiador de Calor EA-414C. (Esta sección no toma en cuenta al By-Pass, ya que éste se calculará por separado).
- By-Pass, el cálculo de ésta sección consta de la suma de las pérdidas de presión por fricción en la tubería de 6" más las pérdidas de presión por fricción en la tubería de 4".

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

- Del Intercambiador de Calor EA-414C al Intercambiador de Calor EA-414B²

- Del Intercambiador de Calor EA-414A al Intercambiador de Calor EA-415. Esta sección tiene una bifurcación y dos diámetros de tubería diferentes: 8 y 6 pulgadas. Debido a que los dos Intercambiadores de Calor EA-415 están en paralelo y a que el diseño de la tubería (de ellos) es simétrico, sólo se calcularán las pérdidas de presión en uno de ellos.

- Del Intercambiador de Calor EA-415 al Tanque DA-402. El cálculo de esta sección consta de la suma de las pérdidas de presión por fricción en la tubería de 14" más las pérdidas de presión por fricción en la tubería de 18".

Una vez descrita la manera en que se realizarán los cálculos de las pérdidas de presión por fricción en el Sistema Particular, se dará comienzo a dichos cálculos en la siguiente página con la succión.

² Debido a que el Intercambiador de Calor EA-414B y el Intercambiador de Calor EA-414A están unidos directamente no se consideran pérdidas de presión por fricción en tubería entre dichos equipos. Las pérdidas de presión en los equipos se consideraran más adelante.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Succión.

TANQUE DA-401 A LA BOMBA

ACCESORIOS.

	#	L — D	(L) # — D
Codo 45°	1	16	16
Codo 90°	3	30	90
Válvula compuerta	1	35	35
Salida equipo	1	37	37
Reducción 10" x 6"	1	19	19
Entrada equipo	1	70	70
Filtro (Te)	1	60	60
			327

LONGITUDES.

Long. accesorio=(L/D)xD= 327(0.835 ft)= 273.0450 ft
 Longitud recta= 9.687m (3.28083 ft/m)= 31.7814 ft

Longitud equivalente= L acc + L recta= 304.8264 ft

DATOS.

Densidad	49.3531	lb/ft ³
Viscosidad	0.4252	cp
Flujo	399,038	lb/hr
Diam. int.	10.02	in
Area	78.85	in ²

CALCULOS.

Velocidad= $\frac{0.04 \times 399,038}{49.3531 \times 78.85}$

Velocidad= 4.1 ft/seg

Re= $\frac{6.31 \times 399,038}{0.4252 \times 10.02}$

Re= 5.9 x 10⁵

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

$\epsilon/D=0.00017$ (ver la tabla que se da a continuación)

Con el Re y ϵ/D se busca el factor de fricción en la página A-24 del Flow of Fluids. Crane.

Fact. fricc. 0.015

$$CP = \frac{0.1294 \times 0.015 \times 49.3531 \times (4.1)^2}{10.02}$$

CP= 0.1608 lb/in²

Long. equiv. 304.8264 ft

$$DP = \frac{304.8264 \times 0.1608}{100}$$

DP= 0.4902 lb/in²

Nota:

Para abreviar pasos y aclaraciones en los cálculos subsiguientes, se da la siguiente tabla:

Diámetro de Tubería	Diámetro Interno d (in)	Diámetro Externo D (ft)	Rugosidad Relativa ϵ
4"	4.026	0.3355	0.00044
6"	6.065	0.5054	0.0003
8"	7.981	0.6651	0.00022
10"	10.02	0.835	0.00017
14"	13.124	1.0937	0.00013
18"	16.876	1.4063	0.000083

TABLA 3.1

(Estos datos se obtuvieron de la página A-23 para acero comercial, del libro Flow of Fluids.Crane.)

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Descarga.

DESCARGA DE LA BOMBA AL INTERCAMBIADOR EA-414C.

TUBERIA 8"

ACCESORIOS

	#	L — D	(L) # — D
Salida bomba	1	33	33
Válvula compuerta	2	35	70
Válvula check	1	135	135
Reducción 8" x 6"	1	13	13
Ensanchamiento 6" x 8"	1	13	13
Codo 90°	15	30	450
Te	3	20	60
Entrada EA-414 C	1	70	70
			844

LONGITUDES.

Long. accesorio= (L/D)xD = 844 (0.665 ft)= 561.3444 ft
 Longitud recta= 64.808 m (3.28083 ft/m)= 212.6240 ft
 Longitud equivalente= L acc. + L recta= 773.9684 ft

DATOS.

Densidad	49.3531	lb/ft ³
Viscosidad	0.4252	cp
Flujo	399,038	lb/hr
Diam. int.	7.981	in
Area real	50.03	in ²

CALCULOS.

Velocidad = $\frac{0.04 \times 399,038}{49.3531 \times 50.03}$

Velocidad= 6.5 ft/seg

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

$$\text{Re} = \frac{6.31 \times 399,038}{0.4252 \times 7.981}$$

$$\text{Re} = 7.4 \times 10^5$$

$$\epsilon/D = 0.00022$$

(ver tabla 3.1)

Factor de Fricción

0.01530

Con ϵ/D y Reynolds se busca el factor de fricción en la página A-24 del Flow of Fluids. Crane.

$$\text{CP} = \frac{0.1294 \times 0.0153 \times 49.3531 \times (6.46)^2}{7.981}$$

$$\text{CP} = 0.5117 \text{ lb/in}^2$$

Longitud equivalente

773.9684 ft

$$\text{DP} = \frac{773.9684 \times 0.5117}{100}$$

$$\text{DP} = 3.9602 \text{ lb/in}^2$$

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

BY PASS.

TUBERIA 6"

ACCESORIOS.

	#	L — D	(L) # — D
Válvula compuerta	2	13	26
Reducción 6" x 4"	1	17	17
Ensanchamiento 4" x 6"	1	20	20
Codo 90°	2	30	60
			123

LONGITUDES.

Long. accesorio= (L/D) x D= 123 (0.5054 ft)= 62.16 ft

Longitud recta= 2.376 m (3.28083 ft/m) = 7.80 ft

Longitud equivalente= L acc. + L recta = 69.96 ft

DATOS.

Densidad	49.3531	lb/ft ³
Viscosidad	0.4252	cp
Flujo	399,038	lb/hr
Diam. int.	6.065	in
Area real	28.89	in ²

CALCULOS.

$$\text{Velocidad} = \frac{0.04 \times 399,038}{49.3531 \times 28.89}$$

$$\text{Velocidad} = 11.19 \text{ ft/seg}$$

$$\text{Reynolds} = \frac{6.31 \times 399,038}{0.4252 \times 6.065}$$

$$\text{Reynolds} = 9.8 \times 10^3$$

$$e/D = 0.0003$$

(de la tabla 3.1)

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Factor de Fricción= 0.0158

Con ϵ/D y Reynolds se busca
el factor de fricción en la
página A-24 del Flow of
Fluids. Crane.

$$CP = \frac{0.1294 \times 0.0158 \times 49.3531 \times (11.19)^2}{6.065}$$

$$CP = 2.0849 \text{ lb/in}^2$$

Longitud equivalente 69.96 ft

$$DP = \frac{2.0849 \times 69.96}{100}$$

$$DP = 1.4586 \text{ lb/in}^2$$

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

BY PASS.

TUBERIA 4"

ACCESORIOS.

	#	$\frac{L}{D}$	$\frac{(L)}{D}$
Válvula compuerta	1	13	13

LONGITUDES.

Long. accesorio= $(L/D) \times D = 13(0.3355 \text{ ft}) = 4.3615 \text{ ft}$

Longitud recta= $0.358 \text{ m} (3.28083 \text{ ft/m}) = 1.1745 \text{ ft}$

Longitud equivalente= $L \text{ acc} + L \text{ recta} = 5.536 \text{ ft}$

DATOS.

Densidad	49.3531	lb/ft ³
Viscosidad	0.4252	cp
Flujo	399,038	lb/hr
Diam. int.	4.026	in
Area	12.73	in ²

CALCULOS.

$$\text{Velocidad} = \frac{0.04 \times 399,038}{49.3531 \times 12.73}$$

$$\text{Velocidad} = 25.41 \text{ ft/seg}$$

$$\text{Reynolds} = \frac{6.31 \times 399,038}{0.4252 \times 4.026}$$

$$\text{Reynolds} = 1.5 \times 10^6$$

$$c/D = 0.00044$$

(de la tabla 3.1)

$$\text{Factor de fricción} = 0.017$$

Con c/D y Reynolds se busca el factor de fricción en la página A-24 del Flow of Fluids. Crane.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

$$CP = \frac{0.1294 \times 0.0158 \times 49.3531 \times (25.41)^2}{4.026}$$

$$CP = 17.4048 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Longitud equivalente} = 5.536 \text{ ft}$$

$$DP = \frac{5.536 \times 17.4048}{100}$$

$$DP = 0.9635 \text{ lb/in}^2$$

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

DEL INTERCAMBIADOR EA-414C AL INTERCAMBIADOR EA414B.
TUBERIA 8"

ACCESORIOS.

	#	L D	(L) # D
Salida equipo	1	35	35
Codo 90°	5	30	150
Tee	1	20	20
Válvula compuerta	1	13	13
Entrada equipo	1	70	70
			288

LONGITUDES.

Long. accesorio=(L/D)xD= 288(0.6651 ft)= 191.55 ft
 Longitud recta= 9.609 m (3.28083 ft/m)= 31.53 ft

Longitud equivalente= L acc + L recta= 223.08 ft

DATOS.

Densidad	49.3531	lb/ft ³
Viscosidad	0.4252	cp
Flujo	399,038	lb/hr
Diam. int.	7.981	in
Area	50.03	in ²

CALCULOS.

$$\text{Velocidad} = \frac{0.04 \times 399,038}{49.3531 \times 50.03}$$

$$\text{Velocidad} = 6.5 \text{ ft/seg}$$

$$\text{Reynolds} = \frac{6.31 \times 399,038}{0.4252 \times 7.981}$$

$$\text{Reynolds} = 7.4 \times 10^5$$

$$c/D = 0.0153$$

(de la tabla 3.1)

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Factor de fricción= 0.0153

Con ϵ/D y Reynolds se busca
el factor de fricción en la
página A-24 del Flow of
Fluids. Crane.

$$CP = \frac{0.1294 \times 0.0153 \times 49.3531 \times (6.5)^2}{7.981}$$

$$CP = 0.5117 \text{ lb/in}^2$$

Longitud equivalente= 223.08 ft

$$DP = \frac{223.08 \times 0.5117}{100}$$

$$DP = 1.1414 \text{ lb/in}^2$$

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

DEL INTERCAMBIADOR EA-414A AL INTERCAMBIADOR EA-415.
TUBERÍA 8"

ACCESORIOS.

	#	L — D	(L) # — D
Codo 90°	10	30	300
Tee	1	60	60
Salida equipo	1	35	35
			395

LONGITUDES.

Long. accesorio= (L/D)xD= 395 (0.6651 ft)= 262.71 ft
Longitud recta= 54.067 m (3.28083 ft/m)= 177.38 ft

Longitud equivalente= L acc. + L recta= 440.09 ft

DATOS.

Densidad	44.7231	lb/ft ³
Viscosidad	0.2325	cp
Flujo	399,038	lb/hr
Diam. int.	7.981	in
Area	50.03	in ²

CALCULOS.

$$\text{Velocidad} = \frac{0.04 \times 399,038}{44.7231 \times 50.02}$$

$$\text{Velocidad} = 7.13 \text{ ft/seg}$$

$$\text{Reynolds} = \frac{6.31 \times 399,038}{0.2325 \times 7.981}$$

$$\text{Reynolds} = 1.4 \times 10^6$$

$$c/D = 0.00022$$

(de la tabla 3.1)

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Factor de fricción=0.0146

(con ϵ/D y Reynolds se busca
el factor de fricción en la
página A-25 del Flow of
Fluids.Crane.)

$$CP = \frac{0.1294 \times 0.0146 \times 44.7231 \times (7.13)^2}{7.981}$$

$$CP = 0.5388 \text{ lb/in}^2$$

Longitud equivalente= 440.09 ft

$$DP = \frac{440.09 \times 0.5388}{100}$$

$$DP = 2.3713 \text{ lb/in}^2$$

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

DEL INTERCAMBIADOR EA-414A AL INTERCAMBIADOR EA415.

Continuación...

Bifurcación
TUBERIA 8"

ACCESORIOS.

	#	L D	(L) # D
Tee	1	60	60

LONGITUDES.

Long. accesorio= $(L/D) \times D = 60 (0.6651 \text{ ft}) = 39.91 \text{ ft}$

Longitud recta= $1.15 \text{ m} (3.28083 \text{ ft/m}) = 3.77 \text{ ft}$

Longitud equivalente= $L_{acc} + L_{recta} = 43.68 \text{ ft}$

DATOS.

Densidad	44.7231	lb/ft ³
Viscosidad	0.2325	cp
Flujo	199,519	lb/hr
Diam. int.	7.981	in
Area	50.03	in ²

CALCULOS.

Velocidad= $\frac{0.04 \times 199,519}{44.7231 \times 50.03}$

Velocidad= 3.57 ft/seg

Reynolds= $\frac{6.31 \times 199,519}{0.2325 \times 7.981}$

Reynolds= 6.8 x 10⁵

$\epsilon/D = 0.00022$

(de la tabla 3.1)

Factor de fricción= 0.0152

Con Reynolds y ϵ/D se busca el factor de fricción en la página A-24 del Flow of Fluids. Crane.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

$$CP = \frac{0.1294 \times 0.0152 \times 44.7231 \times (3.57)^2}{7.981}$$

$$CP = 0.1402 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Longitud equivalente} = 43.68 \text{ ft}$$

$$DP = \frac{43.68 \times 0.1402}{100}$$

$$DP = 0.0613 \text{ lb/in}^2$$

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

DEL INTERCAMBIADOR EA-414A AL INTERCAMBIADOR EA415.

Continuación...

Bifurcación
TUBERIA 6"

ACCESORIOS.

	#	L — D	(L) # — D
Codo 90°	3	30	90
Entrada equipo	1	66	66
			156

LONGITUDES.

Long. accesorio= (L/D)xD= 156 (0.5054 ft)= 78.8424 ft

Longitud recta= 4.39 m (3.28083 ft/m)= 14.4028 ft

Longitud equivalente= L acc. + L recta = 93.2452 ft

DATOS.

Densidad	44.7231	lb/ft ³
Viscosidad	0.2325	cp
Flujo	199,519	lb/hr
Diam. int.	6.065	in
Area	28.89	in ²

CALCULOS.

$$\text{Velocidad} = \frac{0.04 \times 199,519}{44.7231 \times 28.89}$$

$$\text{Velocidad} = 6.18 \text{ ft/seg}$$

$$\text{Reynolds} = \frac{6.31 \times 199,519}{0.2325 \times 6.065}$$

$$\text{Reynolds} = 8.9 \times 10^5$$

$$c/D = 0.0003$$

$$\text{Factor de fricción} = 0.0157$$

(de la tabla 3.1)

Con Reynolds y c/D se busca el factor de fricción en la página A-24 del Flow of Fluids. Crane.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

$$CP = \frac{0.1294 \times 0.0157 \times 44.7231 \times (6.18)^2}{6.065}$$

$$CP = 0.5716 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Longitud equivalente} = 93.2452 \text{ ft}$$

$$DP = \frac{93.2452 \times 0.5716}{100}$$

$$DP = 0.5329 \text{ lb/in}^2$$

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

DEL INTERCAMBIADOR EA415 A LA TORRE DA-402.

TUBERIA 14"

ACCESORIOS.

	#	L — D	(L) # — D
Tee	1	60	60
Salida equipo	1	40	40
			100

LONGITUDES.

Long. accesorio= $(L/D) \times D = 100 (1.0937 \text{ ft}) = 109.37 \text{ ft}$

Longitud recta= $3.258 \text{ m} (3.28083 \text{ ft/m}) = 10.68 \text{ ft}$

Longitud equivalente= $L \text{ acc.} + L \text{ recta} = 120.05 \text{ ft}$

DATOS.

Densidad	2.1616	lb/ft ³
Viscosidad	0.3197	cp
Flujo	199,519	lb/hr
Diam. int.	13.124	in
Area	135.28	in ²

CALCULOS.

$$\text{Velocidad} = \frac{0.04 \times 199,519}{2.1616 \times 135.28}$$

$$\text{Velocidad} = 27.29 \text{ ft/seg}$$

$$\text{Reynolds} = \frac{6.31 \times 199,519}{0.3197 \times 13.124}$$

$$\text{Reynolds} = 3 \times 10^5$$

$$c/D = 0.00013$$

(de la tabla 3.1)

$$\text{Factor de fricción} = 0.0144$$

Con c/D y Reynolds se busca el factor de fricción en la página A-24 del Flow of Fluids, Crane.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

$$CP = \frac{0.1294 \times 0.0144 \times 2.1616 \times (27.29)^2}{13.124}$$

$$CP = 0.2286 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Longitud equivalente} = 120.05 \text{ ft}$$

$$DP = \frac{120.05 \times 0.2286}{100}$$

$$DP = 0.2744 \text{ lb/in}^2$$

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

INTERCAMBIADOR EA415 A TORRE DA-402

TUBERIA 18"

ACCESORIOS.

	#	L — D	#(L) — D
Entrada equipo	1	80	80
Codo 90°	6	30	180
Tee	1	60	60
			320

LONGITUDES.

Long. accesorio= (L/D)xD= 240 (1.4063 ft)= 450.016 ft

Longitud recta= 24.754 m (3.28083 ft/m)= 81.21 ft

Longitud equivalente= L acc. + L recta= 531.226 ft

DATOS.

Densidad	2.1616	lb/ft ³
Viscosidad	0.3197	cp
Flujo	399,038	lb/hr
Diam. int.	16.876	in
Area	223.68	in ²

CALCULOS.

$$\text{Velocidad} = \frac{0.04 \times 399,038}{2.1616 \times 223.68}$$

Velocidad= 33.01 ft/seg

$$\text{Reynolds} = \frac{6.31 \times 399,038}{0.3197 \times 16.876}$$

Reynolds= 4.7 x 10⁵

$\epsilon/D = 0.000083$

(de la tabla 3.1)

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Factor de fricción= 0.0134

Con ϵ/D y Reynolds se busca
el factor de fricción en la
página A-24 del Flow of
Fluids. Crane.

$$CP = \frac{0.1294 \times 0.0134 \times 2.1616 \times (33.01)^2}{16.876}$$

$$CP = 0.2420 \text{ lb/in}^2$$

Longitud equivalente= 531.226 ft

$$DP = \frac{0.2420 \times 531.226}{100}$$

$$DP = 1.2858 \text{ lb/in}^2$$

La sumatoria de las caídas de presión en la descarga será:

$$E_{D,D} = (3.9602 + 1.4586 + 0.9635 + 1.1414 + 2.3713 + 0.0613 + 0.5329 + 0.2744 + 1.2858) \text{ lb/in}^2$$

$$E_{D,D} = 12.0495 \text{ lb/in}^2$$

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

(1) FLUIDO A MANEJAR	NEUTRO LIGERO
(2) TEMPERATURA DE BOMBEO	205.1 °F
(3) DENSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	49.3531 LB/FT ³
(4) GRAVEDAD ESPECIFICA A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.85887
(5) VISCOSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.4252 CP
(6) PRESION DE VAPOR A TEMPERATURA DE BOMBEO	70.4130 FT
(7) GASTO VOLUMETRICO	1008.11 GPM 6399,038 LB/HR
(8) ALTURA DE SUCCION	17.3917 FT
(9) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES A LA SUCCION	0.4902 FT
(10) E CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA SUCCION	0.0000 FT
(11) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA DEL RECIPIENTE QUE CONTIENE EL FLUIDO A BOMBEO	41.8542 FT
(12) ALTURA DE DESCARGA	58.2300 FT
(13) PRESION ATMOSFERICA	31.1453 FT
(14) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES EN LA DESCARGA	12.0495 FT
(15) E CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA DESCARGA	66.9302 FT
(16) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA EN EL PUNTO DE DESCARGA	272.0941 FT

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

- (17) DETERMINACION DE LA CABEZA DE SUCCION DE LA BOMBA
 $H_{s,u} = (8) - (9) - (10) + (11)$
 $H_{s,u} = 17.3917 - 0.4902 - 0 + 41.8542$
 $H_{s,u} = 58.7557 \text{ ft}$
- (18) DETERMINACION DEL NPSH_r DE LA BOMBA
 $NPSH_{r,u} = (8) + (11) + (13) - (6) - (9) - (10)$
 $NPSH_{r,u} = 17.3917 + 41.8542 + 31.1453 - 70.413 - 0.4902 - 0$
 $NPSH_{r,u} = 19.488 \text{ ft}$
- (19) DETERMINACION DE LA CABEZA DE DESCARGA DE LA BOMBA
 $H_{d,u} = (12) + (14) + (15) + (16)$
 $H_{d,u} = 58.23 + 12.0495 + 66.9302 + 272.0941$
 $H_{d,u} = 409.3038 \text{ ft}$
- (20) DETERMINACION DE LA CABEZA TOTAL
 $H_{t,u} = (19) - (17)$
 $H_{t,u} = 409.3038 - 58.7557$
 $H_{t,u} = 350.5481 \text{ ft}$
 $H_{t,u} \text{ corr} = 350.5481 \times 1.1$ $Q_{d,u} = 1008.11 \times 1.1$
 $H_{t,u} \text{ corr} = 385.6029 \text{ ft}$ $Q_{d,u} = 1,108.921 \text{ gpm}$
- (21) DETERMINACION DE LA POTENCIA HIDRAULICA DE LA BOMBA
 $Q_{d,u} \times (20) \times (4)$
 $HHP = \frac{\hspace{10em}}{3960}$
 $\hspace{10em} 1,108.921 \times 385.6029 \times 0.85887$
 $HHP = \frac{\hspace{10em}}{3960}$
 $HHP = 92.67 \text{ hp}$
- (22) ESTIMACION DE LA POTENCIA AL FRENO DE LA BOMBA
 $\frac{(21)}{n}$
 $BHP = \frac{92.67}{0.69}$
 $BHP = 134.3094 \text{ hp}$
- (23) POTENCIA NOMINAL DEL MOTOR ESTIMADA
 $HP_{nom} = 150 \text{ hp}$

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

En esta memoria de cálculo se calcularon primeramente las pérdidas de presión por fricción en las tuberías, posteriormente, se hizo un cuadro con un resumen de los datos mas sobresalientes del Sistema Particular, para así culminar con los cálculos finales, tales como el NPSH_s, la Presión Diferencial, entre otros. Todos estos cálculos se hicieron tomando al Neutro Ligero 105 como fluido de base, obteniéndose de esta manera los siguientes resultados:

NPSH_s= 19.488 ft
Presión Diferencial= 350.55 ft
Presión Diferencial de diseño= 385.60 ft
Gasto= 1,008.11 gpm
Gasto de diseño= 1,108.92 gpm
Potencia Nominal del Motor= 150 hp

Sin embargo, el Sistema Particular maneja 6 fluidos mas (ver resumen de cálculos en los anexos A y B), de tal manera que los datos mas relevantes de entre los 7 fluidos que maneja el Sistema Particular son:

Presión Diferencial mínima= 342.40 ft	Pesado 90
Presión Dif máx de diseño= 385.60 ft	Neutro Ligero 105
Gasto mínimo= 851.34 gpm	Neutro Pesado 90
Gasto de diseño máximo= 1,198.52 gpm	Neutro 90
NPSH _s = 19.488 ft	Neutro Ligero 105
Potencia Nominal del Motor= 150 hp	Los siete fluidos

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Este resumen de datos será de gran ayuda para la Selección Técnica de la bomba, misma que se realizará mas adelante.

3.3 Operación.

Las características principales de la operación en el sistema son las siguientes:

- Gasto de operación de 850 a 1,090 gpm (dependiendo del fluido).
- Presión manométrica constante de 115 psig a la entrada de los cambiadores de calor EA-414; 105 psig a la entrada de los cambiadores EA-415 y 90.2 psig a la entrada del tanque DA-402.
- Baja viscosidad.
- Temperatura constante:
 - 205-206 °F a la entrada de los cambiadores de calor EA-414.
 - 343-356 °F a la entrada de los cambiadores de calor EA-415.
 - 390 °F a la entrada del tanque DA-402.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

- Maneja 7 fluidos diferentes durante el año que tienen las siguientes cualidades: no son tóxicos, no son volátiles, no son corrosivos, no son inflamables, no son viscosos, tienen propiedades lubricantes y de precio relativamente económico.

- El trabajo es continuo las 24 horas del día.

- La planta suspenderá labores durante 36.5 días preestablecidos, dedicados al mantenimiento preventivo, correctivo y limpieza.

- Los recipientes tienen el espesor adecuado para no presentar ningún problema (ni de presión, ni de corrosión) durante su vida útil.

- El sistema cuenta con una bomba extra, además de una derivación en paralelo que se encuentra a la entrada de los cambiadores de calor EA-414, para que en caso de avería la producción no se detenga.

- El fluido que entra en las tuberías no tiene ningún ramal o bifurcación hasta llegar a los cambiadores de calor EA-415, donde se bifurca para entrar a éstos. A la salida, se vuelve a unir en una sola tubería para llegar al tanque DA-402.

3.4 Selección Técnica.

A partir de las condiciones de operación antes mencionadas en esta sección, se analizan desde un punto de vista totalmente técnico las alternativas que ofrecen los distintos tipos de bombas. Para este efecto, solo se toman en cuenta sus características de operación y restricciones inherentes. Por tanto, esta sección empezará con un análisis técnico de las bombas recíprocas, rotatorias y centrífugas, para culminar con la selección técnica de la bomba más adecuada para el sistema particular.

a) BOMBAS RECÍPROCAS.- De acuerdo con el diagrama mostrado en la figura 2.32 se puede apreciar que una bomba recíproca no puede dar el flujo de 1,200 gpm que requiere el sistema y además se sabe que las bombas recíprocas son caras, por lo que quedan descartadas automáticamente.

b) BOMBAS ROTATORIAS.- Según la misma figura 2.32, las bombas rotatorias cumplen con el flujo de 1,200 gpm y los 378 ft de carga diferencial. Por lo tanto, hay que investigar entre las bombas rotatorias para saber qué tipo de bomba es la más adecuada para el sistema particular y para ello, a continuación se analizarán sus diferentes modalidades que son:

- Bomba de Aspas: Este tipo opera por presiones

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

diferenciales, usualmente, a 50 psi. y tienen capacidades hasta cerca de 375 gpm.

- Bomba de Engranajes: Son usadas para cerca de 650 gpm y 350 psi.
- Bomba de Tornillo: Son aplicadas a grandes flujos ya que ellas tienen capacidades hasta de 4,000 fpm y de 3,000 psi.

De acuerdo con lo anterior, la Bomba de Tornillo es la única que satisface las necesidades del sistema, por parte del grupo de las Bombas Rotatorias.

Las bombas de un solo tornillo se usan principalmente para manejar pastas abrasivas, aguas negras y lodos. Puesto que sus aplicaciones en la industria petrolera son limitadas, se pasará a los tipos de bombas de dos y de tres tornillos.

Las bombas de dos tornillos pueden obtenerse con capacidades desde 26 a 9,000 gpm y para presiones desde 125 hasta 1,500 psi.

Las bombas de tres tornillos están diseñadas para capacidades entre 1 y 3,500 gpm y las presiones pueden ser tan bajas como 100 psi. y tan altas como 5,000 psi.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

De estos tres tipos de bombas las más convenientes serían de dos y de tres tornillos, puesto que si cumplen con los requerimientos de presión y caudal (129 psi., 850-1,200 gpm) del sistema. Sin embargo, este tipo de bombas requieren altas viscosidades para realizar una buena compresión en sus cámaras, es decir, que utilizan al fluido mismo como sello.

Debido a que los siete fluidos a manejar tienen baja viscosidad, se descartan las bombas de dos y de tres tornillos y a su vez a las bombas rotatorias como alternativa.

c) BOMBA CENTRIFUGA.- De acuerdo con la citada figura 2.32, la bomba centrífuga cumple con las necesidades del sistema, tanto de presión como de caudal.

Por lo que se procedió a investigar en las cartas generales de diferentes fabricantes de bombas centrífugas en donde aparecen los rangos de caudal y presión de las bombas de simple etapa, doble succión y de dos etapas. Se encontró que la bomba más adecuada para el sistema es la bomba de etapa simple.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

En cuanto a la selección del material de la bomba, de acuerdo con el API Standard 610³, se recomienda en la sección E al grupo de materiales S1⁴, para temperaturas menores de 450 °F y los solventes utilizados en los siete fluidos que maneja el sistema. El API también recomienda el grupo S4⁵ para aceites lubricantes.

Por otro lado, el fabricante de bombas aconseja el uso del S4, por ser éste más resistente y de mayor durabilidad que el S1 y la diferencia en precio es mínima. Por lo tanto se escoge el S4 (los materiales que integran este grupo se detallan en el Capítulo IV).

³ API son las siglas del American Petroleum Institute. El estándar 610 corresponde a la sección "Centrifugal Pumps for General Refinery Services", es decir, "Bombas Centrifugas para Servicios Generales de Refinería".

⁴ En el Anexo C se describe las características de materiales del grupo S1.

⁵ En la sección 4.6 se describen las características de materiales del grupo S4.

⁶ BSTGK es un empaque con las siguientes características: balanceado, sencillo, con buje de restricción, el empaque de teflón, y caras de carbón y resistant

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

En lo que se refiere a la selección del sello, el fabricante recomendó el uso del BSTGK⁶ con un plan de lubricación 21⁷ y un plan de enfriamiento F⁸ (ver API Standard 610).

Las bombas que cumplen con los requerimientos de NPSH, caudal y presión del sistema, junto con las especificaciones arriba mencionadas, son la Bomba Centrífuga A de la firma XXX y la Bomba Centrífuga B de la compañía YYY.

3.5 Mantenimiento.

En el sistema total, los equipos que necesitan mantenimiento son fundamentalmente: las válvulas (sus empaques), los cambiadores de calor (empaques y tubos) y finalmente las bombas.

⁷ El plan de lubricación 21 consiste en la circulación del fluido con el que trabaja la bomba a través de un orificio y un enfriador.

⁸ El plan de enfriamiento F consiste en enfriar en serie a la caja de estoperos y de baleros con flujo en paralelo al plato.

3.6 Reemplazo.

Las partes específicas que necesitan reemplazo en una bomba centrífuga son:

- Sello mecánico.

- Anillos de desgaste.

- Impulsor.

- Cojinetes.

- Manga de la flecha.

- Junta de caja cubierta.

En este Capítulo III se presentaron definiciones, fórmulas e isométrico que facilitarían la elaboración de la memoria de cálculo. Una vez ya realizada la memoria de cálculo, se proporcionaron las características de operación del sistema, junto con un análisis técnico de los diferentes tipos de bombas (Rotatorias, Recíprocas y Centrífugas), para así culminar con la Selección Técnica de la bomba más adecuada

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

para el Sistema Particular, que resultó ser la Bomba Centrifuga.

Sin embargo, dentro de la consideración de compra de una bomba, no solo existe el factor técnico, sino también el factor económico. El factor económico tiene un peso muy importante en la elección de compra entre varios productos técnicamente adecuados para una necesidad dada. Es por este motivo que, necesariamente debe haber una selección económica; trabajo que se cubrirá en el siguiente Capítulo IV.

IV ANALISIS ECONOMICO PARA LA SELECCION DE LA BOMBA.

4.1 Inversión Inicial.:

Hay dos tipos de bombas entre las cuales recaerá la selección de la bomba centrífuga mas adecuada: la A y la B. La bomba A tiene un precio de 30 millones de pesos, precio que incluye transporte e instalación.

Por otro lado la bomba B tiene un precio de 36 millones de pesos, con las mismas condiciones de compra que la anterior. Además debe considerarse que el costo del motor es de 10 millones de pesos para cualquiera de las dos bombas.

4.2 Depreciación.

La depreciación se define como una disminución en el valor de la propiedad debida al uso, al deterioro y la caída en desuso (es decir, que aparecen tipos más modernos en el mercado). Por medio de la depreciación, las leyes tributarias mexicanas^o permiten recuperar de alguna manera

^o Artículo 45 del Impuesto Sobre la Renta, número cuatro.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

parte de los fondos invertidos en la empresa. Dichas leyes otorgan el 7% para la depreciación de maquinaria en la industria del petróleo.

En el análisis económico de la presente tesis, se utilizará el dinero ahorrado por concepto de impuestos para invertirlo en el banco, con el objeto de contar con dinero para cuando la bomba elegida sea obsoleta y pueda hacerse su reemplazo.

El monto de la depreciación de los gastos iniciales para la bomba A será como sigue:

$$\begin{aligned}\text{Cantidad a depreciar} &= \text{Precio de la bomba} + \text{Precio del motor} \\ &= \text{N}\$30,000 + \text{N}\$10,000 \\ &= \text{N}\$40,000\end{aligned}$$

Depreciando esta cantidad 7% en línea recta, tenemos

$$\begin{aligned}\text{Costo anual de depreciación} &= \text{N}\$40,000 \times 0.07 \\ &= \text{N}\$ 2,800\end{aligned}$$

Por lo tanto, la bomba A se depreciará en N\$ 2,800 pesos anualmente, mientras que la bomba B en N\$ 3,220 pesos anualmente.

4.3 Costos de Operación.

Esto se refiere al costo del consumo de energía eléctrica que permite el funcionamiento de la bomba. El costo de la energía eléctrica en un año de operación será:

$$EE = 150 \text{ HP} \times 0.746 \frac{\text{Kw}}{\text{HP}} \times 329.5 \text{ días} \times 24 \frac{\text{horas}}{\text{día}} \times \frac{\text{N\$ } 0.2}{\text{Kw-h}}$$

$$EE = \text{N\$}176,981.04/\text{año}.$$

4.4 Costos de Mantenimiento.

Estos costos se refieren al gasto de dinero por concepto de mantenimiento preventivo y/o correctivo. A continuación se enlistan las partes que requieren mantenimiento, sus precios y sus periodos aproximados de mantenimiento.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Parte	Costo (en nuevos pesos)	Periodo de mantenimiento (en años)
Impulsor	5,000	5
Anillos de desgaste	3,500	3
Cojinetes (reemplazo)	700	2 1/3
Cojinetes (lubricación)	3	1
Junta caja cubierta	500	2 1/2
Sello mecánico (cambio de empaque)	550	1/2
Sello mecánico (lapeo)	150	1/2

Es conveniente resaltar que las dos bombas tienen gastos de mantenimiento similares.

En base a lo anteriormente expuesto se da la siguiente tabla 4.1, en donde se describen los gastos aproximados del mantenimiento de cada año, durante la vida útil de la bomba.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

TABLA DE GASTOS DE MANTENIMIENTO ANUALIZADA.

A Ñ O	IMPUL- SOR	ANILLOS DE DESGASTE	COJINETES (REEMPLAZO Y LUBRICA- CION	SELLO MECANICO (EMPAQUES Y LAPEO	JUNTA CAJA CUBIERTA	ANUAL TOTAL
1			3	1,400		1,403
2			3	1,400		1,403
3		3,500	703	1,400	500	6,103
4			3	1,400		1,403
5	5,000		703	1,400	500	7,603
6		3,500	3	1,400		4,903
7			703	1,400		2,103
8			3	1,400	500	1,903
9		3,500	3	1,400		4,903
10			703	1,400		2,103

TABLA 4.1

4.5 Costos Anualizados.

En esta sección se evaluará el gasto anual que deberá hacer la empresa, tanto en la bomba A como en la bomba B.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

BOMBA A

AÑO	DEPRECIACION	MANTENIMIENTO	OPERACION	TOTAL
1	2,800	1,404	176,981.04	181,184.04
2	2,800	1,403	176,981.04	181,184.04
3	2,800	6,103	176,981.04	181,184.04
4	2,800	1,403	176,981.04	181,184.04
5	2,800	7,603	176,981.04	181,184.04
6	2,800	4,903	176,981.04	181,184.04
7	2,800	2,103	176,981.04	181,184.04
8	2,800	1,903	176,981.04	181,184.04
9	2,800	4,903	176,981.04	181,184.04
10	2,800	2,103	176,981.04	181,184.04
<hr/>				
TOTAL	28,000	33,830	1,769,810.40	1,811,840.40

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

BOMBA B

AÑO	DEPRECIACION	MANTENIMIENTO	OPERACION	TOTAL
1	3,220	1,403	176,981.04	181,604.04
2	3,220	1,403	176,981.04	181,604.04
3	3,220	6,103	176,981.04	181,604.04
4	3,220	1,403	176,981.04	181,604.04
5	3,220	7,603	176,981.04	181,604.04
6	3,220	4,903	176,981.04	181,604.04
7	3,220	2,103	176,981.04	181,604.04
8	3,220	1,903	176,981.04	181,604.04
9	3,220	4,903	176,981.04	181,604.04
10	3,220	2,103	176,981.04	181,604.04
<hr/>				
TOTAL	32,200	33,830	1,769,810.40	1,816,040.40

Comparando los costos iniciales de la Bomba A y los de la Bomba B, tenemos:

Costo de la Bomba A = Costo de compra de la Bomba A + Costo del motor de la bomba.

Costo de la Bomba A = N\$30,000 + N\$10,000

Costo de la Bomba A = N\$40,000

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Costo de la Bomba B = Costo de compra de la Bomba B + Costo
del motor de la bomba.

Costo de la Bomba B = N\$36,000 + N\$10,000

Costo de la Bomba B = N\$46,000

La bomba B es 15% más cara que la Bomba A, lo cual significa
una diferencia de N\$6,000

Considerando los costos anuales durante un período de diez
años de la Bomba A y los de la Bomba B, tenemos:

Costos totales = Depreciación + Mantenimiento + Operación
de la Bomba
durante 10 años

Costos totales de la = N\$ 1,811,840.40
bomba A durante 10 años

Costos totales de la = N\$ 1,816,040.40
Bomba B durante 10 años

La Bomba B es 0.23% más cara que la Bomba A, lo cual
significa una diferencia de N\$ 4,200.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

	Bomba A	Bomba B	Diferencia
Costo inicial	40,000	46,000	6,000
Costo durante diez años de operación	1,811,840.40	1,816,040.40	4,200

Conforme a la selección técnica, las bombas A y B son adecuadas para trabajar en el sistema. Por lo tanto la selección económica tiene la última palabra y ésta es a favor de la Bomba A por una diferencia de 15% (N\$6,000) en los costos iniciales y un 0.23% (N\$4,200) en los costos totales de la bomba durante 10 años. Concluyendo, la presente tesis recomienda el uso de la Bomba Centrífuga A.

Una vez que se ha seleccionado la bomba más adecuada para el Sistema Particular, tanto Técnicamente como Económicamente, ahora se describirán sus características mas importantes en el inciso siguiente.

4.6 Parámetros de Diseño de Proceso.

Como consecuencia de los análisis anteriores, se encontró

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

que la bomba centrífuga más apropiada y que mejor cubre las necesidades de 1,200 gpm, 378 ft de carga diferencial y 19.48 ft de NPSH., fue la bomba horizontalmente partida, con succión horizontal y descarga vertical.

Esta bomba tiene 8" de diámetro en la succión, 6" de diámetro en la salida, 10" de diámetro en el impulsor (el impulsor es cerrado y además la posición en que se encuentra colocado con respecto a la bomba es en "cantiliver" y el NPSH. de la bomba son 14 pies. La bomba trabaja con 3,570 rpm, una eficiencia del 69% y una velocidad específica de 1,604; el motor requerido por la bomba es de 150 HP.

Los materiales de las partes de la bomba centrífuga seleccionada son S4, es decir:

Carcaza	Acero al carbón
Partes internas	Hierro fundido
Impulsor	Acero al carbón
Anillos de desgaste de la carcaza	Hierro fundido
Anillos de desgaste del impulsor	Hierro fundido
Flecha	Acero al carbón

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Manguitos de flecha, sello mecánico	18-8 Acero al carbón ó 12% Cromo
Buje de restricción	Hierro fundido
Tornillos	Acero al carbón

El sello mecánico es interno, su clasificación es BSTGK, con un plan de lubricación 21. El enfriamiento de la bomba será de acuerdo con el plan "F" (consultar API std 610, Apéndice C).

CONCLUSIONES.

Al inicio de la presente Tesis, se mencionó que el objetivo principal es el de seleccionar la bomba mas conveniente -tanto técnica como económicamente- para un sistema dado. En el transcurso de esta Tesis se encontró que la Bomba Centrífuga A, de la compañía XXX es la mas apropiada para el Sistema Particular, sin embargo para llegar a esta conclusión, se tomaron en cuenta las consideraciones que a continuación se describen:

El Sistema Particular requiere un gasto de 850 a 1,200 gpm, una carga diferencial de 342 a 378 ft y cuenta con un NPSH, de 19.488 ft.

De acuerdo con la figura 2.32 (página 55) los únicos tipos de bombas que dan el gasto que requiere el sistema particular de 1,200 gpm, son las bombas rotatorias y las centrífugas. Las bombas reciprocantes no cubren dicho gasto y además son mas caras.

Dentro del grupo de las rotatorias, solo las bombas de dos y de tres tornillos pueden dar el gasto de 1,200 gpm. Por otro lado, los fluidos a manejar poseen baja viscosidad, lo que hace que las bombas de dos y tres tornillos queden descartadas, ya que necesitan grandes viscosidades para realizar una buena compresión en sus cámaras (es decir,

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

utilizan al fluido como sello), y esto redundaría en eficiencia. Por último, queda el grupo de las centrifugas, el cual sí cumple con los requerimientos de caudal (1,200 gpm) y presión (378 ft) de una manera satisfactoria.

Se buscó entre los datos de distintos proveedores y las bombas más recomendables resultaron ser: la bomba centrífuga A de la firma XXX y la bomba B de la compañía YYY. Debido a que ambas bombas son técnicamente recomendables para el sistema, se hace necesaria una selección económica. Por lo tanto, se hizo un estudio económico de las dos bombas centrífugas en cuestión. Por un lado, se consideró el costo inicial, y por el otro, se consideraron los costos anualizados de depreciación, operación y mantenimiento por un lapso de diez años. De este análisis resultó que:

- La Bomba Centrífuga A tiene un costo inicial de N\$40,000 mientras que la Bomba Centrífuga B lo tiene de N\$46,000 (ambos precios incluyen motor e instalación de la bomba). Por lo tanto, la Bomba Centrífuga A es N\$6,000 más barata que la Bomba Centrífuga B.
- El costo total de la Bomba Centrífuga A durante diez años es de N\$1,811,840.40 mientras que el costo total de la Bomba Centrífuga B es de N\$1,816,040.40. El costo total de la bomba A es N\$4,200 menor que el de la bomba B.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Por todo lo anteriormente dicho, se recomienda la Bomba Centrífuga A, del fabricante XXX.

Esta bomba tiene 8" de diámetro en la succión, 6" de diámetro en la salida, 10" de diámetro en el impulsor (el impulsor es cerrado y además la posición en que se encuentra colocado con respecto a la bomba es en "cantiliver" y el NPSH, de la bomba son 14 pies. Por lo que esta bomba cumple con el requisito de NPSH, $>$ NPSH,, es decir, 19.488 ft $>$ 14 ft. La bomba trabaja con 3,570 rpm, una eficiencia del 69% y una velocidad específica de 1,604; el motor requerido por la bomba es de 150 HP.

Los materiales de las partes de la bomba centrífuga seleccionada son S4, es decir:

Carcaza	Acero al carbón
Partes internas	Hierro fundido
Impulsor	Acero al carbón
Anillos de desgaste de la carcaza	Hierro fundido
Anillos de desgaste del impulsor	Hierro fundido
Flecha	Acero al carbón

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Manguitos de flecha, sello mecánico	18-8 Acero al carbón ó 12% Cromo
Buje de restricción	Hierro fundido
Tornillos	Acero al carbón

El sello mecánico es interno, su clasificación es BSTGK, con un plan de lubricación 21. El enfriamiento de la bomba será de acuerdo con el plan "F" (consultar API std 610, Apéndice C).

Cabe hacer notar que una condición ineludible en este Sistema es que la producción de aceite desparafinado no debe ser detenida por fallas mecánicas, ya que su costo implicaría grandes pérdidas económicas; por ello se debe realizar la compra de una bomba adicional en calidad de reemplazo.

Esto supone una modificación en la tubería del Sistema y en los cálculos. En la figura C.1 se da un isométrico que es una modificación al Sistema Particular que incluye la bomba de reemplazo y las modificaciones a la tubería.

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

De esta manera, las pérdidas de presión por fricción en la succión aumentaron 0.7075 ft, debido a la modificación del Sistema Particular por lo que el NPSH_s se reduce de 19.488 ft a 18.7805 ft; valor en el que aún se verifica la condición $NPSH_s > NPSH_r$, es decir, 18.7805 ft > 14 ft. Esto quiere decir que la Bomba Centrífuga A sigue siendo satisfactoria para trabajar en el Sistema Particular.

Las pérdidas de presión por fricción en la descarga aumentaron 3.0654 ft, lo cual afecta a la potencia estimada necesaria para el equipo al cambiar de 134.31 HP a 135.85 HP; es decir, que el motor seleccionado de 150 HP sigue siendo adecuado para operar en el Sistema Particular.

Finalmente, se concluye que la Bomba Centrífuga A cubre las necesidades del Sistema Particular satisfactoriamente, aún tomando en cuenta las modificaciones hechas al Sistema para tener una bomba extra en calidad de reemplazo.

BIBLIOGRAFIA.

Sotelo Avila Gilberto

HIDRAULICA GENERAL

Editorial: Limusa

País: México Año: 1982

Tyler G. Hicks

BOMBAS, SU SELECCION Y APLICACION

Editorial: C.E.C.S.A.

País: México Año: 1960

Viejo Zubicaray Manuel

BOMBAS, TEORIA, DISEÑO Y APLICACIONES

Editorial: Limusa

País: México Año: 1975

Karasik Igor y Carter Roy

BOMBAS CENTRIFUGAS. SELECCION, OPERACION Y MANTENIMIENTO

Editorial: C.E.C.S.A.

País: México Año: 1983

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

Staff of Chemical Engineering

FLUID MOVERS. PUMPS, COMPRESSORS, FANS AND BLOWERS

Editorial: MC. Graw Hill

País: U.S.A. Año: 1985

American National Standard Institute

API STD 610. "CENTRIFUGAL PUMPS FOR GENERAL REFINERY
SERVICES (Fifth Edition Approval) "

País: U.S.A. Año: 1980

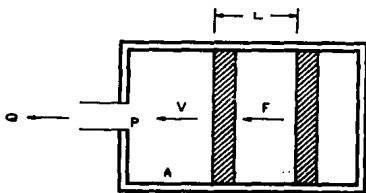
UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

A N E X O A

PRINCIPIO DEL DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

ANEXO A

PRINCIPIO DEL DESPLAZAMIENTO POSITIVO. En el interior del cilindro de la figura siguiente, en que un émbolo se desplaza con movimiento uniforme a velocidad V , hay un fluido a la presión p . Supondremos que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos o indeformables y que el fluido es incompresible.



**CILINDRO DE UNA BOMBA DE
DESPLAZAMIENTO POSITIVO**

El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada F . El émbolo al moverse desplaza al fluido a través del orificio. Si el émbolo recorre un espacio hacia la izquierda, el volumen que ocupa el líquido se reducirá con un valor igual

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

a $A\ell$ (donde A es igual al área transversal del émbolo).

Como el fluido es incompresible, el volumen de fluido que sale por el orificio también será $A\ell$. El tiempo t empleado en recorrer la distancia ℓ es:

$$t = \frac{\ell}{v}$$

El gasto Q, o volumen desplazado en la unidad de tiempo será:

$$Q = \frac{A\ell}{t} = AV$$

Si no hay fricción, la potencia comunicada al fluido será:

$$P = FV$$

pero $F = \rho A$

$$P = FV = \rho AV = Q\rho$$

Según se aprecia en el diagrama de la figura anterior, la máquina puede funcionar como bomba o motor, es decir, puede absorber potencia mecánica, FV, y restituir potencia hidráulica Q (bomba) o viceversa. Tanto en un caso como en

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

otro, es evidente que "el principio de desplazamiento positivo" consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara. Por tanto, en una máquina de desplazamiento positivo el elemento que origina el intercambio de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener movimiento rotatorio (rotor).

Sin embargo, en las máquinas de desplazamiento positivo, tanto reciprocantes como rotatorias, siempre hay una cámara que aumenta de volumen (succión) y disminuye de volumen (impulsión). Por ello estas máquinas también se llaman volumétricas.

RESUMEN DE DATOS Y RESULTADOS DE MEMORIAS DE CALCULO
DE LOS 6 FLUIDOS RESTANTES

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

ANEXO B

A continuación se encuentran los datos y resultados de las memorias de cálculo de las bombas necesarias para manejar a los 6 fluidos restantes que tendrá el sistema particular durante su operación.

(1) FLUIDO A MANEJAR	CILINDROS 650
(2) TEMPERATURA DE BOMBEO	205.44 °F
(3) DENSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	49.82 LB/FT ³
(4) GRAVEDAD ESPECIFICA A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.86888
(5) VISCOSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.4675 CP
(6) PRESION DE VAPOR A TEMPERATURA DE BOMBEO	23.8545 FT
(7) GASTO VOLUMETRICO	989.3000 GPM
(8) ALTURA DE SUCCION	17.3917 FT
(9) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES A LA SUCCION	0.3786 FT
(10) E CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA SUCCION	0.0000 FT
(11) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA DEL RECIPIENTE QUE CONTIENE EL FLUIDO A BOMBLEAR	41.3720 FT
(12) ALTURA DE DESCARGA	58.2300 FT
(13) PRESION ATMOSFERICA	30.7865 FT
(14) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES EN LA DESCARGA	10.8375 FT
(15) E CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA DESCARGA	66.1591 FT
(16) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA EN EL PUNTO DE DESCARGA	268.9594 FT

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

(1) FLUIDO A MANEJAR	CORTE 4
(2) TEMPERATURA DE BOMBEO	206.5700 °F
(3) DENSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	49.83 LB/FT ³
(4) GRAVEDAD ESPECIFICA A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.86736
(5) VISCOSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.4665 CP
(6) PRESION DE VAPOR A TEMPERATURA DE BOMBEO	23.8596 FT
(7) GASTO VOLUMETRICO	990.4000 FT
(8) ALTURA DE SUCCION	17.3917 FT
(9) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES A LA SUCCION	0.3818 FT
(10) Σ CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA SUCCION	0.0000 FT
(11) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA DEL RECIPIENTE QUE CONTIENE EL FLUIDO A BOMBLEAR	41.4445 FT
(12) ALTURA DE DESCARGA	58.2300 FT
(13) PRESION ATMOSFERICA	30.8405 FT
(14) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES EN LA DESCARGA	10.1926 FT
(15) Σ CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA DESCARGA	66.2751 FT
(16) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA EN EL PUNTO DE DESCARGA	269.4308 FT

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

(1) FLUIDO A MANEJAR	PESADO 90
(2) TEMPERATURA DE BOMBEO	205.7100 FT
(3) DENSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	49.94 LB/FT ³
(4) GRAVEDAD ESPECIFICA A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.8702 FT
(5) VISCOSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.4917 FT
(6) PRESION DE VAPOR A TEMPERATURA DE BOMBEO	22.6627 FT
(7) GASTO VOLUMETRICO	929.2000 FT
(8) ALTURA DE SUCCION	17.3917 FT
(9) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES A LA SUCCION	0.3423 FT
(10) E CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA SUCCION	0.0000 FT
(11) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA DEL RECIPIENTE QUE CONTIENE EL FLUIDO A BOMBLEAR	41.3078 FT
(12) ALTURA DE DESCARGA	58.2300 FT
(13) PRESION ATMOSFERICA	30.7388 FT
(14) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES EN LA DESCARGA	9.5627 FT
(15) E CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA DESCARGA	66.0565 FT
(16) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA EN EL PUNTO DE DESCARGA	268.5422 FT

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

(1) FLUIDO A MANEJAR	NEUTRO PESADO 90
(2) TEMPERATURA DE BOMBEO	205.9100 FT
(3) DENSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	49.92 LB/FT ³
(4) GRAVEDAD ESPECIFICA A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.8692 FT
(5) VISCOSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.4746 FT
(6) PRESION DE VAPOR A TEMPERATURA DE BOMBEO	23.4478 FT
(7) GASTO VOLUMETRICO	851.3000 FT
(8) ALTURA DE SUCCION	17.3917 FT
(9) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES A LA SUCCION	0.2895 FT
(10) E CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA SUCCION	0.0000 FT
(11) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA DEL RECIPIENTE QUE CONTIENE EL FLUIDO A BOMBLEAR	41.3539 FT
(12) ALTURA DE DESCARGA	58.2300 FT
(13) PRESION ATMOSFERICA	30.7731 FT
(14) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES EN LA DESCARGA	7.4284 FT
(15) E CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA DESCARGA	66.1302 FT
(16) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA EN EL PUNTO DE DESCARGA	268.8418 FT

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

(1) FLUIDO A MANEJAR	NEUTRO 90
(2) TEMPERATURA DE BOMBEO	205.02 °F
(3) DENSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	49.62 LB/FT ³
(4) GRAVEDAD ESPECIFICA A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.86317
(5) VISCOSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.4398 CP
(6) PRESION DE VAPOR A TEMPERATURA DE BOMBEO	25.2959 FT
(7) GASTO VOLUMETRICO	1089.5000 FT
(8) ALTURA DE SUCCION	17.3917 FT
(9) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES A LA SUCCION	0.4575 FT
(10) Σ CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA SUCCION	0.0000 FT
(11) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA DEL RECIPIENTE QUE CONTIENE EL FLUIDO A BOMBLEAR	41.6457 FT
(12) ALTURA DE DESCARGA	58.2300 FT
(13) PRESION ATMOSFERICA	30.9902 FT
(14) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES EN LA DESCARGA	12.6440 FT
(15) Σ CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA DESCARGA	66.5968 FT
(16) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA EN EL PUNTO DE DESCARGA	270.7386 FT

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

(1) FLUIDO A MANEJAR	NEUTRO LIGERO 90
(2) TEMPERATURA DE BOMBEO	205.41 °F
(3) DENSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	49.54 LB/FT. ³
(4) GRAVEDAD ESPECIFICA A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.86144
(5) VISCOSIDAD A TEMPERATURA DE BOMBEO	0.4366 CP
(6) PRESION DE VAPOR A TEMPERATURA DE BOMBEO	25.4690 FT
(7) GASTO VOLUMETRICO	1067.3000 FT
(8) ALTURA DE SUCCION	17.3917 FT
(9) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES A LA SUCCION	0.4383 FT
(10) Σ CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA SUCCION	0.0000 FT
(11) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA DEL RECIPIENTE QUE CONTIENE EL FLUIDO A BOMBLEAR	41.7293 FT
(12) ALTURA DE DESCARGA	58.2300 FT
(13) PRESION ATMOSFERICA	31.0524 FT
(14) PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS Y CONEXIONES EN LA DESCARGA	12.0268 FT
(15) Σ CAIDAS DE PRESION EN ACCESORIOS Y/O EQUIPOS A LA DESCARGA	66.7305 FT
(16) PRESION DE OPERACION MANOMETRICA EN EL PUNTO DE DESCARGA	271.2823 FT

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

RESUMEN DE RESULTADOS.

	NEUTRO LIGERO 90	CILINDROS 650	PESADO 90
CABEZA DE SUCCION DE LA BOMBA	58.5567	58.2587	58.2587
NPSHd DE LA BOMBA	21.3125	28.8400	28.8400
CABEZA DE DESCARGA	409.7983	405.6316	403.6494
CABEZA TOTAL	386.3658	382.0922	379.9298
POTENCIA HIDRAULICA	81.5496	75.2994	70.5275
POTENCIA AL FRENO ESTIMADA	118.1800	109.2744	103.2137

	NEUTRO PESADO 90	NEUTRO 90	CORTE 4
CABEZA DE SUCCION DE LA BOMBA	58.3719	58.4484	58.3449
NPSHd DE LA BOMBA	26.8339	21.7422	35.6411
CABEZA DE DESCARGA	402.0722	409.8247	405.4649
CABEZA TOTAL	378.0733	386.5139	381.8320
POTENCIA HIDRAULICA	64.2269	83.4451	75.2990
POTENCIA AL FRENO ESTIMADA	93.0927	120.9349	109.1302

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

A N E X O C

MATERIALES DE CONSTRUCCION DEL GRUPO S1

UNIVERSIDAD LA SALLE
Escuela de Ingeniería Mecánica

ANEXO C

A continuación se encuentran los datos que corresponden a los materiales S1.

Carcaza	Acero al carbón
Partes internas	Hierro fundido
Impulsor	Hierro fundido
Anillos de desgaste de la carcaza	Hierro fundido
Anillos de desgaste del impulsor	Hierro fundido
Flecha	Acero al carbón
Manguitos de flecha, sellos mecánicos	18-8 Acero al carbón ó 12% de Cromo
Buje de restricción	Hierro fundido