

11
2ej.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

EQUIPO DE BOMBEO Y COMPRESION QUE SE
UTILIZA EN LOS SISTEMAS TRONCALES DE
TRANSPORTE POR TUBERIAS PARA EL MANEJO
DE HIDROCARBUROS EN ESTADOS LIQUIDO
Y GASEOSO

TESIS PROFESIONAL

P R E S E N T A N :

VICTOR ARMANDO GUERRA GARZA
VELAZQUEZ EDUARDO
PARA OBTENER EL TITULO DE

INGENIERO PETROLERO

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

DIRECTOR DE TESIS:

ING. MANUEL FALCON FELIX





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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA
DIRECCION
60-I-011

SRS. VICTOR ARMANDO GUERRA GARZA Y
EDUARDO VELEZ VELAZQUEZ
Presente.

En atención a su solicitud, me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor Ing. Manuel Falcón Félix, y que aprobó esta Dirección, para que lo desarrollen ustedes como tesis de su examen profesional de ingeniero petrolero:

EQUIPO DE BOMBEO Y COMPRESION QUE SE UTILIZA EN LOS
SISTEMAS TRONCALES DE TRANSPORTE POR TUBERIAS PARA EL
MANEJO DE HIDROCARBUROS EN ESTADOS LIQUIDO Y GASEOSO

- I INTRODUCCION
- II DESCRIPCION GENERAL DE UN SISTEMA TRONCAL DE DUCTOS
PARA EL MANEJO DE HIDROCARBUROS EN ESTADO LIQUIDO
- III DESCRIPCION GENERAL DE UN SISTEMA TRONCAL DE DUCTOS
PARA EL MANEJO DE HIDROCARBUROS EN ESTADO GASEOSO
- IV DIFERENTES PRODUCTOS PETROLIFEROS QUE SE MANEJAN POR
TUBERIAS A LO LARGO DE GRANDES DISTANCIAS
- V CLASIFICACION, DESCRIPCION GENERAL, CARACTERISTICAS
PRINCIPALES, SELECCION, APLICACION, OPERACION Y
MANTENIMIENTO DE BOMBAS PARA EL MANEJO DE HIDROCARBUROS
LIQUIDOS Y PRODUCTOS DERIVADOS
- VI CLASIFICACION, DESCRIPCION GENERAL, CARACTERISTICAS
PRINCIPALES, SELECCION, APLICACION, OPERACION Y
MANTENIMIENTO DE COMPRESORAS PARA EL MANEJO DE GAS
NATURAL
- CONCLUSIONES
- BIBLIOGRAFIA

Ruego a ustedes cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el título de ésta.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA
DIRECCION
60-I-011

Asimismo les recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que se deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito par sustentar examen profesional.

Atentamente

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Ciudad Universitaria, a 14 de febrero de 1994

EL DIRECTOR

A handwritten signature in dark ink, appearing to read "José Manuel Covarrubias Solís", written over a horizontal line.

ING. JOSE MANUEL COVARRUBIAS SOLIS

JMCS*EGLM*gtg

21

A MIS PADRES

SR. JESUS GUERRA TAMEZ
SRA. OLGA OLIVIA GARZA SOLIS
POR SU EDUCACION Y EJEMPLO

A MIS HERMANOS

JESUS
OLGA PATRICIA
ANGELICA OLIVIA
ANABEL
NORA LETICIA
CESAR ALBERTO
POR SU APOYO Y CONFIANZA

GRACIAS.

A MI DIRECTOR DE TESIS

ING. MANUEL FALCON FELIX
GRACIAS POR SU DEDICACION Y CONOCIMIENTOS

AL ING. JAIME OLVERA RICO
GERENCIA DE DUCTOS, PETROLEOS MEXICANOS.

A TODOS MIS AMIGOS, COMPAÑEROS Y PROFESORES

GRACIAS.

AGRADEZCO SINCERAMENTE A
ROCIO Y A SU AMIGA POR
SU TRABAJO MECANOGRAFICO.

CONTENIDO

CAPITULO I

1.0	INTRODUCCION.	5
-----	---------------	---

CAPITULO II

DESCRIPCION GENERAL DE UN SISTEMA TRONCAL DE DUCTOS PARA EL MANEJO DE HIDROCARBUROS EN ESTADO DE LIQUIDO.

2.1	DEFINICION.	10
2.2	TRANSPORTE.	10
2.3	DISEÑO DE OLEODUCTOS.	12
2.4	TIPOS DE TUBERIA Y CARACTERISTICAS DE LAS JUNTAS USADAS EN LOS OLEODUCTOS.	13
2.5	CONSTRUCCION DE OLEODUCTOS.	25
2.6	DISTRIBUCION DEL EQUIPO EN LAS ESTACIONES DE BOMBEO.	26
2.7	OPERACION DE OLEODUCTOS.	27
2.8	MANTENIMIENTO DE OLEODUCTOS.	29
2.9	BREVE ESTUDIO DE UN POLIDUCTO.	32

CAPITULO III

DESCRIPCION GENERAL DE UN SISTEMA TRONCAL DE DUCTOS PARA EL MANEJO DE HIDROCARBUROS EN ESTADO GASEOSO.

3.1	DEFINICION.	57
3.2	TRANSPORTE DE GAS NATURAL POR GASODUCTOS.	57
3.3	DISEÑO DE GASODUCTOS.	58
3.4	SISTEMAS DE COMPRESION.	60
3.5	RAMALES Y REDES DE DISTRIBUCION.	60
3.6	DISPOSITIVOS REGULADORES DE PRESION DE GAS.	60
3.7	FORMULAS DE FLUJO DE GAS.	61
	A) CALCULO DE VOLUMEN DE GAS.	63
	B) CALCULO DE GAS EMPACADO.	63
	C) CALCULO DE VELOCIDAD DEL GAS.	65
	D) CALCULO DE CAIDAS DE PRESION.	66

CAPITULO IV

DIFERENTES PRODUCTOS PETROLIFEROS QUE SE MANEJAN POR TUBERIAS A LO LARGO DE GRANDES DISTANCIAS.

4.1	BREVE DESCRIPCION.	68
4.2	RED DE GASODUCTOS, OLEODUCTOS Y POLIDUCTOS EXISTENTES EN EL PAIS.	69
4.3	LINEAS CONDUCTORAS DE GAS (GASODUCTOS) EXISTENTES EN EL PAIS. LONGITUD TOTAL EN KM.	73
4.4	LINEAS CONDUCTORAS DE CRUDO (OLEODUCTOS) EXISTENTES EN EL PAIS. LONGITUD TOTAL EN KM.	74
4.5	LINEAS CONDUCTORAS DE PRODUCTOS DESTILADOS (POLIDUCTOS) EXISTENTES EN EL PAIS. LONGITUD TOTAL EN KM.	75
4.6	LINEAS CONDUCTORAS DE LIQUIDOS PETROQUIMICOS EXISTENTES EN EL PAIS. LONGITUD TOTAL EN KM.	76
4.7	PROCESO INDUSTRIAL DEL PETROLEO.	78
4.8	PRODUCTOS DEL PETROLEO.	80
4.9	HIDROCARBUROS GASEOSOS.	82
4.10	PETROQUIMICA.	84
4.11	PRODUCTOS PETROQUIMICOS.	85
4.12	EQUIPO DINAMICO E INTEGRAL UTILIZADO EN EL TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS.	87

CAPITULO V

CLASIFICACION, DESCRIPCION GENERAL, CARACTERISTICAS PRINCIPALES, SELECCION, APLICACION, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE BOMBAS PARA EL MANEJO DE HIDROCARBUROS LIQUIDOS Y PRODUCTOS DERIVADOS.

5.1	CLASIFICACION.	101
5.2	DESCRIPCION GENERAL Y CARACTERISTICAS PRINCIPALES.	102
5.3	SELECCION.	145
5.4	APLICACION.	156
5.5	OPERACION Y MANTENIMIENTO.	193

CAPITULO VI

CLASIFICACION, DESCRIPCION GENERAL, CARACTERISTICAS PRINCIPALES, SELECCION, APLICACION, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE COMPRESORAS PARA EL MANEJO DE GAS NATURAL.

6.1	CLASIFICACION.	201
6.2	DESCRIPCION GENERAL Y CARACTERISTICAS PRINCIPALES.	207
6.3	SELECCION.	216
6.4	APLICACION.	236
6.5	OPERACION Y MANTENIMIENTO.	250

	CONCLUSIONES.	261
--	---------------	-----

	<u>BIBLIOGRAFIA.</u>	262
--	----------------------	-----

CAPITULO I

I N T R O D U C C I O N

En la industria petrolera, la producción, la refinación y el transporte, son operaciones estrechamente vinculadas entre sí, de tal forma que el desarrollo de cada una de ellas está íntimamente ligado al de las demás.

De los pozos se obtiene el petróleo crudo y el gas natural, que son las materias primas que utiliza la industria.

El medio más económico y eficiente para la transportación de petróleo crudo y sus derivados, son los OLEODUCTOS y los POLIDUCTOS, y para el gas natural los GASODUCTOS.

La concentración de la totalidad de los campos productores de petróleo y gas natural a lo largo de la Costa Oriental de México, y por otra parte, la dispersión en vastas áreas del país de los centros de consumo, plantea serios problemas de transporte y distribución, agravados además, por la topografía del país y por lo acelerado del crecimiento en el consumo; factores estos últimos que dan mayor énfasis al transporte por tubería, que al realizado utilizando otros medios.

Las tuberías de conducción de hidrocarburos, son llamadas OLEODUCTOS, POLIDUCTOS y GASODUCTOS, o LINEAS DE PRODUCTO, según se utilicen para el transporte de petróleo crudo, gas natural o productos refinados. En todos los casos constan de las siguientes partes.

- a) La tubería en sí, que es tendida enlazando los puntos entre los que se ha de efectuar el transporte.
- b) El equipo que proporciona la energía para impulsar a los fluidos transportados por la tubería.

(Para el caso de transporte de líquidos se emplean bombas; en el caso de transporte de gas, compresoras; ambos equipos impulsados por motores eléctricos, de combustión interna y turbinas de gas).

- c) Equipo accesorio de medición, control, protección, comunicación etc.

Las tuberías que se emplean son de acero con características de resistencia controlada durante la fabricación, dentro de estrechos límites de tolerancia. Exteriormente se protege contra la corrosión causada por los agentes del suelo, mediante una envoltura impermeable y resistente.

La envoltura empleada consiste en una capa de esmalte de brea de hulla, aplicada en caliente sobre la tubería previamente limpia y recubierta con pintura primaria de la misma composición, y reforzada por otra tela de fibra de vidrio que queda impregnada por el esmalte. Finalmente otra capa más de fieltro de asbesto protege mecánicamente a las anteriores.

La tubería así envuelta se sepulta en el subsuelo a profundidad adecuada, para evitar daños mecánicos que pudiera ocurrir al estar expuesta al tránsito de personas, equipo agrícola o de transporte etc. y además para protegerse de los cambios de temperatura ambiente, disminuyendo las contracciones que pudiera sufrir la tubería por esta causa.

El diámetro de la tubería depende del flujo a manejar y de las condiciones de operación que deben satisfacerse en cada caso.

En México existen tuberías de conducción de hidrocarburos con diámetros de 2 a 48 pulgadas.

El equipo de bombeo y de compresión que se emplea para el transporte de hidrocarburos es muy variado en su diseño. Para el transporte de líquidos se emplean bombas centrífugas y de desplazamiento positivo en varios tipos. Cada tipo de bomba tiene una aplicación específica en la cual proporciona las máximas ventajas de operación; por ejemplo:

Para el transporte de volúmenes grandes de hidrocarburos de viscosidad baja y moderada, se emplean bombas centrífugas que se pueden instalar en espacios reducidos y funcionan con alta eficiencia.

Las compresoras empleadas para el transporte de gas son reciprocantes o bien centrífugas. Las reciprocantes han sido empleadas desde el inicio de la industria petrolera.

En compresión de grandes volúmenes de gas a presiones altas, las compresoras centrífugas son accionadas por turbinas de gas, que tienen cada vez mayor utilización por su eficiencia, por su tamaño reducido y gran flexibilidad.

Este equipo se instala en estaciones situadas en puntos adecuados a lo largo de tuberías, de manera de reponer de tramo en tramo, la energía que ha consumido el fluido al desplazarse de estación a estación.

Cada estación de bombeo de compresión, se equipa con los aditamentos necesarios para la operación como son: Instrumentos de control manual o automático, instrumentos de medición, instrumentos de protección contra incendio, equipo de comunicaciones, equipo de servicios auxiliares, alumbrado, agua, etc.

Desde el punto de vista de trabajo humano, cada estación cuenta con los elementos necesarios para hacer un centro de trabajo higiénico y seguro, cuenta también con cuartos confortables para el personal de operación.

Las tuberías de conducción de hidrocarburos, se aplican como medio de transporte a lo largo de todo el camino que debe seguir el petróleo o el gas, desde el yacimiento donde se encuentra, hasta el punto de utilización.

En efecto, las producciones individuales de los pozos, son llevadas por medio de tuberías de descarga que integran sistemas de recolección, a un punto ó puntos en que se reúnen las producciones. Cuando se trata de petróleo, la producción finalmente es llevada por tubería a una planta de almacenamiento, de donde se destinará a la refinería donde será procesada.

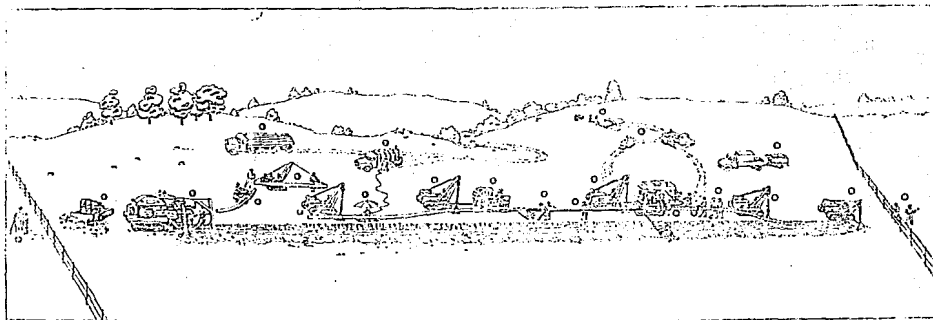
En México, las refinerías reciben de los campos productores casi todo el volumen de petróleo que procesan, a través de OLEODUCTOS.

Los productos líquidos logrados al procesar el petróleo, igual que el petróleo crudo, pueden transportarse prácticamente por cualquier sistema de los existentes, ferrocarril, carretera, etc.; hasta su lugar de utilización; es frecuente que ésto se haga a través de tuberías que toman el nombre de líneas de productos.

El transporte de gas natural desde los pozos en que se produce, hasta el punto de recolección y de ahí a los puntos de utilización, pasando por una planta de absorción, solo puede hacerse por GASODUCTOS.

El crecimiento del mercado existente para los productos del petróleo, el nacimiento de nuevos mercados y el desarrollo económico general del país, obligan a la industria petrolera a desarrollar una constante actividad de planeación que le permita ajustarse a las nuevas condiciones, a través de la nueva ampliación oportuna de sus actividades y la adición de nuevas instalaciones.

Dadas las características generales de los sistemas de comunicaciones terrestres, y el ritmo de desarrollo económico del país, los OLEODUCTOS, GASODUCTOS y LINEAS DE PRODUCTOS, son medios de transporte que se hace necesario desarrollar cada vez con mayor amplitud, para lograr un mejor servicio a los consumidores y un mayor aprovechamiento de los recursos de la industria petrolera.



FASES DE LA CONSTRUCCION DE UNA TUBERIA DE CONDUCCION

1. TRAZO DEL DERECHO DE VIA Y ARREGLO DEL PERWISO DE PASO.
2. DESMOLTE Y CONFORMACION DEL DERECHO DE VIA.
3. EXCAVACION DE LA ZANJA.
4. TRANSPORTE DE LA TUBERIA.
5. DESCARGA Y TENDIDO DE LA TUBERIA.
6. DOBLADO DE LA TUBERIA.
7. ALINEAMIENTO DE LA TUBERIA.
8. SOLDADURA.
9. EQUIPO DE SOLDAR.
10. TRACTOR-PLUMA PARA MANEJO DE LA TUBERIA PARA LA OPERACION DE LIMPIEZA Y PINTURA.
11. RASQUETEADO, LIMPIEZA Y PINTURA DE LA TUBERIA.
12. RETOQUE DE LA PINTURA.
13. LIMPIEZA DE LA TUBERIA PINTADA ANTES DEL ESMALTADO Y ENVOLTURA.
14. PREPARACION DEL ESMALTE (ROMPER Y QUITAR ENVASES DE LAVINA, Y QUEBRAR EL ESMALTE EN TROZOS DE TAMAÑO APROPIADO).
15. CARGA Y TRANSPORTE DE LAS CALDERAS CON ESMALTE.
16. TRACTOR-PLUMA PARA MANEJO DE LA TUBERIA PARA LA OPERACION DE ESMALTADO Y ENVOLTURA.
17. ESMALTADO (CON ESMALTE A BASE DE BREA DE MULLA) Y ENVOLTURA (CON TELA DE FIBRA DE VIDRIO Y FIELTRO ASNESTICO) DE LA TUBERIA.
18. PASO DEL DETECTOR ELECTRICO DE FALLAS EN EL REVESTIMIENTO.
19. REPARACION DE LAS FALLAS ENCONTRADAS EN EL REVESTIMIENTO.
20. ABASTECIMIENTO DE MATERIALES.
21. BAJADO DE LA TUBERIA A LA ZANJA.
22. TAPADO DE LA TUBERIA.
23. LIMPIEZA Y ACONDICIONAMIENTO FINAL DEL DERECHO DE VIA, Y REESTABLECIMIENTO DE CERCADOS.

CAPITULO II

DESCRIPCION GENERAL DE UN SISTEMA TRONCAL DE DUCTOS PARA EL MANEJO DE HIDROCARBUROS EN ESTADO DE LIQUIDO.

- 2.1 DEFINICION.
- 2.2 TRANSPORTE.
- 2.3 DISEÑO DE OLEODUCTOS.
- 2.4 TIPOS DE TUBERIA Y CARACTERISTICAS DE LAS JUNTAS USADAS EN LOS OLEODUCTOS.
- 2.5 CONSTRUCCION DE OLEODUCTOS.
- 2.6 DISTRIBUCION DEL EQUIPO EN LAS ESTACIONES DE BOMBEO.
- 2.7 OPERACION DE OLEODUCTOS.
- 2.8 MANTENIMIENTO DE OLEODUCTOS.
- 2.9 BREVE ESTUDIO DE UN POLIDUCTO.

DESCRIPCION GENERAL DE UN SISTEMA TRONCAL DE DUCTOS PARA EL MANEJO DE HIDROCARBUROS EN ESTADO LIQUIDO.

2.1 D E F I N I C I O N

Un sistema troncal de ductos para el manejo de hidrocarburos líquidos, es por definición, un conjunto de instalaciones que se destinan al transporte de petróleo crudo, condensados, gasolina natural, gases licuados, amoniaco anhidro líquido y productos derivados de la refinación del petróleo.

2.2 T R A N S P O R T E

En lo que a transporte se refiere se distinguen, el sistema de recolección que partiendo de los campos productores conducen el petróleo crudo hasta el patio de almacenamiento; el sistema troncal que desde el patio de almacenamiento lleva el crudo hasta la refinería ó a la terminal de embarque, y el sistema de distribución que transporta los productos refinados desde la refinería, hasta los mercados de consumo.

Un sistema troncal comprende la línea de conducción y sus accesorios, patio de tanques y facilidades de almacenaje, así como también, los medios de medición, la coordinación y control de las operaciones, sistemas de comunicaciones inherentes y muy principalmente, las estaciones de bombeo que distribuidas según diseño a lo largo de la línea, alojan el equipo dinámico que comunica al fluido la energía necesaria para transportarse por la tubería. El material universalmente empleado en la fabricación de tuberías para líneas de conducción de hidrocarburos es el acero. La composición de los cuatro componentes básicos varía de acuerdo a los siguientes límites:

- Carbón, 0.27% Máximo.
- Manganeso, 0.30 a 1.15% Máximo.
- Fósforo, 0.045 a 0.080%.
- Azufre, 0.06% Máximo.

Los tubos pueden ser con ó sin costura estando limitados éstos últimos a diámetros menores de 24".

En lo que a conexiones se refiere, el material varía de acuerdo con el rango de presiones a las cuales aquellas van a estar sometidas, así:

- Hierro fundido para presiones de hasta 150 lb/pg²
- Acero fundido para presiones de 150 a 2500 lb/pg²
- Acero forjado para presiones de 1000 a 6000 lb/pg²

Aunque las bombas reciprocantes de émbolo y las rotatorias de tornillo aún están en uso, las de aplicación universal en el transporte de petróleo crudo y sus derivados por tuberías, son las bombas centrífugas, éstas pueden ser de dos o más pasos, y sus materiales de construcción están de acuerdo con los líquidos que manejan. En las estaciones de bombeo, las bombas pueden estar accionadas por motores eléctricos a los que se acoplan directamente constituyendo un grupo muy compacto. El consumo de potencia está en función del incremento de eficiencia de la bomba, otro tipo de accionador es el motor diesel de combustión interna el cual, se puede acoplar directamente a bombas reciprocantes; pero se requiere de incrementadores de velocidad para accionar bombas centrífugas. Resulta muy ventajoso en los sistemas de transporte por tuberías, contar con motores de combustión interna que utilicen petróleo crudo como combustible, también se emplean ventajosamente las turbinas de combustión interna como equipo motriz en estaciones de bombeo, unidades con capacidades de 1500 a 2000 HP compiten satisfactoriamente con motores eléctricos y motores diesel. Las turbinas requieren de un reductor de velocidad, y en caso dado, utilizarán petróleo crudo como combustible.

**ANTECEDENTES HISTORICOS Y ASPECTOS ACTUALES EN EL DISEÑO,
CONSTRUCCION, ESTACIONES DE BOMBEO, OPERACION Y
MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE OLEODUCTOS**

2.3 DISEÑO DE OLEODUCTOS

En el diseño de un oleoducto, el problema como se presenta ordinariamente, especifica sólo una longitud dada de línea, las elevaciones inicial y final, y una capacidad diaria de petróleo habiendo especificado densidad y viscosidad. El ingeniero debe entonces seleccionar el tamaño de la tubería, la distancia entre las estaciones de bombeo, la presión inicial, y la temperatura inicial a la que debe calentarse en cada estación, para permitir que la línea opere a la capacidad deseada. Cuando sea necesario calentar el aceite, y cuando se use fuerza de vapor, la temperatura inicial supuesta, puede ser la más alta que se pueda lograr prácticamente con vapor de escape, en el tipo usual de calentador tubular. En algunos casos, la temperatura máxima que se emplee puede ser la temperatura máxima segura, teniendo en cuenta el punto de inflamación del aceite, y la tendencia de los constituyentes más ligeros del aceite a vaporizarse. La presión inicial más económica, es generalmente la máxima que puede obtenerse con el tipo de equipo de bombeo disponible, o la que resiste con seguridad la tubería comercial. Estos valores también los conocerá el ingeniero por anticipado, o pueden conseguirse con los fabricantes. Hablando en general, entonces, los únicos factores variables en el diseño de un oleoducto, para un conjunto de condiciones, será el diámetro de la tubería y la distancia entre estaciones de bombeo. El ingeniero debe balancear el costo de tubería de mayor diámetro, contra el costo de mayor número de estaciones de bombas, determinando, con una u otra de las fórmulas para calcular caídas de presión, el tamaño de tubería y la distancia entre estaciones de bombeo que den el costo de capital más bajo. El costo de operación de la línea después de terminada también es un factor importante. Por ejemplo, puede suceder que el ahorro en costos de operación, debido a la eliminación de una o más estaciones de bombeo, justifiquen el gasto de un capital mayor invertido en el suministro de una tubería de mayor tamaño, lo que haría posible la reducción del número de estaciones de bombeo.

2.4 TIPOS DE TUBERIA Y CARACTERISTICAS DE LAS JUNTAS USADAS EN LOS OLEODUCTOS

La "tubería de línea", una variedad de la cual, soldada a traslape, con conexiones roscadas, usando acoplamientos de diseño más grueso que los usados en la "tubería de norma" ordinaria, es la que se utilizó en la construcción de ductos tendidos en los inicios de la conducción de petróleo crudo por tuberías.

Actualmente de acuerdo con las normas del Instituto Americano del Petróleo, API, la tubería con juntas roscadas se suministra en tamaños que varían hasta 25.4 cm.(10") D.N., con una selección de varios pesos diferentes o espesores de pared en cada uno de los diversos tamaños. La tubería de extremos lisos destinada para soldarse, se obtiene en tamaños que varían de 0.32 (1/8") cm. a 162.6 cm. (64") DIAM. EXT., en muchos pesos diferentes y espesores de pared, vease la tabla 1. El material usado es acero o fierro forjado fabricado por los procesos Bessemer, de horno de hogar abierto, o eléctrico, para ajustarse a especificaciones definidas que gobiernan el contenido de reactivos químicos, y las propiedades físicas y las pruebas. La mayor parte del acero usado es de hogar abierto o eléctrico, y tiene que ser necesariamente para la fabricación de tubería de línea sin costura y soldada electricamente, que es casi la que se usa exclusivamente. Esta se tiene en varios grados de calidad de acuerdo con su resistencia última a la tensión y su punto de deformación permanente en el límite de cedencia como lo indica la Tabla 2. Las presiones seguras de trabajo, determinadas aplicando un factor de seguridad de 1.25 para las pruebas finales de presión, se deben observar cuidadosamente con especialidad en los tamaños grandes de tubería. Los fabricantes entregan tramos de 6 m. a menos que se especifique otra cosa. Las especificaciones API, requieren que los tramos no sean menores de 4.80 m, y que no más de 5% de los tramos menores sean de 5.40 m. Al comprar tubería de extremos lisos para líneas soldadas, sin embargo, la longitud especificada, con frecuencia es de 10 ó 12 m. con tolerancias apropiadas.

En los últimos años, los oleoductos más importantes se han construido sin conexiones roscadas, usándose tuberías de extremos lisos, y los tramos se han soldado por método eléctrico. Las uniones soldadas pueden hacerse tan fuertes como la tubería misma, y como no se debilita por el corte de las roscas, resulta de peso más ligero que cuando se usan juntas roscadas. Una soldadura de muy buena calidad, es una garantía en las líneas contra escurrimientos. La expansión y la contracción en líneas que transportaban aceite caliente, hacía necesario el uso de juntas de expansión en los tamaños más grandes de tubería, especialmente arriba de 25.4 cm. (10") DIAM, NOMINAL.

Tabla 1

T A M A Ñ O						P e s o		P r u e b a d e P r e s i ó n H i d r o s t á t i c a										
D i á m e t r o E x t e r i o r		E s p e s o r d e P a r e d						A P I 5 L										
N o m i n a l t a m a ñ o	i n	m m.	S c h . N o .	i n	m m.			A		B		X 4 2	X 4 6	X 5 2	X 5 6	X 6 0	X 6 5	X 7 0
						S t d .	A l t .	S t d .	A l t .									
						I b / f t	k g / m											
1	1.315	33.4	40 (STD)	0.133	3.4	1.68	2.52	700	700		
			80 (XS)	0.179	4.5	2.17	3.21	850	850		
			(XXS)	0.358	9.1	3.66	5.45	1000	1000		
1X	1.660	42.2	40 (STD)	0.140	3.6	2.27	3.43	1200	1300		
			80 (XS)	0.191	4.9	3.00	4.51	1800	1900			
			(XXS)	0.382	9.7	5.21	7.77	2200	2300			
1½	1.900	48.3	40 (STD)	0.145	3.7	2.72	4.07	1200	1300		
			80 (XS)	0.200	5.1	3.63	5.43	1800	1900			
			(XXS)	0.400	10.2	6.41	9.58	2200	2300			
2	2 3/8	60.3	0.083	2.1	2.03	3.01	1260	1470	1760	1930	2180	2350	2520	2730	2940
			0.109	2.8	2.64	3.97	2310	2530	2860	3000	3000	3000	3000
			0.125	3.2	3.00	4.51	2650	2910	3000	3000	3000	3000	3000
2½	2 7/8	73.0	0.083	2.1	2.47	3.67	1040	1210	1460	1590	1800	1940	2080	2250	2430
			0.109	2.8	3.22	4.85	1910	2090	2370	2550	2730	2960	3000
			0.125	3.2	3.67	5.51	2190	2400	2710	2920	3000	3000	3000
3	3 ½	88.9	0.083	2.1	3.03	4.50	850	1000	1200	1310	1480	1590	1710	1850	1990
			0.109	2.8	3.95	5.95	1570	1720	1940	2090	2240	2430	2620
			0.125	3.2	4.51	6.76	1290	1500	1800	1970	2230	2400	2570	2790	3000
3½	4	101.6	0.083	2.1	3.47	5.15	750	870	1050	1150	1290	1390	1490	1620	1740
			0.109	2.8	4.53	6.82	980	1140	1370	1500	1700	1830	1960	2130	2290
			0.125	3.2	5.17	7.76	1120	1310	1580	1730	1950	2100	2250	2440	2630

T A M A Ñ O				P e s o		P r u e b a d e P r e s i ó n H i d r o s t á t i c a												
D i á m e t r o E x t e r i o r		E s p e s o r d e P a r e d				A P I 5 L												
N o m i n a l t a m a ñ o	i n	m m.	S c h . N o .			i n	m m.	l b / f t	k g / m	A		B		X 4 2	X 4 6	X 5 2	X 5 6	X 6 0
				S t d .	A l t .					S t d .	A l t .							

4	4 1/2	114.3	0.083	2.1	3.92	5.81	660	770	930	1020	1150	1240	1330	1440	1590
			0.125	3.2	5.84	8.77	1000	1170	1400	1530	1730	1870	2000	2170	2330
			0.141	3.6	6.56	9.83	1130	1320	1580	1730	1960	2110	2260	2440	2630
5	5 9/16	141.3	0.083	2.1	4.86	7.21	540	630	750	820	930	1000	1040	1160	1250
			0.125	3.2	7.26	10.90	810	940	1130	1240	1400	1500	1630	1750	1890
			0.156	4.0	9.01	13.54	1010	1180	1410	1550	1750	1910	2020	2120	2360
6	6 5/8	168.3	0.083	2.11	5.80	8.64	450	560	530	660	790	860	980	1050	1130	1220	1320
			0.109	2.77	7.59	11.31	590	740	690	860	1040	1140	1280	1380	1480	1600	1730
			0.125	3.18	8.68	12.93	680	850	790	990	1190	1300	1470	1580	1700	1840	1980
8	8 5/8	219.1	0.125	3.18	11.35	16.91	520	650	610	760	910	1000	1130	1220	1300	1410	1520
			0.156	3.96	14.11	21.02	650	810	760	950	1140	1250	1410	1520	1630	1760	1900
			0.188	4.78	16.94	25.23	780	980	920	1140	1370	1500	1700	1830	1960	2130	2290
10	10 3/4	273.0	0.156	3.96	17.65	26.29	520	650	610	760	1040	1130	1280	1380	1480	1600	1730
			0.188	4.78	21.21	31.59	630	790	730	920	1250	1370	1550	1660	1780	1930	2080
			0.203	5.16	22.87	34.06	1350	1480	1670	1800	1930	2090	2250
12	12 3/4	323.8	0.172	4.37	23.11	34.42	490	610	570	710	960	1050	1190	1280	1380	1490	1610
			0.188	4.78	25.22	37.57	530	660	620	770	1050	1150	1300	1400	1500	1630	1750
			0.203	5.16	27.20	40.51	1140	1250	1410	1520	1620	1760	1890
14	14	355.6	0.188	4.78	27.73	41.30	480	600	560	700	960	1050	1190	1280	1370	1480	1600
			0.203	5.16	29.91	44.55	520	650	610	760
			0.210	5.33	30.93	46.07	1070	1170	1330	1430	1530	1660	1790

T A N A Ñ O				P e s o		P r u e b a d e P r e s i ó n H í d r o s t á t i c a												
D i á m e t r o E x t e r i o r		E s p e s o r d e P a r e d				A P I 5 L												
N o m i n a l t a m a ñ o	I n m m.	S c h . N o .	I n m m.			A		B		X 4 2	X 4 6	X 5 2	X 5 6	X 6 0	X 6 5	X 7 0		
				S t d .	A l t .	S t d .	A l t .											
16	16	406.4	0.188	4.78	31.75	47.29	420	530	490	620	840	920	1040	1120	1200	1300	1400
			0.203	5.16	34.25	51.02	400	570	530	670	910	990	1120	1210	1290	1400	1510
			0.219	5.56	36.91	54.98	490	620	570	720	980	1070	1210	1300	1400	1510	1630
18	18	457.2	0.188	4.78	35.76	53.26	380	470	440	550	750	820	920	990	1070	1150	1240
			0.219	5.56	41.59	61.95	440	550	510	640	870	950	1080	1160	1240	1340	1450
			10	0.250	6.35	47.39	70.59	500	620	580	730	990	1090	1230	1320	1420	1530	1650
20	20	508.0	0.219	5.56	46.27	68.92	390	490	460	570	830	910	1020	1100	1180	1280	1380
			10	0.250	6.35	52.73	78.54	450	560	520	660	940	1040	1170	1260	1350	1460	1580
			0.281	7.14	59.18	88.15	510	630	590	740	1060	1160	1320	1420	1520	1640	1770
22	22	558.8	10	0.219	5.56	50.94	75.88	360	450	420	520	750	820	930	1000	1080	1160	1250
			0.250	6.35	58.07	86.50	410	510	480	600	860	940	1060	1150	1230	1330	1430
			0.281	7.14	65.18	97.09	460	570	540	670	970	1060	1200	1290	1380	1490	1610
24	24	609.6	10	0.25	6.35	63.41	94.45	380	470	440	550	790	860	980	1050	1120	1220	1310
			0.28	7.14	71.18	106.02	420	530	490	610	890	970	1100	1180	1260	1370	1480
			0.31	7.92	78.93	117.57	470	580	550	680	980	1080	1220	1310	1400	1520	1640
26	26	660.4	0.250	6.35	68.75	102.40	350	430	400	500	730	800	900	970	1040	1120	1210
			0.281	7.14	77.18	114.96	390	490	450	570	820	890	1010	1020	1170	1260	1360
			10	0.312	7.92	85.60	127.50	430	540	500	610	990	1120	1210	1300	1400	1510	1730
28	28	711.2	0.250	6.35	74.09	110.36	320	400	370	470	680	740	840	900	960	1040	1230
			0.281	7.14	83.19	123.91	360	450	420	530	760	830	940	1010	1080	1170	1260
			0.312	7.92	92.26	137.42	400	500	470	580	840	920	1040	1120	1200	1300	1400

T A M A Ñ O				P e s o		P r u e b a d e P r e s i ó n H i d r o s t á t i c a												
D i á m e t r o E x t e r i o r		E s p e s o r d e P a r e d				A P I 5 L												
N o m i n a l t a m a ñ o	i n	m m.	S c h. N o.			i n	m m.	l b / f t	k g / m	A		B		X 4 2	X 4 6	X 5 2	X 5 6	X 6 0
				S t d.	A l t.					S t d.	A l t.							
30	30	762.0	0.250	6.35	79.43	118.31	300	370	350	440	630	690	780	840	900	980	1050
			0.281	7.14	89.19	132.85	340	420	390	490	710	780	880	940	1010	1110	1180
			10	0.312	7.92	98.93	147.36	370	470	440	550	790	860	970	1050	1120	1220	1310
32	32	812.8	0.250	6.35	84.77	126.26	280	350	330	410	590	650	730	790	840	910	980
			0.281	7.14	95.19	141.79	320	400	370	460	660	730	820	890	950	1030	1110
			10	0.312	7.92	105.59	157.28	350	440	410	510	740	810	910	980	1050	1140	1230
34	34	863.6	0.250	6.35	90.11	134.22	260	330	310	390	590	610	890	740	790	860	930
			0.281	7.14	101.19	150.72	300	370	350	430	620	680	770	830	890	970	1040
			0.312	7.92	112.25	167.20	330	410	390	480	690	760	860	920	990	1070	1160
36	36	914.4	0.250	6.35	95.45	142.17	250	310	290	360	520	580	650	700	750	810	880
			0.281	7.14	107.20	159.67	280	350	330	410	590	650	730	790	840	910	980
			10	0.312	7.92	118.52	177.13	310	390	360	450	660	720	810	870	940	1010	1090
38	38	965.2	0.312	7.92	125.58	187.05	300	370	340	430	620	680	770	830	890	960	1030
			0.344	8.74	138.35	206.07	330	410	380	480	680	750	850	910	980	1060	1140
			0.375	9.52	150.69	224.45	360	440	410	520	750	820	920	990	1070	1150	1240
40	40	1016.0	0.312	7.92	132.25	196.99	280	350	330	410	590	650	730	790	840	910	980
			0.344	8.74	145.69	217.01	310	390	360	450	650	710	800	870	930	1010	1080
			0.375	9.52	158.70	236.38	340	420	390	490	710	780	880	940	1010	1100	1180
42	42	1066.8	0.344	8.74	153.04	227.95	290	370	340	430	620	680	770	830	880	960	1030
			0.375	9.52	166.71	248.31	320	400	380	470	680	740	840	900	960	1040	1130
			0.406	10.31	180.35	268.63	350	430	410	510	730	800	900	970	1040	1130	1220

T A M A Ñ O				P e s o				P r u e b a d e P r e s i ó n H i d r o s t á t i c a									
D i á m e t r o E x t e r i o r		E s p e s o r d e P a r e d						A P I 5 L									
N o m i n a l t a m a ñ o	i n	m m.	S c h. N o.					i n	m m.	A		B		X 4 2	X 4 6	X 5 2	X 5 6
				S t d.	A l t.	S t d.	A l t.										
I b / f t	k g / m	S t d.	A l t.	S t d.	A l t.	S t d.	A l t.	S t d.	A l t.	S t d.	A l t.	S t d.	A l t.	S t d.	A l t.	S t d.	A l t.

44	44	1117.6	0.344	8.74	160.09	230.00	1130	350	330	410	590	650	730	790	840	910	990	
			0.375	9.52	174.72	260.25	1210	380	360	450	640	710	800	860	990	1000	1070	1070
			0.406	10.31	189.03	231.56	1330	420	390	480	700	760	850	930	1000	1080	1160	1160
46	46	1168.4	0.344	8.74	167.74	249.85	270	340	310	390	570	620	700	750	810	870	940	
			0.375	9.52	182.73	272.18	290	370	340	430	620	680	760	820	880	950	1030	
			0.406	10.31	197.70	294.47	320	400	370	460	670	730	830	890	950	1030	1110	
48	48	1219.2	0.344	8.74	175.08	260.78	260	320	300	380	540	590	670	720	770	840	900	
			0.375	9.52	190.74	284.11	280	350	330	410	590	650	730	790	840	910	980	
			0.406	10.31	206.37	307.39	300	380	360	440	640	700	790	850	910	990	1070	
52	52	1320.8	0.375	9.53	206.76	307.97	260	320	300	380	550	600	680	730	780	840	910	
			0.406	10.31	223.72	333.23	280	350	330	410	590	650	730	790	840	910	980	
			0.438	11.13	241.20	359.27	300	380	350	440	640	700	790	850	910	990	1060	
56	56	1422.4	0.375	9.53	222.78	331.83	240	300	280	350	510	550	630	670	720	780	840	
			0.406	10.31	241.08	359.06	260	330	300	380	550	600	680	730	780	850	910	
			0.438	11.13	259.91	387.14	280	350	330	410	590	650	730	790	840	920	990	
60	60	1524.0	0.375	9.53	238.80	355.69	230	280	260	330	470	520	590	630	680	730	790	
			0.406	10.31	258.40	384.89	240	300	280	360	510	560	630	680	730	790	850	
			0.438	11.13	278.62	415.90	260	330	310	380	550	600	680	740	790	850	920	
64	64	1625.6	0.375	9.53	254.82	379.55	210	260	250	310	440	490	550	590	630	690	740	
			0.406	10.31	275.75	410.78	230	290	270	330	480	530	590	640	690	740	800	
			0.438	11.13	297.33	442.87	250	310	290	360	520	570	640	690	740	800	860	

TABLA 1.1

ESPECIFICACION	SY RESISTENCIA MINIMA A LA	
SIN COSTURA	GRADO	CEDENCIA Psi (MPa)
API 5L	A25	25,000 (172)
API 5L; ASTM A53; ASTM A106	A	30,000 (207)
API 5L; ASTM A53; ASTM A106	B	35,000 (241)
ASTM A106	C	40,000 (278)
ASTM A524	I	35,000 (241)
ASTM A524	II	30,000 (207)
API 5LU	U80	80,000 (551)
API 5LU	U100	100,000 (689)
API 5LX	X42	42,000 (289)
API 5LX	X46	46,000 (317)
API 5LX	X52	52,000 (358)
API 5LX	X56	56,000 (386)
API 5LX	X60	60,000 (413)
API 5LX	X65	65,000 (448)
API 5LX	X70	70,000 (482)
SOLDADO A TOPE EN HORNO	GRADO	CEDENCIA Psi (MPa)
ASTM A53		25,000 (172)
API 5L Class A; Class II	A25	25,000 (172)
API 5L (Bessemer), ASTM A53 (Bessemer)		30,000 (207)
SOLDADO POR TRASLAPE EN HORNO	GRADO	CEDENCIA Psi (MPa)
API 5L Class I		25,000 (172)
API 5L Class II		28,000 (193)
API 5L (Bessemer)		30,000 (207)
API 5L ELECTRIC FURNACE		25,000 (172)
SOLDADO POR FUSION ELECTRICA	GRADO	CEDENCIA Psi (MPa)
ASTM A 134		
ASTM A 139	A	30,000 (207)
ASTM A 139	B	35,000 (241)
ASTM A 155		
ASTM A 155		

SOLDADO POR RESISTENCIA ELECTRICA
Y SOLDADO POR CENTELLEO

	GRADO	CEDECENCIA Psi (MPa)
AP1 5L	A25	25,000 (172)
AP1 5L, ASTM A53, ASTM A135	A	30,000 (207)
AP1 5L, AP1 5LS, ASTM A53, ASTM A135	A	30,000 (207)
AP1 5L, ASTM A53, ASTM A135	B	35,000 (241)
AP1 5L, 5LS, ASTM A53, ASTM A135	B	35,000 (241)
AP1 5LS, AP1 5LX	X42	42,000 (289)
AP1 5LS, AP1 5LX	X46	46,000 (317)
AP1 5LS, AP1 5LX	X52	52,000 (358)
AP1 5LS, AP1 5LX	X56	56,000 (386)
AP1 5LS, AP1 5LX	X60	60,000 (413)
AP1 5LS, AP1 5LX	X65	65,000 (448)
AP1 5LS, AP1 5LX	X70	70,000 (482)
AP1 5LU	U80	80,000 (551)
AP1 5LU	U100	100,000 (689)

SOLDADO POR ARCO SUMERGIDO

	GRADO	CEDECENCIA Psi (MPa)
AP1 5L, AP1 5LS	A	30,000 (207)
AP1 5L, AP1 5LS	B	35,000 (241)
AP1 5LS, AP1 5LX	X42	42,000 (289)
AP1 5LS, AP1 5LX	X46	46,000 (317)
AP1 5LS, AP1 5LX	X52	52,000 (358)
AP1 5LS, AP1 5LX	X56	56,000 (386)
AP1 5LS, AP1 5LX	X60	60,000 (413)
AP1 5LS, AP1 5LX	X65	65,000 (448)
AP1 5LS, AP1 5LX	X70	70,000 (482)
AP1 5LU	U80	80,000 (551)
AP1 5LU	U100	100,000 (689)
ASTM A 381	Y35	35,000 (241)
ASTM A 381	Y42	42,000 (290)
ASTM A 381	Y46	46,000 (317)
ASTM A 381	Y48	48,000 (331)
ASTM A 381	Y50	50,000 (345)
ASTM A 381	Y52	52,000 (358)
ASTM A 381	Y60	60,000 (413)
ASTM A 381	Y65	65,000 (448)

Tabla 2

REQUERIMIENTOS DE RESISTENCIA Y COMPOSICION QUIMICA (Especificaciones API)

		Resistencia a la tensión						Requerimientos químicos Análisis de cuchara %								
		Punto de Fluencia			Resistencia a la tensión última			Alargamiento	C ¹	Si	Mn ¹	P	S	Cb	V	Ti
APLICACION	GRADO	psi min	Mpa min	kg/mm ² min	psi min	Mpa min	kg/mm ² min	% min	max	max	max	max	max	min	min	min
	API 5L GRADO A	30,000	207	21.1	48,000	331	33.7		0.21	0.90	0.04	0.05				
	API 5L GRADO B	35,000	241	24.6	60,000	413	42.2		0.26	1.15	0.04	0.05				
	API 5LX GRADO X42 ⁷	42,000	289	29.5	60,000	413	42.2		0.28	1.25	0.04	0.05				
	API 5LX GRADO X46 ⁷	46,000	317	32.3	63,000	434	44.3		0.28	1.25	0.04	0.05				
	API 5LX GRADO X52 ⁷	52,000	358	36.6	(1) 66,000 (2) 72,000	(1) 455 (2) 496	46.4 50.6	e=625,000 A ^{0.2} U ^{1.9}	0.28	1.25	0.04	0.05				
	API 5LX GRADO X56 ¹	56,000	386	39.2	(1) 71,000 (2) 75,000	(1) 789 (2) 517	49.9 52.7		0.26	1.35	0.04	0.05	3	3	3	0.05 0.02 0.03
	API 5LX GRADO X60 **	60,000	413	42.2	(1) 75,000 (2) 78,000	(1) 517 (2) 537	52.7 54.8		0.26	1.35	0.04	0.05	3	3	3	0.05 0.02 0.03
	API 5XL GRADO X65 ⁴	65,000	448	45.7	(1) 77,000 (2) 80,000	(1) 531 (2) 551	54.1 56.2		0.27	1.40	0.04	0.05	5	5	5	0.05 0.02
	API 5LX GRADO X70	70,000	482	49.2	82,000	565	57.6		0.27	6	1.60	0.04	0.05			
	API 5LX GRADO X80	80,000	552	56.3	90,000	620	63.2		0.28	1.25	0.04	0.05				

T
U
B
E
D
U
C
I
O
N

*1 (1) Para tubería menor de 20" de diámetro de cualquier espesor de pared y para tubería de 20" y mayor y espesor mayor a 0.375".

(2) Para tubería de 20" y mayor con espesor menor a 0.375".

*2 La elongación mínima en 2" (50.80 mm) será determinada por la fórmula siguiente:

$$e = 625,000 \frac{A^{0.2}}{U^{0.9}}$$

Donde:

e - elongación mínima en 2" (50.80 mm) en por ciento redondeado al medio por ciento más cercano.

A - Sección transversal del espécimen de prueba a la tensión en pulgadas cuadradas, basadas en el diámetro exterior especificado o en el ancho nominal de la muestra y espesor de pared especificado, redondeado al más cercano 0.01 pulgada cuadrada 0.075 pulgadas cuadradas, el que resulte más pequeño.

U - Resistencia a la tensión especificada, psf.

1 En grados X-42 hasta X-65, por cada reducción del 0.01 por ciento bajo la especificación del máximo contenido de carbono, es permisible un incremento de 0.05 por ciento de manganeso hasta un máximo de 1.45 por ciento para los grados de X-52 y menores, y hasta un máximo de 1.60 por ciento para grados superiores a X-52.

* Otros análisis químicos pueden acordarse entre el comprador y el fabricante.

3 Los elementos columbio, Vanadio, titanio, y cualquier combinación de ellos, pueden ser usados a discreción del fabricante.

Para grados X-65 en diámetros de 16" y mayores, con espesores de pared 0.500" y menores, la composición química será la señalada entre el comprador y el fabricante. Para otros diámetros y espesores de pared, la composición química será la acordada entre el comprador y el fabricante.

5 El columbio y el vanadio o una combinación de ambos, puede ser usada a discreción del fabricante.

6 Por cada reducción de 0.01 por ciento bajo el máximo contenido del carbono especificado, es permisible un incremento del 0.05 por ciento de manganeso sobre el máximo especificado.

7 Los elementos columbio, vanadio, titanio y cualquier combinación de ellos, puede ser usados mediante acuerdo entre el fabricante y el comprador.

* El esfuerzo a la tensión mínima para grado X-60 para tubo soldado mediante resistencia eléctrica en todos los diámetros y espesores deberá ser 75,000 psi (517 MPa).

TABLA 2.1

Tubos de revestimiento (Casing)

Diámetro Pulg.	Rango de Espesor Pulg.	Rango Peso Nominal Lb/ft	Extremos
4 1/2	.205 - .337	95 - 151	Según Norma API
5	.220 - .500	115 - 241	"
5 1/2	.244 - .875	140 - 431	"
6 5/8	.268 - .475	200 - 320	"
7	.272 - .875	220 - 571	"
7 5/8	.300 - .750	240 - 553	"
7 3/4	.595	461	"
8 5/8	.264 - .557	240 - 490	"
9 5/8	.312 - .797	323 - 506	"
10 3/4	.279 - .797	327 - 553	"
11 3/4	.333 - .489	420 - 550	"
13 3/8	.330 - .514	480 - 720	"
16	.375 - .595	650 - 940	"
18 5/8	.435	875	"
20	.438 - .635	940 - 1330	"

Tubos de conducción (Line pipe)

Diámetro Pulg.	Rango de Espesor Pulg.	Rango Peso Nominal Lb/ft
2	.154 - .250	365 - 500
2 1/2	.165 - .276	540 - 750
3 1/2	.165 - .300	660 - 1020
4	.188 - .318	760 - 1250
4 1/2	.203 - .674	932 - 2750
5 9/16	.219 - .750	1250 - 3850
6 5/8	.255 - .875	1700 - 5370
8 5/8	.250 - 1.000	2230 - 8140
10 3/4	.250 - 1.250	2800 - 12680
12 3/4	.312 - 1.250	4140 - 15350
14	.312 - 1.250	4510 - 17000
15	.344 - 1.250	5750 - 18000
18	.375 - 1.250	7050 - 22360
20	.406 - 1.375	8490 - 27350

Tubos de producción (Tubing)

Diámetro Pulg.	Rango de Espesor Pulg.	Rango Peso Nominal Lb/ft	Extremos
2 3/8	.167 - .336	4.0 - 7.7	Según Norma API
2 7/8	.217 - .440	6.5 - 11.5	"
3 1/2	.216 - .530	7.7 - 17.0	"
4	.226 - .610	9.5 - 22.5	"
4 1/2	.271 - .630	12.1 - 26.5	"

Tubos de perforación (Drill pipe)

Diámetro Pulg.	Rango de Espesor Pulg.	Rango Peso Nominal Lb/ft	Extremos
2 3/8	.280	6.65	Según Norma API
2 7/8	.362	10.40	"
3 1/2	.254 - .440	9.50 - 15.50	"
4	.330	14.00	"
4 1/2	.271 - .430	13.75 - 20.00	"
5	.296 - .500	16.25 - 25.60	"
5 1/2	.361 - .415	21.90 - 24.70	"
6 5/8	.330	25.20	"

**Tubos grueso espesor para aplicaciones
mecánicas**

Diámetro Pulg.	Rango de Espesor Pulg.	Rango Peso Nominal Lb/ft
3 1/2	.281 - .600	9.66 - 18.50
4 1/2	.281 - .674	12.60 - 27.50
5 9/16	.312 - .750	17.50 - 38.50
6 5/8	.344 - .875	23.00 - 53.70
8 5/8	.344 - 1.000	30.40 - 81.40
10 3/4	.365 - 1.250	40.40 - 126.80
12	.375 - 1.250	49.50 - 153.50
14	.406 - 1.250	58.90 - 170.20
16	.406 - 1.250	67.60 - 196.50
18	.500 - 1.250	93.40 - 223.60
20	.500 - 1.375	104.10 - 407.10

Tubos estirados en frío

Producto	Rango de Diámetro mm	Rango de Espesor mm	Rango Peso Nominal Kg/m
LINE PIPE	1028-4626	1.72-5.08	.37 - 5.41
TUBERÍA PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR Y CALDERAS	1270-101.6	1.65-5.16	45-12.27
TUBERÍA PARA CODOS	1800-7363	2.00-5.74	75 - 96.4

TABLA 2.2

Propiedades mecánicas por tipo de tubo y grado de acero

Grado de Acero	Fluencia Lb/Pulg. ²		Resistencia Mínima Lb/Pulg. ²	Alargamiento
	Min.	Máx.		
Casing				
H 40	40,000	80,000	60,000	
J 55	55,000	80,000	75,000	
K 55	55,000	80,000	95,000	
N 80	80,000	110,000	100,000	
C 75	75,000	90,000	95,000	
L 80	80,000	95,000	95,000	
C 90	90,000	105,000	100,000	
C 95	95,000	110,000	105,000	
P 110	110,000	140,000	125,000	
V 150	150,000	180,000	160,000	
Q 125	125,000	150,000	135,000	
TAC 80	80,000	95,000	95,000	
TAC 85	85,000	100,000	100,000	
TAC 90	90,000	105,000	103,000	
TAC 95	95,000	110,000	105,000	
TAC 95	95,000	125,000	115,000	
TAC 110	110,000	140,000	130,000	
TAC 140	140,000	170,000	150,000	
<p>EL ALARGAMIENTO MINIMO SE CALCULA DE ACUERDO A LA FORMULA API:</p> <p>$e = 625000 A^{0.2} / U^{0.8}$</p> <p>DONDE:</p> <p>e = ALARGAMIENTO MINIMO EN 2", REDONDEADO AL 0.5" MAS CERCANO</p> <p>A = AREA TRANSVERSAL DE LA PROBETA EN Pulg.²</p> <p>U = RESISTENCIA MINIMA A LA TENSION EN Lb/Pulg.²</p>				
Tubing				
H 40	40,000	80,000	60,000	
J 55	55,000	80,000	75,000	
C 75	75,000	90,000	95,000	
N 80	80,000	110,000	100,000	
L 80	80,000	95,000	95,000	
C 90	90,000	105,000	100,000	
P 105	105,000	135,000	120,000	
Drill pipe				
E	75,000	105,000	100,000	
X 85	95,000	125,000	105,000	
G 105	105,000	135,000	115,000	
S 135	135,000	165,000	145,000	
Line pipe				
A	30,000	—	48,000	
B	35,000	—	50,000	
X 42	42,000	—	60,000	
X 46	46,000	—	63,000	
X 52	52,000	—	68,000	
X 56	56,000	—	71,000	
X 60	60,000	—	75,000	
X 65	65,000	—	77,000	
X 70	70,000	—	82,000	
X 80	80,000	—	90,000	

2.5 CONSTRUCCION DE OLEODUCTOS

Antes de iniciar la construcción de un oleoducto, se hará un reconocimiento cuidadoso de la ruta escogida. Este incluye la medición de distancias y elevaciones y la colocación de estacas que marquen la ruta que se va a seguir. Se dará atención especial a la topografía del trazo, la condición del suelo y los cruces de arroyos. También se tramitará antes de iniciar los trabajos de construcción, dando los pasos necesarios, la obtención de un derecho de vía para la línea y las escrituras de los terrenos que se requieran para estaciones de bombeo y patios de tanques.

Una consideración importante será la accesibilidad al seleccionar la ruta de un oleoducto. La entrega de tubería y equipo de construcción, los abastecimientos para los campamentos de obra, y la facilidad para las reparaciones posteriores y la inspección de la línea, requieren que la ruta permita el acceso a vehículos de ruedas. Por esta razón, las rutas para oleoductos con frecuencia se seleccionaban paralelas al derecho de vía del ferrocarril o de una carretera.

La primera consideración en construcción efectiva de la línea, será la distribución de la tubería a lo largo de la ruta seleccionada. La tubería entregada de las fábricas de acero en lotes de carro completo, se descargará en una estación de ferrocarril cercana, o en apartadero o vías de paso, y se cargará en camiones que se usan para "tender" la tubería a lo largo del derecho de vía, teniendo cuidado de descargar solamente el número adecuado de tramos por kilómetro, de manera que no haga falta ni sobre tubería cuando los tramos se acoplen uniéndolos entre sí.

Después de que el equipo de construcción se ha armado, y se han organizado en cuadrillas los trabajadores necesarios, empezarán el trabajo por un extremo de línea, o en algunos casos, se iniciará a la mitad trabajando con diferentes cuadrillas hacia los dos extremos. El trabajo de tender la tubería consiste de varias operaciones, cada una ejecutada por diferentes cuadrillas de trabajadores y con diferente equipo. Las operaciones principales incluyen (1) excavar la zanja, (2) soldar la tubería, (3) pintar o recubrir la tubería con una capa protectora, (4) bajar la tubería y "disponerla en la zanja y (5) rellenar la zanja.

2.6 DISTRIBUCION DEL EQUIPO EN LAS ESTACIONES DE BOMBEO EN LOS OLEODUCTOS

Las estaciones de bombeo colocadas a intervalos a lo largo de una línea troncal, es probable que se hayan apegado a normas en la selección y distribución del equipo, aunque las condiciones locales a veces obliguen a apartarse de esas normas. El diseño y colocación del equipo dependerá en gran parte del tipo de fuerza empleada. Los principales elementos, por supuesto, son las bombas de aceite y sus impulsores, agrupándose alrededor de estos elementos, el resto del equipo adicional en las posiciones más eficientes o adecuadas.

Las bombas usualmente se anclan a los cimientos de concreto y se cubren con un edificio a prueba de incendio, construido con estructura de acero y a veces, usando lámina de fierro corrugada para este objeto. Se debe dejar suficiente espacio libre encima del equipo para la operación de una grúa o elevador de cadena, que a veces se necesita para desarmar las unidades de bombeo cuando se requiere reparación o cambio de partes. Si se usa como antaño, fuerza de vapor, las calderas deberán estar en un edificio separado para reducir al mínimo el riesgo de incendio; o si se usan motores de combustión interna, deberán colocarse en edificio aparte, o por lo menos separados de las unidades de bombeo por una gruesa pared apartafuego de ladrillo o concreto. Si se usa energía eléctrica, el equipo transformador, interruptores de control, resistores o algún otro equipo eléctrico necesario, deberá cubrirse adecuadamente. Deberá proporcionarse un pequeño edificio separado para colocar los medidores y válvulas de control.

Cuando fueran necesarios, los calentadores de aceite se colocarían al aire libre, cerca del edificio en el que se han instalado las bombas. Estos son con frecuencia tanques cilíndricos horizontales del tipo de permutadores de calor, equipados con serpentinas de vapor. Se les puede calentar con vapor de escape de las máquinas de bombeo, o cuando no se usa fuerza de vapor, el aceite puede calentarse en serpentines de tubería colocados en un horno de fuego directo, usando gas natural o aceite como combustible. El aceite debe calentarse a temperatura de hasta 82.2°C., cuando se manejan aceites muy viscosos. Los aceites de baja viscosidad no necesitan calentarse.

Se requerirán generalmente, tanques de almacenamiento con objeto de hacerse cargo del aceite que llega, en caso de que sean necesarias reparaciones que exijan una breve interrupción del servicio de bombeo. Las estaciones más antiguas se han equipado con tanques capaces de almacenar hasta 100,000 barriles de aceite, pero las más modernas han requerido menos, a veces sólo 20,000 barriles.

Esos tanques deberían ser del tipo de techo flotante o de algún otro tipo hermético, para reducir a un mínimo las pérdidas por evaporación. Si se usa el aceite para generar vapor en calderas, o como una fuente de potencia en máquinas diesel, uno o dos pequeños tanques deben también proporcionarse para medir y almacenar el aceite usado para este objeto, que generalmente se toma del oleoducto o de los tanques de almacenamiento. El gas natural es algunas veces usado para calderas o combustible para máquinas, suministrado por un gasoducto troncal paralelo, en cuyo caso por supuesto, los tanques para combustible son innecesarios.

2.7 OPERACION DE OLEODUCTOS

La determinación de las condiciones de operación más eficientes requieren un estudio minucioso de todos los factores que intervienen, de manera que se mantenga un funcionamiento razonablemente uniforme en cada estación. Como la variación del tipo de aceite bombeado puede alterar seriamente las relaciones de viscosidad-temperatura, y por lo tanto, las presiones de bombeo y el volumen descargado, se hacen esfuerzos para que el aceite que lleva determinada línea se conserve lo más uniforme posible. En casos en que el campo al que sirve la línea produzca varios grados diferentes de aceite de distintos precios en el mercado, esto puede ser un asunto difícil si sólo hay un oleoducto. Generalmente, sin embargo, especialmente si los valores en el mercado no están afectados por diferencias en gravedad específica, será posible obtener uniformidad en el aceite manejado mezclándolo. De cualquier manera, será posible manejar los distintos grados en "corridas" de 100,000 barriles o más, de modo que las condiciones de operación no estén cambiando continuamente.

Debido a la irregularidad en las condiciones de flujo dentro de la tubería, es imposible mantener las "corridas" separadas sin un cierto grado de mezcla durante la transmisión. Esto sin embargo, en el caso de corridas de 100,000 barriles no deberá afectar más del 10% del aceite bombeado.

Como las pérdidas por radiación del aceite calentado serán normalmente mayores en invierno que en verano, la capacidad de la línea bajo un conjunto de condiciones de operación será mayor en la estación más caliente. Las variaciones de pérdidas por temperatura pueden contrarrestarse, sin embargo, variando la temperatura inicial o la presión de bombeo. Una presión inicial puede lograrse operando la unidad de bombeo a una velocidad más alta o poniendo en servicio unidades auxiliares de bombeo.

La operación continua de la línea sin interrupciones del servicio es un factor importante para asegurar una operación eficiente. La mayor carga se encuentra cuando se reanuda el bombeo en un oleoducto después de una interrupción del servicio. En esos casos, el aceite en reposo en la tubería ha tenido tiempo para enfriarse hasta que se aproxima a la temperatura predominante en la tierra. Al reanudar las operaciones, las bombas deben trabajar durante un tiempo contra la resistencia de un tapón de aceite viscoso, que reducirá grandemente la capacidad hasta que la línea está libre y ha adquirido la temperatura normal de operación. Bajo esas condiciones, una bomba auxiliar que se puede operar en serie con la unidad de bombeo principal, será de gran ayuda siempre que no se exceda la presión de diseño de la tubería.

Antes de parar una división de bombeo, algunos operadores de oleoductos bombeaban agua caliente dentro de la línea hasta que se ha sacado todo el aceite. Esta agua se puede mover fácilmente cuando se desean reanudar las operaciones, y entonces se introducía agua caliente a la línea hasta que se establecían las temperaturas normales de operación en la tubería, y las succiones de las bombas se cambiaban entonces de agua a aceite.

Cuando se manejaban crudos pesados viscosos era conveniente desde el punto de vista de eficiencia, operar la línea tanto como fuera posible a toda capacidad. Una velocidad de flujo de por lo menos 0.9 m/seg. resultaba conveniente en esos casos. Las presiones de operación y los consumos de fuerza, podrían efectivamente ser mayores a baja velocidad y capacidad que a su capacidad máxima, debido al mayor tiempo para radiación de calor en el primer caso. Los operadores experimentados moverían "corridas" de crudos pesados a través de las líneas a alta velocidad, aun cuando se tenía que forzar el equipo de bombeo para obtener la transmisión más rápida.

La mano de obra utilizada en una estación de bombeo típica en un oleoducto de 20.3 cm. manejando un máximo de 25,000 barriles de aceite por día, requería los servicios de ocho hombres que trabajaban turnos de ocho horas o "jornadas", un fogonero de calderas y un bombero en cada turno, y un sobrestante y medidor que laboraba sólo uno de los tres turnos.

Las estaciones de bombeo se diseñan por lo general totalmente para soportar la carga máxima impuesta por la transmisión del volumen máximo de aceite en las condiciones más desfavorables. Esas condiciones se presentaban durante el período de producción máxima fluyente del campo servido, especialmente durante la estación más fría del año cuando las pérdidas de temperatura por radiación del aceite en el oleoducto eran máximas. Más tarde cuando la producción del campo o los campos servidos declinaría, o durante las estaciones más calientes del año, los requerimientos de fuerza se reducirían materialmente.

Las bombas empleadas entonces, era reciprocantes de émbolo duplex de doble efecto, accionadas en aquella época por máquinas de vapor, más tarde por motores diesel y hasta por motores eléctricos de arranque compensado.

2.8 MANTENIMIENTO DE OLEODUCTOS

Después de algunos años de contacto con la tierra, algunas tuberías exhiben deterioro apreciable como resultado de la corrosión. Eventualmente, se presenta escurrimiento que requiere una atención inmediata; de otra manera se puede perder mucho aceite por filtración en la tierra. El escurrimiento puede ocurrir en cualquier punto en que la corrosión haya progresado suficientemente, pero es especialmente frecuente en los acoplamientos en las líneas más viejas, en las que se usaban juntas roscadas. El escurrimiento alrededor de un acoplamiento, puede detenerse calafateando los bordes del cople o soldándolo a la tubería; o una camisa seccionada que puede cubrir todo el acoplamiento y una corta sección del tubo a cada lado, se puede soldar sobre la fuga. Los escurrimientos de "piquetes" se reparaban hasta hace poco tiempo con puntos de soldadura o encajando un tapón de madera en el agujero, y colocando sobre él un empaque sostenido en su lugar por un "parche" metálico sujeto con una abrazadera atornillada a la tubería. Cuando la tubería está muy corroída, se ha colocado sobre la misma una "media suela", un procedimiento que consiste en soldar una sección de medio tubo de tamaño ligeramente más grande, en la parte inferior de la sección de tubería donde normalmente ha ocurrido la corrosión.

El trabajo de reparación de cualquier clase, por supuesto, necesita una excavación en el punto donde se va a efectuar, y tal vez el vaciado de aceite de la línea. En este último caso, la sección de la línea en que se va llevar a cabo el trabajo se aísla taponándola, y el aceite que contenía se corre a una presa de tierra excavada en un punto bajo, cerca del derecho de vía; o si se tiene una línea paralela, se puede bombear el aceite dentro de ella. Si se va a drenar una sección larga de la línea, el aceite que contiene puede forzarse hasta la siguiente estación delante de agua bombeada dentro de la tubería.

Protección contra la corrosión. Son tan serias las pérdidas que ocasiona la corrosión de los oleoductos que se han efectuado muchos estudios para determinar las causas de la corrosión y los posibles métodos de prevención. La corrosión de la tubería enterrada en el suelo, es considerada como un fenómeno electroquímico que resulta de una diferencia de potencial

eléctrico entre diferentes porciones de tubería, con material del terreno o agua subterránea en contacto con ella. Esto origina la migración de partículas eléctricamente cargadas de la superficie de la tubería al terreno que la rodea. En puntos en los que esas corrientes pasan de la tubería a la tierra, ocurre la corrosión. Se considera que son causas probables de la corrosión las diferencias del contenido de oxígeno del suelo, o la diferencia de naturaleza química del terreno, o de las aguas subterráneas que están en contacto con la tubería. Algunos suelos alcalinos son altamente corrosivos; o si un suelo tiene acidez alta o alto contenido de sales, es probable que sea corrosivo. La sola diferencia del carácter químico del suelo que está en contacto con la tubería en puntos cercanos, puede crear diferencias de potencial eléctrico. Las bacterias orgánicas que actúan sobre aguas subterráneas sulfatadas, pueden liberar compuestos sulfurosos que atacan el hierro y el acero. Estudios de suelos a lo largo del derecho de vía del oleoducto, generalmente descubrirán áreas en donde es probable que los agentes corrosivos estén activos, y se deben tomar precauciones especiales para proteger la tubería en esas áreas. El estudio de los suelos puede consistir de muestreo y análisis químico del material superficial y subsuperficial, y de las aguas subterráneas a intervalos a todo lo largo del derecho de vía. Pueden hacerse determinaciones del valor de concentración del ion hidrógeno (pH) en las muestras de terreno, o tomarse medidas de resistividad para determinar la conductividad eléctrica. Los terrenos que tienen alta resistividad es probable que sean menos corrosivos. Un estudio de drenaje, características de vegetación y topográficas en el derecho de vía, pueden también sugerir dónde es probable que la corrosión sea más activa.

La corrosión de los oleoductos puede reducirse a un mínimo aplicando capas de material protector alrededor de la tubería, o usando lo que se llama "protección catódica". Las capas protectoras que se han usado para este objeto incluyen sustancias bituminosas y resinas de varias clases, esmaltes vitreos, cemento portland o concreto y capas de sustancias resistentes a la corrosión, como el zinc y el cobre. Generalmente, se prefieren los materiales bituminosos por su costo más bajo y la facilidad para aplicarlos. Algunas clases de soluciones asfálticas pueden aplicarse como una pintura, y el chapopote o los esmaltes bituminosos pueden aplicarse en condiciones en las que están calientes y fundidos, formando una gruesa capa cuando enfrían. Esas capas por lo general se protegen a su vez aplicando un forro de papel de fieltro, fieltro de asbesto, trapo o lona, tal vez saturados con una grasa espesa que contenga un producto químico para evitar que se pudra la tela por la acción bacteriana. El revestimiento de las tuberías puede aplicarse en los establecimientos manufactureros, o en plantas de campo situadas convenientemente cerca del lugar en que se va a usar, o después de que la tubería está soldada poco antes de bajarse a la zanja. La mayoría de los revestimientos se dañan fácilmente y pueden

fallar en el desempeño de su función. Por esta razón la mayor parte de los ingenieros prefieren aplicar la capa protectora en el campo, o en plantas establecidas temporalmente cerca del punto de uso. Se puede hacer un trabajo menos costoso y más satisfactorio en plantas móviles de revestimiento establecidas en el campo que sobre la zanja, y si se tiene suficiente cuidado al manejar la tubería protegida, resultarán pocos daños al transportarla hasta el punto en que se use. La tubería revestida deberá manejarse con eslingas de lona o de tela ahulada; el fondo de la zanja deberá "acojinarse" con tierra o arcilla, y rellenarse la zanja cuidadosamente para evitar los "raspones" de las piedras.

La protección catódica de los oleoductos se basa en el principio de que si el potencial eléctrico de la tubería, se mantiene en valor más bajo que el del terreno que la rodea, no puede fluir una corriente eléctrica de la tubería y consecuentemente no puede ocurrir la corrosión electroquímica. Esto se logra convirtiendo la tubería en la terminal negativa de un circuito eléctrico, siendo la terminal positiva una "cama subterránea" o sistema de tubos enterrados cerca, y se hace fluir corriente directa del ánodo a través del terreno intermedio hasta el oleoducto que se va a proteger. Un potencial negativo de sólo 0.85 volts., que se mantenga en la tubería, es suficiente. La fuente de la corriente puede ser una unidad rectificadora conectada con una línea de energía de corriente alterna en la vecindad, o un pequeño generador operado por un motor, una máquina de combustión interna o un molino de viento. Los generadores de molino de viento (o turbina de aire) pueden operar satisfactoriamente con velocidades de viento tan bajas como 15 km/h, y en las localidades donde el viento sopla a estas velocidades o más altas la mayor parte del tiempo, se tiene bastante protección. Los generadores usados para este objeto se parecen mucho a los que se usan en los automoviles y se tienen en dos tamaños, uno que desarrolla 80 amp. a 20 volts., y el otro de 12 amp. a 40 volts. Se coloca a intervalos de 1.6 km más o menos a lo largo del oleoducto, dependiendo de las condiciones del suelo y del grado de protección proporcionada por los revestimientos resistentes a la corrosión, que generalmente también se aplican a la tubería. En algunos casos, es posible proteger un kilómetro y medio de tubería de gran diámetro revestida con sólo 50 watts. Todos los autores están de acuerdo en que es posible una protección bastante segura contra la corrosión de la tubería, a un costo razonable, con la combinación de un revestimiento protector adecuado y la protección catódica, y algunos sugieren que la sola protección catódica es suficiente. Sin embargo, el requerimiento mucho mayor de energía cuando la tubería está desnuda, puede hacer que el método sea antieconómico, a menos que la corriente pueda comprarse o generarse a bajo costo.

BREVE ESTUDIO DE UN POLIDUCTO

DICHO POLIDUCTO DE DIAMETRO DE 12" TRANSPORTA 75000 BPD DE GASOLINA DE LA ESTACION "A" AL TANQUE DE ALMACENAMIENTO "J".

PARAMETROS CONSTANTES DE CONTROL

- VOLUMEN TOTAL INICIAL 75000 BPD
- VOLUMEN TOTAL EXTRAIDO
- ESTACION D 3000 BPD
- ESTACION G 2000 BPD
- ESTACION H 20000 BPD
- VOLUMEN TOTAL ENTREGADO
- EN EL TANQUE DE ALMACENAMIENTO "J" 50000 BPD
- PRESION MAXIMA DE OPERACION 80 Km/Cm²
- GRAVEDAD ESPECIFICA 0.72
- VISCOSIDAD 0.822 CS
- DIAMETRO DEL DUCTO 12.25 PULG
- PRESION DE SUCCION EN BOMBA 6 Kg/Cm²
- EFICIENCIA DE BOMBA 75 % (ISO)

EL ESTUDIO INCLUYE EL PLANO DEL PERFIL DE LA LINEA Y EL EQUIPO DINAMICO. DICHO POLIDUCTO DE DIAMETRO DE 12 pg. TRANSPORTA 75,000 BPD DE GASOLINA DE LA ESTACION "A", AL TANQUE DE ALMACENAMIENTO "J".

CALCULOS HIDRAULICOS

LA PERDIDA POR FRICCION EN LA TUBERIA SE CALCULA DE LA FORMULA DE T.R. AUDI DEL "PIPELINE HYDRAULICS MANUAL" DE LA PHILLIPS PETROLEUM COMPANY.

$$P = \frac{0.0001773 \quad Q^{1.8116} \quad GL \quad Y^{0.1884}}{D^{4.8188} \quad E.F. \quad 1.8116}$$

P -> CAIDA DE PRESION [Kg/Cm² Km]

Q -> GASTO [BLS/DIA]

GL -> GRAVEDAD ESPECIFICA DEL LIQUIDO [ADIMENSIONAL]

Y -> VISCOSIDAD CINEMATICA [CKS]

D -> DIAMETRO INTERIOR DE LA TUBERIA [PG]

EF -> EFICIENCIA DE LA TUBERIA [%]

NOMENCLATURA

L = LONGITUD DE TUBERIA [Km]

HE = CARGA ESTATICA [m]

HD = CARGA DE DESCARGA [m]

Z = ALTURA O ELEVACION DE LA ESTACION [m]

P = CAIDA DE PRESION POR FRICCION [Kg/Cm² Km]
EN 1 Km. DE TUBERIA.

Pf = CAIDA TOTAL DE PRESION POR FRICCION [Kg/Cm²]

Q = GASTO O VOLUMEN DE HIDROCARBUROS [BL/DIA]

Y = VISCOSIDAD CINEMATICA [CKS]

GL = GRAVEDAD ESPECIFICA DEL LIQUIDO [ADIMENSIONAL]

EF = EFICIENCIA DE LA TUBERIA [%]

PD = PRESION DE DESCARGA DE LA ESTACION [Kg/Cm²]

POLIDUCTO

ESTACION "A" TANQUE DE ALMACENAMIENTO "J".

TRAMO ESTACION " A " - ESTACION " B "

L (AB) = 76.74 Km.

D = 12.25 Pg.

ZA = 22 m.

ZM = 188 m.

ZB = 54 m.

Q = 75000 BL/DIA

Y = 0.822 CKS

GL = 0.72

EF = 1.00

LA PERDIDA DE PRESION POR FIRCCION SE CALCULA DE LA SIGUIENTE EXPRESION.

$$P = \frac{0.0001773 \times Q^{1.8116} \times GL \times Y^{0.1884}}{4.8188 \times D \times E.F. \times 1.8116}$$

$$P = \frac{0.0001773 \times 75000^{1.8116} \times 0.72 \times 0.822^{0.1884}}{12.25 \times 1.00 \times 1.8116}$$

$$P = 0.4765 \text{ Kg/Cm}^2/\text{Km}$$

$$Pf = P \times L$$

$$Pf = 0.4765 \times 76.74$$

$$Pf = 36.57 \text{ Kg/Cm}^2$$

LAS PERDIDAS POR ALTURA SE PUEDEN CALCULAR

$$PA = \frac{ZM - ZA}{10} \times GL$$

$$PA = \frac{188 - 22}{10} \times 0.72$$

$$PA = 11.95 \text{ Kg/Cm}^2$$

$$PB = \frac{ZM - ZB}{10} \times GL$$

$$PB = \frac{188 - 54}{10} \times 0.72$$

$$PB = 9.64 \text{ Kg/Cm}^2$$

LA PRESION DE DESCARGA DE LA ESTACION " A " SE CALCULA

$$PDA = Pf + PA - PB + PSB$$

$$PDA = 36.57 + 11.95 - 9.64 + 6$$

$$PDA = 44.88 \text{ Kg/Cm}^2$$

TRAMO ESTACION " B " - ESTACION " C "

$$Q = 75000 \text{ BL/DIA.}$$

$$Y = 0.822 \text{ CKS.}$$

$$GL = 0.72$$

$$E.F. = 1.00$$

$$D = 12.25 \text{ Pg.}$$

$$L (BC) = 64.96 \text{ Km.}$$

$$ZB = 54 \text{ m.}$$

$$ZC = 14.5 \text{ m.}$$

LA PERDIDA DE PRESION POR FRICCION SE CALCULA DE LA SIGUIENTE EXPRESION.

$$P = \frac{0.0001773 \times Q^{1.8116} \times GL \times Y^{0.1884}}{4.8188 \times D \times E.F. \times 1.8116}$$

$$P = \frac{0.0001773 \times 75000^{1.8116} \times 0.72 \times 0.822^{0.1884}}{4.8188 \times 12.25 \times 1.00 \times 1.8116}$$

$$P = 0.4765 \text{ Kg/Cm}^2/\text{Km}$$

$$P_f = P \times L$$

$$P_f = 0.4765 \times 64.96$$

$$P_f = 30.95 \text{ Kg/Cm}^2$$

LAS PERDIDAS POR ALTURA SE PUEDEN CALCULAR

$$P_C = \frac{Z_B - Z_C}{10} \times GL$$

$$P_C = \frac{54 - 14.5}{10} \times 0.72$$

$$P_C = 2.84 \text{ Kg/Cm}^2$$

LA PRESION DE DESCARGA DE LA ESTACION " B " SE CALCULA

$$PDB = P_f - PC + PSC$$

$$PDB = 30.95 - 2.84 + 6$$

$$PDB = 34.11 \text{ Kg/Cm}^2$$

TRAMO ESTACION " C " - ESTACION " D "

$$Q = 75000 \text{ BL/DIA}$$

$$LCD = 66.50 \text{ Km.}$$

$$ZC = 14.5 \text{ m.}$$

$$ZD = 47 \text{ m.}$$

$$Y = 0.822 \text{ CKS.}$$

$$GL = 0.72$$

$$E.F. = 1.00$$

$$D = 12.25 \text{ Pg.}$$

LA PERDIDA DE PRESION POR FRICCION SE CALCULA DE LA SIGUIENTE EXPRESION

$$P = \frac{0.0001773 \times Q \times GL \times Y}{D \times E.F.}$$

1.8116 0.1884

4.8188 1.8116

$$P = \frac{0.0001773 \times 75000 \times 0.72 \times 0.822}{12.25 \times 1.00}$$

1.8116 0.1884

4.8188 1.8116

$$P = 0.4765 \text{ Kg/Cm}^2/\text{Km}$$

$$P_f = P \times L$$

$$P_f = 0.4765 \times 66.50$$

$$P_f = 31.69 \text{ Kg/Cm}^2$$

LAS PERDIDAS POR ALTURA SE PUEDEN CALCULAR

$$P_C = \frac{Z_D - Z_C}{10} \times GL$$

$$P_C = \frac{47 - 14.5}{10} \times 0.72$$

$$P_A = 2.34 \text{ Kg/Cm}^2$$

LA PRESION DE DESCARGA DE LA ESTACION " C " SE CALCULA

$$P_{DC} = P_f + P_C + P_{SD}$$

$$P_{DC} = 31.69 + 2.34 + 6$$

$$P_{DC} = 40.03 \text{ Kg/Cm}^2$$

TRAMO ESTACION " D " - ESTACION " E "

$$Q = 72000 \text{ BL/DIA}$$

$$LDE = 44.70 \text{ Km.}$$

$$ZD = 47 \text{ m.}$$

$$ZE = 235 \text{ m.}$$

$$Y = 0.822$$

$$GL = 0.72$$

$$E.F. = 1.00$$

$$D = 12.25 \text{ Pg.}$$

LA PERDIDA DE PRESION POR FRICCION SE CALCULA DE LA SIGUIENTE EXPRESION

$$P = \frac{0.0001773 \times Q \times \overset{1.8116}{GL} \times \overset{0.1884}{Y}}{4.8188 \times D \times E.F.}$$

$$P = \frac{0.0001773 \times 72000 \times \overset{1.8116}{0.72} \times \overset{0.1884}{0.822}}{12.25 \times 1}$$

$$P = 0.4426$$

$$P = 0.4426 \text{ Kg/Cm}^2/\text{Km.}$$

$$P_f = 0.4426 \times 44.70$$

$$P_f = 19.784 \text{ Kg/Cm}^2$$

LAS PERDIDAS POR ALTURA SE PUEDEN CALCULAR

$$PD = \frac{ZE - ZD}{10} \times 0.72$$

$$PD = \frac{235 - 47}{10} \times 0.72$$

$$PD = 13.53 \text{ Kg/Cm}^2$$

LA PRESION DE DESCARGA DE LA ESTACION " D " SE CALCULA

$$PDD = P_f + P_D + P_{SE}$$

$$PDD = 19.76 + 13.53 + 6$$

$$PDD = 39.31 \text{ Kg/Cm}^2$$

TRAMO ESTACION " E " - ESTACION " F "

$$Q = 72000 \text{ BL/DIA}$$

$$LEF = 39.50 \text{ Km.}$$

$$ZF = 790 \text{ m.}$$

$$ZE = 235 \text{ m.}$$

$$Y = 0.822$$

$$GL = 0.72$$

$$E.F. = 1.00$$

$$D = 12.25 \text{ Pg}$$

LA PERDIDA DE PRESION POR FRICCION SE CALCULA DE LA SIGUIENTE EXPRESION

$$P = \frac{0.0001773 \times Q \times GL \times Y}{D \times E.F.}$$

1.8116 0.1884
4.8188 1.8116

$$P = \frac{0.0001773 \times 72000 \times 0.72 \times 0.822}{12.25 \times 1.00}$$

1.8116 0.1884
4.8188 1.8116

$$P = 0.4765 \text{ Kg/Cm}^2/\text{Km}$$

$$P_f = P \times L$$

$$P_f = 0.4426 \times 39.50$$

$$P_f = 17.48$$

LAS PERDIDAS POR ALTURA SE PUEDEN CALCULAR

$$PE = \frac{ZF - ZE}{10} \times GL$$

$$PE = \frac{790 - 235}{10} \times 0.72$$

$$PE = 39.96 \text{ Kg/Cm}^2$$

LA PRESION DE DESCARGA DE LA ESTACION " E " SE CALCULA

$$PDE = P_f + PE + PSE$$

$$PDE = 17.48 + 39.96 + 6$$

$$PDE = 63.44 \text{ Kg/Cm}^2$$

TRAMO ESTACION " F " ESTACION " G "

$$Q = 72000 \text{ BL/DIA}$$

$$LFG = 27.50 \text{ Km.}$$

$$ZF = 790 \text{ m.}$$

$$ZG = 1374 \text{ m.}$$

$$D = 12.25 \text{ Pg.}$$

$$Y = 0.822 \text{ CKS}$$

$$GL = 0.72$$

$$E.F. = 1.00$$

LA PERDIDA DE PRESION POR FRICCION SE CALCULA DE LA SIGUIENTE EXPRESION

$$P = \frac{0.0001773 \times Q \times GL \times Y}{4.8188 \times D \times E.F.}$$

1.8116
0.1884

$$P = \frac{0.0001773 \times 75000 \times 0.72 \times 0.822}{12.25 \times 0.80}$$

1.8116
0.1884

$$P = 0.4426 \text{ Kg/Cm}^2/\text{Km}$$

$$P_f = P \times L$$

$$P_f = 0.4426 \times 27.50$$

$$P_f = 12.17 \text{ Kg/Cm}^2$$

LAS PERDIDAS POR ALTURA SE PUEDEN CALCULAR

$$PF = \frac{ZG - ZF}{10} \times 0.72$$

$$PF = \frac{1374 - 790}{10} \times 0.72$$

$$PF = 42.04 \text{ Kg/Cm}^2$$

LA PRESION DE DESCARGA DE LA ESTACION " F " SE CALCULA

$$PDF = Pf + PF + PSB$$

$$PDF = 12.17 + 42.04 + 6$$

$$PDF = 60.21 \text{ Kg/Cm}^2$$

TRAMO ESTACION " G " - ESTACION " H "

$$Q = 70000 \text{ BL/DIA}$$

$$LGH = 7.42 \text{ Km.}$$

$$ZG = 1374 \text{ m.}$$

$$ZH = 1830 \text{ m.}$$

$$D = 12.25 \text{ Pg.}$$

$$Y = 0.822 \text{ CKS}$$

$$GL = 0.72$$

$$E.F. = 1.00$$

LA PERDIDA DE PRESION POR FRICCION SE CALCULA DE LA SIGUIENTE EXPRESION

$$P = \frac{0.0001773 \times Q^{1.8116} \times GL^{0.1884} \times Y}{D^{4.8188} \times E.F. \times 1.8116}$$

$$P = \frac{0.0001773 \times 70000^{1.8116} \times 0.72^{0.1884} \times 0.822}{12.25^{4.8188} \times 1.00 \times 1.8116}$$

$$P = 0.4206 \text{ Kg/Cm}^2/\text{Km}$$

$$P_f = P \times L$$

$$P_f = 0.4206 \times 7.42$$

$$P_f = 3.120 \text{ Kg/Cm}^2$$

LAS PERDIDAS POR ALTURA SE PUEDEN CALCULAR

$$PG = \frac{ZH - ZG}{10} \times GL$$

$$PG = \frac{1830 - 1374}{10} \times 0.72$$

$$PG = 32.83 \text{ Km/Cm}^2$$

LA PRESION DE DESCARGA DE LA ESTACION " G " SE CALCULA

$$PDG = P_f + PG + PSH$$

$$PDG = 3.120 + 32.83 + 6$$

$$PDG = 41.95 \text{ Kg/Cm}^2$$

TRAMO ESTACION " H " ESTACION " I "

$$Q = 50000 \text{ BL/DIA}$$

$$LHI = 138.38 \text{ Km.}$$

$$ZH = 1830 \text{ m.}$$

$$ZI = 2250 \text{ m.}$$

$$ZN = 2670 \text{ m.}$$

$$D = 12.25 \text{ Pg.}$$

$$Y = 0.822 \text{ CKS}$$

$$GL = 0.72$$

$$E.F. = 1.00$$

LA PERDIDA DE PRESION POR FRICCION SE CALCULA DE LA SIGUIENTE EXPRESION

$$P = \frac{0.0001773 \times Q \times GL \times Y}{D \times E.F.}$$

1.8116
0.1684

$$P = \frac{0.0001773 \times 50000 \times 0.72 \times 0.822}{12.25 \times 1.00}$$

1.8116
0.1684

$$P = 0.2286 \text{ Kg/Cm}^2 / \text{Km}$$

$$P_f = P \times L$$

$$P_f = 0.2286 \times 138.38$$

$$P_f = 31.63 \text{ Kg/Cm}^2$$

LAS PERDIDAS POR ALTURA SE PUEDEN CALCULAR

$$P_I = \frac{Z_N - Z_I}{10} \times GL$$

$$P_I = \frac{2670 - 2250}{10} \times 0.72$$

$$P_I = 30.24 \text{ Kg/Cm}^2$$

$$P_H = \frac{Z_N - Z_H}{10} \times GL$$

$$P_H = \frac{2670 - 1830}{10} \times 0.72$$

$$P_H = 60.48 \text{ Kg/Cm}^2$$

LA PRESION DE DESCARGA DE LA ESTACION " H " SE CALCULA

$$PDH = Pf - PI + PH + PSI$$

$$PDH = 31.63 - 30.24 + 60.48 + 6$$

$$PDH = 67.87 \text{ Kg/Cm}^2$$

TRAMO ESTACION " I " TANQUE DE ALMACENAMIENTO " J "

$$Q = 50000 \text{ BL/DIA}$$

$$LIJ = 117.61 \text{ Km.}$$

$$ZJ = 2243 \text{ m.}$$

$$ZK = 2920 \text{ m.}$$

$$D = 12.25 \text{ Pg.}$$

$$Y = 0.822 \text{ CKS.}$$

$$GL = 0.72$$

$$E.F. = 1.00$$

LA PERDIDA DE PRESION POR FRICCIÓN SE CALCULA DE LA SIGUIENTE EXPRESION

$$P = \frac{0.0001773 \times Q \times GL \times Y}{D \times E.F.}$$

1.8116 0.1884
4.8188 1.8116

$$P = \frac{0.0001773 \times 50000 \times 0.72 \times Y}{12.25 \times 1.00}$$

1.8116 0.1884
4.8188 1.8116

$$P = 0.2286 \text{ Kg/Cm}^2 / \text{Km.}$$

RESOLVIENDO DESDE LA ESTACION " I " HASTA LA CUMBRE " K "
<PUNTO ALTO>

$$LIK = 53.893$$

$$Pf = P \times L$$

$$Pf = 0.2286 \times 53.893$$

$$Pf = 12.319 \text{ Kg/Cm}^2$$

PRESION ESTATICA DESDE " N " SOBRE " J "

$$PI = \frac{(ZK - ZI)}{10} \times GL$$

$$PI = \frac{(2920 - 2250)}{10} \times 0.72$$

$$PI = 48.24 \text{ Kg/Cm}^2$$

CONSIDERANDO UNA PRESION POSITIVA DE 6 Kg/Cm² EN LA CUMBRE " K "
PRESION DE DESCARGA EN LA ESTACION " I "

$$PDI = Pf + PI + PK$$

$$PDI = 12.319 + 48.24 + 6$$

$$PDI = 66.55 \text{ Kg/Cm}^2$$

CAIDA DE PRESION POR FRICCION DESDE " K " HASTA " J "

$$LKJ = 63.725 \text{ Km.}$$

$$Pf = P \times L$$

$$Pf = 0.2286 \times 63.725$$

$$Pf = 14.56 \text{ Kg/Cm}^2$$

PRESION ESTATICA DE " K " SOBRE " J "

$$PJ = \frac{(ZK - ZJ)}{10} \times GL$$

$$PJ = \frac{(2920 - 2243)}{10} \times 0.72$$

$$PJ = 48.74 \text{ Kg/Cm}^2$$

PRESION DE RECIBO EN EL TANQUE " J "

$$PSJ = PJ + Pf$$

$$PSJ = 48.74 - 14.56 = 34.18 \text{ Kg/Cm}^2$$

LO CUAL SE PODRA HACER INSTALANDO UNA ESTACION REDUCTORA EN ALGUN PUNTO ANTERIOR A " J "

SE CONSIDERA CONVENIENTE UN LUGAR QUE SE ENCUENTRA A 2247m SNM EN EL CADENAMIENTO 780 + 425

ESTE LUGAR SE DENOMINA " R " DE MODO QUE LA CAIDA DE PRESION POR FRICCIÓN DESDE " K " HASTA " R "

$$Pf = 0.2286 \times (780.425 - 747.700)$$

$$Pf = 7.48 \text{ Kg/Cm}^2$$

PRESION ESTATICA DESDE " K " HASTA " R "

$$PR = \frac{(ZK - ZR)}{10} \times GL$$

$$PR = \frac{2920 - 2247}{10} \times 0.72$$

$$PR = 48.45 \text{ Kg/Cm}^2$$

PRESION RESULTANTE EN " R " ANTES DE LA REDUCTORA

$$PSR = PK + PR - Pf$$

$$PSR = 6 + 48.45 - 7.48$$

$$PSR = 46.97 \text{ Kg/Cm}^2$$

CONSIDERANDO UNA PRESION DE LLEGADA AL TANQUE " J " DE 1.5 Kg/Cm²
LA PRESION DE SALIDA DE LA REDUCTORA SERA LA CAIDA DE PRESION POR
FRICCION DESDE " R " HASTA " J "

$$Pf = P \times L$$

$$Pf = 0.2286 (811.425 - 780.425)$$

$$Pf = 7.08 \text{ Kg/Cm}^2$$

LA PRESION DE SALIDA SERA

$$PDR = Pf + PSJ$$

$$PDR = 7.08 + 1.5 = 8.58 \text{ Kg/Cm}^2$$

LA REDUCCION DE PRESION DADA POR LA VALVULA SERA

$$\Delta P = PSR - PDR$$

$$\Delta P = 46.97 - 8.58$$

$$\Delta P = 38.39 \text{ Kg/Cm}^2$$

CALCULO DE LA POTENCIA

$$BHP = \frac{\text{GPM} \cdot \text{PSI}}{1715}$$

$$\text{BL/DIA} \times 0.0292 = \text{GPM}$$

$$\text{PSI} \rightarrow \text{PRESION DE [LB/Pg}^2 \text{]}$$

$$\text{Kg/Cm}^2 \times 14.22 = \text{LB/Pg}^2$$

ESTACION " A "

$$\text{BHP} = \frac{2190 \times 637.296}{1715} = 813.806 \text{ HP}$$

ESTACION " B "

$$\text{BHP} = \frac{2190 \times 484.362}{1715} = 618.514 \text{ HP}$$

ESTACION " C "

$$\text{BHP} = \frac{2190 \times 568.426}{1715} = 725.861 \text{ HP}$$

ESTACION " D "

$$\text{BHP} = \frac{2131 \times 558.202}{1715} = 693.602 \text{ HP}$$

ESTACION " E "

$$\text{BHP} = \frac{2131 \times 900.848}{1715} = 1119.362 \text{ HP}$$

ESTACION " F "

$$\text{BHP} = \frac{2131 \times 854.982}{1715} = 1062.371 \text{ HP}$$

$$Q = 72000 \text{ BPD} = 2102 \text{ GPM}$$

ESTACION " G "

$$\text{BHP} = \frac{\text{GPM} \cdot \text{PSI}}{1715}$$

$$\text{BHP} = \frac{2044 \times 595.690}{1715} = 709.965 \text{ HP}$$

ESTACION " H "

$$\text{BHP} = \frac{1460 \times 963.754}{1715} = 820.455 \text{ HP}$$

ESTACION " I "

$$\text{BHP} = \frac{1460 \times 945.000}{1715} = 804.489 \text{ HP}$$

EQUIPO DE BOMBEO EN OPERACION

LOCALIZACION

<u>ESTACION</u>	<u>No. EQUIPOS</u>	<u>MOTOBOMBAS</u>	<u>TURBO BOMBAS</u>
A	2		2
B	2		2
C	3	3	
D	2		2
E	3	3	
F	3	3	
G	3	3	
H	2		2
I	3	3	
TOTAL	23	15	8

DESCRIPCION DEL EQUIPO

MOTOBOMBAS

MOTOR DE COMBUSTION INT.				TURBOCARGADOR	INCREMENTADOR DE VELOCIDAD				
POTENCIA No.									
MARCA	MODELO	(BHP)	CICLO	MARCA	R.P.M.	MARCA	MODELO	TIPO	R.P.M.
INGERSOLL RAND	PSYG-10	680	10	ELLIOT	530	FALK	L-10	225x13.5	4000

B O M B A

MARCA	MODELO	PASOS	CAP. (G.P.M.)	CARGA (MTS.)
B. JACKSON	4x6x100 DYW	4	1690	530

PRODUCTOR DE GAS

TURBINA DE POTENCIA

B O M B A

PRODUCTOR DE GAS			TURBINA DE POTENCIA		REDUCTOR VEL.		B O M B A				
MARCA	MODELO	R.P.M.	MARCA	(BHP ISO)	MARCA	MODELO	MARCA	MODELO	CAP. (G.P.M.)	No. PASOS	CARGA (MTS.)
SOLAR	SATURNO	22850	SOLAR	1200	WESTERN	3102	BYRON J.	6x8x14 DVSS	3075	2	385
SOLAR	CENTAUR0	15000	SOLAR	3830	PHILAD	213	BINGHAM	6x8x12 1/2 MSD	2930	2	1082

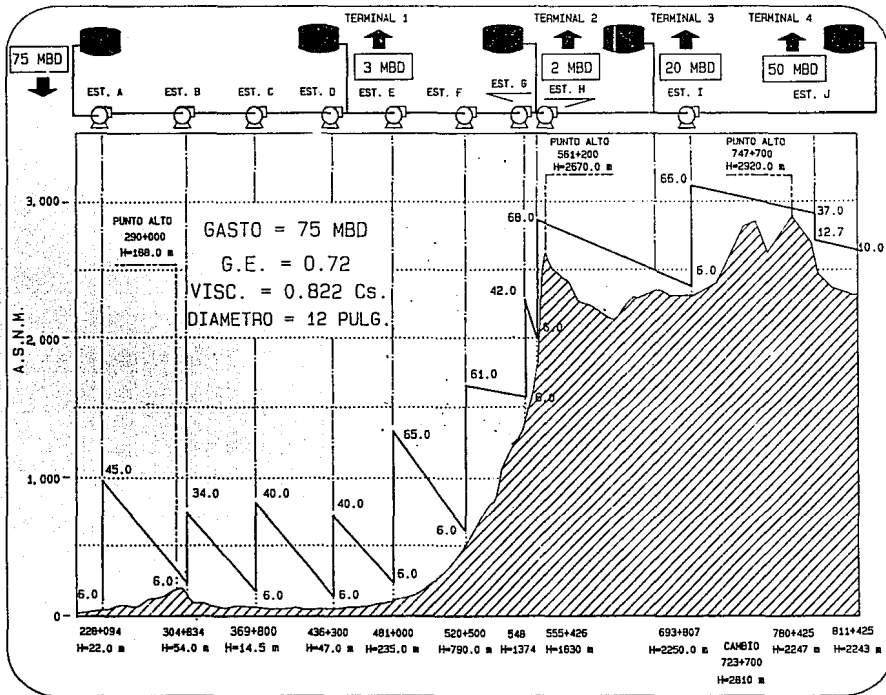
TURBO BOMBAS

LOCALIZACION

<u>ESTACION</u>	<u>No. DE UNIDADES</u>	<u>OBSERVACIONES</u>
A	2	
B	2	
C		
D	2	
E		
F		
G		
H	2	
I		
TOTAL	8	

DESCRIPCION DEL EQUIPO

<u>PRODUCTOR DE GAS</u>			<u>TURBINA DE POTENCIA</u>	<u>BOMBA</u>					
<u>MARCA</u>	<u>MODELO</u>	<u>R.P.M</u>	<u>POTENCIA (BHP ISO)</u>	<u>MARCA</u>	<u>MODELO</u>	<u>R.P.M.</u>	<u>No. PASOS</u>	<u>GASTO (G.P.M.)</u>	<u>CARGA (MTS.)</u>
RUSTON	TB-5000	10250	4900	UNITED	6x12 BFD	6360	2	3795	726



CAPITULO III

DESCRIPCION GENERAL DE UN SISTEMA TRONCAL DE DUCTOS PARA EL MANEJO DE HIDROCARBUROS EN ESTADO GASEOSO.

- 3.1 DEFINICION.
- 3.2 TRANSPORTE DE GAS NATURAL POR GASODUCTOS.
- 3.3 DISEÑO DE GASODUCTOS.
- 3.4 SISTEMAS DE COMPRESION.
- 3.5 RAMALES Y REDES DE DISTRIBUCION.
- 3.6 DISPOSITIVOS REGULADORES DE PRESION DE GAS.
- 3.7 FORMULAS DE FLUJO DE GAS.
 - A) CALCULO DE VOLUMEN DE GAS.
 - B) CALCULO DE GAS EMPACADO.
 - C) CALCULO DE VELOCIDAD DEL GAS.
 - D) CALCULO DE CAIDAS DE PRESION.

**DESCRIPCION GENERAL DE UN SISTEMA TRONCAL
DE DUCTOS PARA EL MANEJO DE HIDROCARBUROS
EN ESTADO GASEOSO**

3.1 D E F I N I C I O N

Un sistema troncal de ductos para el manejo de hidrocarburos en estado gaseoso, es un conjunto de instalaciones que se destinan al transporte y distribución de productos en estado gaseoso, de gas natural derivado de la extracción, o gases obtenidos a partir del tratamiento o destilación del petróleo.

Un sistema de este tipo incluye las líneas de conducción relacionadas con las funciones básicas enunciadas, estaciones de compresión, estaciones de regulación y medición, y ramales de tubería hasta la caseta de medición del consumidor.

3.2 TRANSPORTE DE GAS NATURAL POR GASODUCTOS

El gas natural es transportado a través de grandes distancias desde las áreas de producción hasta los mercados de consumo, por medio de tuberías de gran diámetro que operan a altas presiones.

La gran expansión que en las últimas décadas ha tenido el mercado del gas natural, ha cambiado el concepto del diseño de una línea para su conducción. En los primeros años de la industria del gas natural, un gasoducto se diseña para suministrar una determinada capacidad específica, previendo un incremento de 15 a 30% para una futura ampliación del consumo.

Actualmente los gasoductos se diseñan de un diámetro máximo, para tener máxima presión con un mínimo de estaciones de compresión, con lo que se tiene un costo unitario razonable de transporte. Las ampliaciones subsecuentes de capacidad se resuelven para satisfacer la demanda del mercado, con la adición de equipo de compresión en las estaciones existentes o con nuevas estaciones completas; con tramos de tubería en paralelo parcial con la línea original o paralelos totales entre estaciones.

3.3 DISEÑO DE GASODUCTOS

En el diseño de un gasoducto se deberán tener en cuenta cinco factores fundamentales:

- 1.- Presión inicial al principio de la línea. Generalmente de la presión del campo productor o la proporcionada por compresión.
- 2.- Presión final. Es la presión que se requiere en el extremo final de la línea o en la válvula general de recibo del usuario.
- 3.- Máxima tasa de flujo. Es la cantidad máxima estimada de gas requerida por un día, para cubrir la demanda total del mercado específico (una red citadina de distribución de gas). Aunque esta demanda pico se podrá requerir unicamente durante pocos días del año, el gasoducto se diseñará para esta condición.
- 4.- Longitud de la línea. Es la distancia comprendida entre los dos puntos o extremos terminales de envío y recibo.
- 5.- Diámetro de la tubería. Se refiere tanto al diámetro interior como al exterior que se requieren, para manejar en la distancia cubierta por el gasoducto, la máxima capacidad por día a las presiones inicial y final de operación.

Con muy pocas excepciones, toda la tubería comunmente usada en el diseño y construcción de gasoductos, satisface las normas adoptadas por el Instituto Americano del Petróleo en sus especificaciones para la fabricación de línea de conducción.

Un gasoducto construido de acuerdo con las estipulaciones del reglamento de trabajos petroleros; de la norma especifica 07.3.13 y del código internacional aplicable ANSI-ASME-B31.8, satisface los requerimientos para la seguridad pública bajo todas las condiciones normalmente encontradas en la transportación de gas natural por tuberías.

El problema usual que se presenta en el diseño de un sistema de transmisión de gas natural, es el de transportar un volumen dado de gas por día hasta una distancia especificada, con una presión de descarga requerida. Si la presión inicial también se fija, el diámetro de la tubería necesaria para ejecutar la transmisión puede calcularse directamente, sustituyendo los valores especificados de Q , P_1 , P_2 , y L en la fórmula de Weymouth, sin embargo, si es necesario comprimir el gas, se debe hacer un balance entre la presión inicial P_1 y el diámetro de la tubería D .

Esto requiere un procedimiento de "tanteos" suponiendo diferentes valores de P_1 y calculando los correspondientes valores para D , hasta que se encuentre la combinación más práctica y económica. La tubería de diámetro grande cuesta más inicialmente, pero permite usar presiones de operación más bajas. Lo primero significa mayor inversión inicial, lo último, gastos de operación más bajos. En la transmisión de gas a larga distancia, será necesario elevar la presión a intervalos a lo largo de la línea, proporcionando una o más estaciones de compresoras, tal vez a distancias de 80 a 160 km. En este caso, el número de estaciones compresoras, también entra en el problema de diseño, como un tercer factor que se debe considerar, además de la presión inicial y el diámetro de la línea. Hay una cierta relación entre estos tres factores que dará una economía máxima para cualquier capacidad y distancia de transmisión.

Hay, por supuesto, límites superiores definidos de presión arriba de los cuales es inseguro o antieconómico llegar. Aunque la tubería de línea soldada eléctricamente y las válvulas y accesorios de acero fundido, capaces de resistir hasta 84 kg/cm^2 se puede obtener fácilmente, las compresoras y tuberías raras veces se diseñan para esas presiones tan altas. Un límite superior de 35 kg/cm^2 es más común dentro del margen económico de la compresión de dos etapas. Las fugas de las líneas, un factor serio en algunos tipos de juntas de tubería, es probable que sean mayores a alta que baja presión. Los diámetros de los gasoductos, de 5.08 cm. hasta 81.3 cm., dependen de la capacidad deseada y de las condiciones de presión. La mayoría de las líneas de recolección son de 5.08, 10.16 ó 20.3 cm. Las líneas troncales de transmisión varían en diámetro arriba de 15.24 cm. las líneas deberán ser tan rectas como sea posible, evitando cambios bruscos de dirección. Todo doblez y accesorio en la tubería significa pérdida de presión.

Ahora casi universalmente se usan las juntas soldadas en los gasoductos. Antiguamente, se empleaban mucho las juntas roscadas y "juntas de acoplamiento", y muchas de las líneas más antiguas, están todavía en servicio. El cople Dresser se usó ampliamente en la construcción de gasoductos. Los acoplamientos Victaulic que permitían un cierto grado de flexibilidad en las líneas se utilizaron cuando las conexiones debían hacerse a objetos estacionarios, como trampas de gas, lavadores, serpentines de torres de enfriamiento, etc. Se prefirieron las líneas soldadas porque pueden ser de tubería con paredes más delgadas y por lo tanto, más baratas, y son prácticamente seguras contra fugas de gas. Los métodos de construcción de gasoductos, no difieren materialmente de los métodos descritos en una sección previa para la construcción de oleoductos.

3.4 SISTEMAS DE COMPRESION

El transporte de gas a grandes distancias es por medio de tuberías, y para aumentar la capacidad es necesario comprimir o aumentar la energía de presión y mantener un flujo continuo.

Esto se logra por medio de estaciones de compresión situadas en puntos determinados por las condiciones de operación.

Los sistemas de compresión pueden ser de compresores centrífugos o de movimiento alternativo, dependiendo de los volúmenes manejados y de las relaciones de compresión utilizadas.

3.5. RAMALES Y REDES DE DISTRIBUCION

Los consumidores de tipo industrial se abastecen de gas por medio de ramales secundarios, conectados mediante injertos y válvula troncal a los gasoductos principales y pueden operarse a alta ó baja presión.

Los consumidores industriales ó domésticos en zonas urbanas y suburbanas, donde se encuentran concentrados en áreas determinadas la distribución se hace por redes de tuberías, por lo general operadas a presiones medianas, regulándose y midiéndose el gas en casetas individuales para cada consumidor.

3.6 DISPOSITIVOS REGULADORES DE PRESION DE GAS

Los sistemas de gasoductos se usan frecuentemente para almacenar gas o tienen que, por algunas otras razones, mantenerse a presiones considerablemente superiores a las que el gas puede entregarse a la planta de calderas, máquinas de gas o cualquier otro aparato. En esos casos, la línea que alimenta los aparatos debe equiparse con un regulador de presión. Hay varios tipos, dependiendo la selección de ellos de las condiciones que existan. Las válvulas reguladoras de diafragma con contrapeso, se usarán comúnmente. El regulador controlado con piloto es un tipo alternativo. Ambos son ajustables para mantener dentro de ciertos límites, cualquier presión de descarga deseada de una fuente que tenga una presión variable más alta. Otro dispositivo que se usaba frecuentemente para regular la presión del gas, es el gasómetro, un cilindro invertido con un sello de agua alrededor del extremo abierto inferior. Los gasómetros pequeños se empleaban frecuentemente para almacenar gas, así como para regular la presión. En algunos casos, las capacidades son hasta de 650,000 m³ de gas. La presión mantenida se podía ajustar dentro de límites muy estrechos, aplicando pesos a la parte superior del tanque invertido. Actualmente la presión es controlada por un regulador del flujo. El sistema generalmente incluye un controlador y una válvula de control. El controlador detecta la presión dentro del gasoducto y envía una señal neumática a la válvula de control para que abra o cierre, permitiendo el flujo de gas en la cantidad necesaria para mantener la presión en el punto de referencia del controlador. Este es ajustado por el operador a la presión que se ha establecido.

3.7 FORMULAS DE FLUJO DE GAS

Se han sugerido muchas fórmulas y las han usado distintos autores, para expresar la relación que existe entre las variables que intervienen en el flujo del gas natural a través de tuberías. Algunas de las fórmulas más simples sólo son para usarse en condiciones de baja presión, como la que se encuentra en un sistema de distribución de servicio público. Otras más complejas se aplican en sistemas de transmisión de alta presión, como los que se tienen que usar, generalmente, en el transporte de gas natural en el campo. Las fórmulas desarrolladas hasta ahora son empíricas y se han derivado de medición de flujos en gasoductos existentes. Desgraciadamente, hasta ahora se sabe muy poco de los efectos del cambio de valores de la viscosidad, temperatura, densidad, velocidad, del gas en las líneas de transmisión (GASODUCTOS), y de la variación de gases naturales, a alta presión de las leyes fundamentales del estado gaseoso, para permitir el desarrollo de fórmulas que incluyan el criterio de Reynolds, comparables a las fórmulas que se tienen para calcular el flujo de líquidos a través de tuberías.

Fórmula de Weymouth.- Es la más ampliamente usada en la industria del gas, para el cálculo de tuberías de alta presión.

$$Q = 433.5 (T_b/P_b) d^{8/3} \times [(P_1^2 - P_2^2 + G T_f L)]^{1/2}$$

DONDE:

Q = Volumen de gas a condiciones P_b y T_b en pies³/día.
 T_b = Temperatura base °R.
 P_b = Presión base en Psia.
d = Diámetro interior de la tubería en pulg.
 P_1 = Presión en la sección inicial de la tubería en Psia.
 P_2 = Presión en la sección final de la tubería en Psia.
G = Densidad relativa del gas (aire = 1.0).
 T_f = Temperatura de flujo de gas en °R.
L = Longitud de la tubería en millas.

Para simplificar la fórmula anterior se pueden fijar y suponer algunos valores como:

$T_b = 60^\circ F = 520^\circ R$	$P_b = 14.65 \text{ Psia.}$
$T_f = 60^\circ F = 520^\circ R$	$G = 0.600$

Sustituyendo valores en la Fórmula queda así:

$$Q = 0.871 d^{8/3} \times \frac{[(P_1^2 - P_2^2)]^2}{L}$$

por lo tanto Q = volumen en Mcfd a 14.65 Psia. y 60° F

Fórmula de Panhandle.- Esta fórmula se usa para el cálculo del gasto de gas en tuberías mayores de 12 pulgadas.

$$Q = 435.87e (To/Po)^{1.07881} [(P_1^2 - P_2^2 + G^{0.8539} TfL)]^{0.5394} \times d^{2.61}$$

To = Temperatura base 520° ABS.

Po = Presión base 14.73 Psia.

Tf = Temperatura de flujo 510° ABS.

G = Densidad relativa 0.686.

P1 = Presión en sección inicial en Psia.

P2 = Presión en sección final en Psia.

L = Longitud de la tubería en millas.

d = Diámetro interior de la tubería.

e = Factor experimental (0.85 a 1.00).

En revisiones recientes de esta fórmula, se incluyeron ajustes por diferencias de altura de las secciones consideradas de tubería, y por compresibilidad del gas. En cálculos que no requieran mucha exactitud, se pueden omitir estos factores quedando la fórmula modificada en la forma siguiente:

$$Q = 38.774 (To/Po) \times [(P_1^2 - P_2^2) D^5 + G Tf Lf]^{1/2}$$

por lo tanto "f" es el factor de fricción o de Fanning que se encuentra en manuales.

A) CALCULO DE VOLUMENES DE GAS.

Para el cálculo de volúmenes de gas con medidores de orificio, se aplica la fórmula que aparece en el reporte No. 3 de la A.G.A. (American Gas Association) que es como sigue:

$$Q_h = C [hw Pf]^k$$

El significado de las literales es:

- Qh = Volumen pies³/hora.
- hw = Presión diferencial en pulg. de agua a 60° F.
- Pf = Presión Estática absoluta en psia.
- C = Coeficiente de medición.
- C = Fb x Fr x Y x Fpb x Ftb x Ftf x Fg x Fpv x Fm.

Cada factor significa lo siguiente:

- Fb = Factor básico de orificio.
- Fr = Factor de número de Reynolds.
- Y = Factor de expansión.
- Fpb = Factor de presión base.
- Ftb = Factor de temperatura base.
- Ftf = Factor de temperatura de flujo.
- Fg = Factor de densidad.
- Fpv = Factor de supercompresibilidad.
- Fm = Factor de manómetro.

Todos estos factores se encuentran tabulados en el reporte No. 3 de la A.G.A. y al aplicarlos en fórmula de gasto, se encontrará el volumen calculado en pies³/hora a las condiciones base de 60° F y 14.73 psia.

B) CALCULO DE GAS EMPACADO.

Para los balances volumétricos de los sistemas de gasoductos, o para calcular y programar reparaciones de las líneas, es necesario conocer el gas almacenado en un tramo determinado.

El volumen empacado se determina en función del volumen geométrico del tramo de tubería, de las presiones y temperaturas medias, y de la presión y temperatura base, obteniéndose el volumen en estas condiciones.

$$E = \frac{VG P_m T_o}{Z_o T_m P_o}$$

E = Volumen empacado.
VG = Volumen geométrico del tramo.
Pm = Presión media absoluta.
Tm = Temperatura media absoluta.
To = Temperatura base.
Po = Presión base.
Zo = Factor de compresibilidad.

Gas Desfogado.- Por lo general el gas desfogado, es difícil de medir ya que se descarga a la atmósfera con una abertura variable de la válvula con que se controla: o bien por alguna ruptura de la línea cuando se trata de una fuga.

Existe una fórmula empírica con la que se puede estimar el volumen de gas desfogado.

$$V = D^2 P_1$$

En la cual:

V = Volumen desfogado en Mcf/h a 14.9 Psia y 520°R

P1 = Presión absoluta en psia en el punto cercano al orificio en lado alta presión.

D = Diámetro del orificio en pulg.

C) CALCULO DE VELOCIDAD DEL GAS

El cálculo de la velocidad de flujo es importante para programar las corridas de diablos.

Utilizando la ecuación de estado de los gases perfectos, para calcular el volumen ocupado por la unidad escogida (1,000m³ ó 1 MMPCD) a diferentes presiones de operación, se encuentra la velocidad del gas a cada una de las presiones consideradas, teniendo en cuenta el área de flujo.

De la ecuación de estado de los gases se tienen:

$P_o V_o = W_o R_o T_o$, para condiciones base.

$P_1 V_1 = W_1 R_1 T_1$, para cada una de las condiciones base.

Dividiendo miembro a miembro las dos ecuaciones queda:

$$\frac{P_o V_o}{P_1 V_1} = \frac{W_o R_o T_o}{W_1 R_1 T_1}$$

Simplificando y despejando la incógnita que buscamos se tiene:

$$V_1 = \frac{P_o V_o T_1}{T_o P_1}$$

De la ecuación Hidráulica del gasto, $Q = \text{Vel} \times A$ se despeja la velocidad.

$$\text{Vel} = \frac{Q}{A} \quad \frac{V}{t} = \text{Vel} \times A \quad \text{Vel} = \frac{V}{tA} = \frac{Q}{A}$$

en la cual:

Vel= Velocidad del gas.

V = Volumen ocupado por el gas a la presión considerada.

A = Area Transversal de la tubería o área de flujo.

En esta forma se puede calcular la velocidad de flujo a cualquier presión.

D) CALCULO DE CAIDAS DE PRESION

El cálculo de caídas de presión es indispensable para el diseño de tuberías, pudiéndose aplicar las fórmulas de Weymouth o de Panhandle, según las condiciones de presión, longitud y diámetro de la tubería, volumen manejado etc.

CAPITULO IV

DIFERENTES PRODUCTOS PETROLIFEROS QUE SE MANEJAN POR TUBERIAS A LO LARGO DE GRANDES DISTANCIAS.

- 4.1 BREVE DESCRIPCION.
- 4.2 RED DE GASODUCTOS, OLEODUCTOS Y POLIDUCTOS EXISTENTES EN EL PAIS.
- 4.3 LINEAS CONDUCTORAS DE GAS (GASODUCTOS) EXISTENTES EN EL PAIS. LONGITUD TOTAL EN KM.
- 4.4 LINEAS CONDUCTORAS DE CRUDO (OLEODUCTOS) EXISTENTES EN EL PAIS. LONGITUD TOTAL EN KM.
- 4.5 LINEAS CONDUCTORAS DE PRODUCTOS DESTILADOS (POLIDUCTOS) EXISTENTES EN EL PAIS. LONGITUD TOTAL EN KM.
- 4.6 LINEAS CONDUCTORAS DE LIQUIDOS PETROQUIMICOS EXISTENTES EN EL PAIS. LONGITUD TOTAL EN KM.
- 4.7 PROCESO INDUSTRIAL DEL PETROLEO.
- 4.8 PRODUCTOS DEL PETROLEO.
- 4.9 HIDROCARBUROS GASEOSOS.
- 4.10 PETROQUIMICA.
- 4.11 PRODUCTOS PETROQUIMICOS.
- 4.12 EQUIPO DINAMICO E INTEGRAL UTILIZADO EN EL TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS.

DIFERENTES PRODUCTOS PETROLIFEROS QUE SE MANEJAN POR TUBERIAS
A LO LARGO DE GRANDES DISTANCIAS.

4.1 D E S C R I P C I O N

Los yacimientos de petróleo y gas por lo general se localizan a grandes distancias de los centros de consumo, por lo cual es necesario transportar los hidrocarburos por tuberías, para aumentar la capacidad es necesario comprimir en caso de gas y bombear en caso de líquido.

Esto se logra por medio de estaciones de compresión y de bombeo según sea el caso, situados en puntos definidos por las condiciones de operación.

Los sistemas de compresión pueden ser de compresoras centrífugas y compresoras reciprocantes, dependiendo de los volúmenes manejados y la relación de compresión utilizada.

Los sistemas de bombeo pueden ser de bombas de desplazamiento positivo (reciprocantes y rotatorias) y dinámicas (centrífugas) dependiendo de volúmenes manejados y de relaciones de bombeo utilizadas.

GASODUCTOS

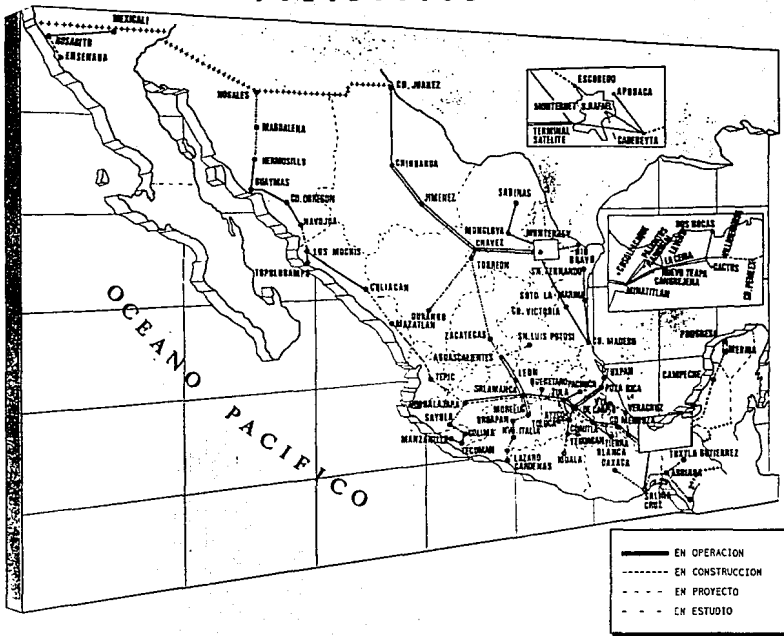
4.2 RED DE GASODUCTOS, OLEODUCTOS Y POLIDUCTOS EXISTENTES EN EL PAÍS.



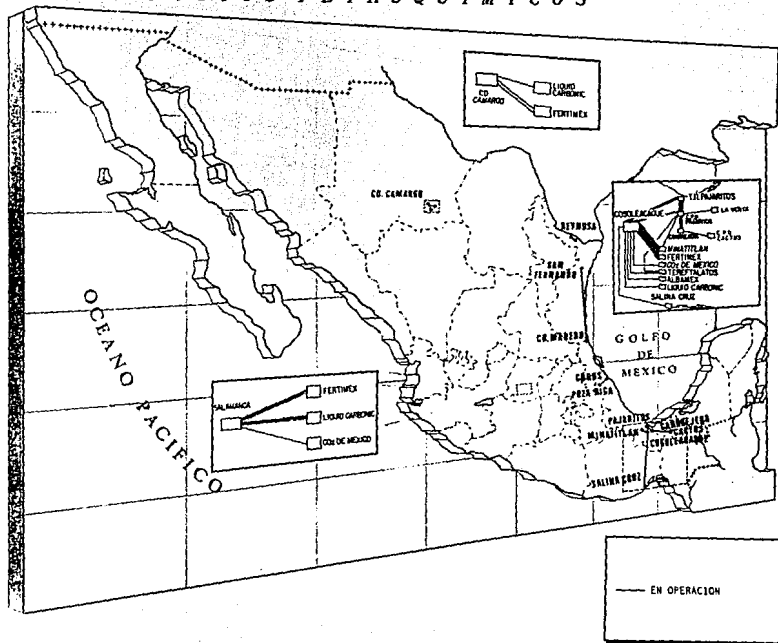
OLEODUCTOS



POLIDUCTOS



DUCTOS PETROQUIMICOS



**4.3 LINEAS CONDUCTORAS DE GAS (GASODUCTOS) EXISTENTES EN EL PAIS.
LONGITUD TOTAL (KM)**

D.N. PG.	LONGITUD KM.	FLUIDOS QUE MANEJAN
4	89.7	GAS NATURAL - VAPORES
6	457.0	GAS NATURAL
8	406.0	GAS NATURAL - GAS COMBUSTIBLE
10	469.0	GAS NATURAL
12	959.0	GAS NATURAL - VAPORES AMARGOS
14	67.0	GAS NATURAL
16	1898.0	GAS NATURAL - GAS SECO
18	277.0	GAS NATURAL
20	199.0	GAS NATURAL - GAS HUMEDO DULCE
22	168.0	GAS NATURAL
24	2774.0	GAS NATURAL - GAS HUMEDO DULCE - GAS AMARGO
30	731.0	GAS NATURAL - GAS DULCE
36	1008.0	GAS NATURAL - GAS AMARGO HUMEDO - GAS AMARGO
42	166.0	GAS NATURAL
48	1649.0	GAS NATURAL - VAPORES AMARGOS
2 a 42	1800.0	RAMALES Y REDES DE DISTRIBUCION DE GAS NATURAL

4.4 LINEAS CONDUCTORAS DE CRUDO (OLEODUCTOS) EXISTENTES EN EL PAIS. LONGITUD TOTAL EN KM.

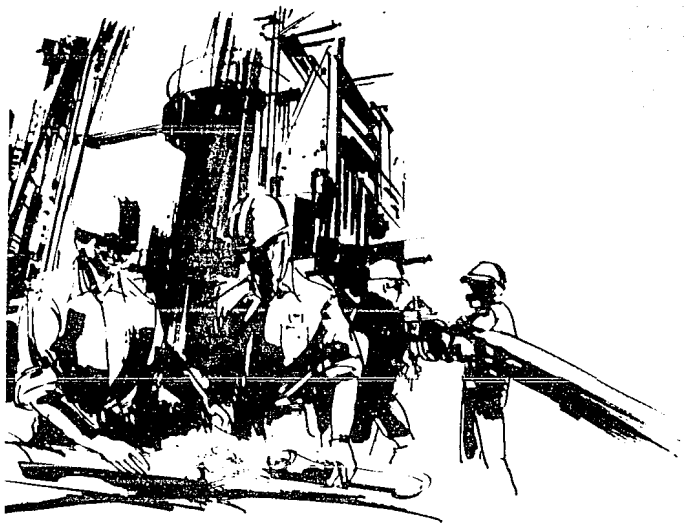
D.N. PG.	LONGITUD KM.	FLUIDO	D.N. PG.	LONGITUD KM.	FLUIDO
4	15	CRUDO	14	363	CRUDO
10	10	CRUDO	16	271	CRUDO
12	260	CRUDO	18	190	CRUDO
20	340	CRUDO	36	662	CRUDO, CRUDO MESOZOICO,
24	1097				CRUDO, CRUDO MARINO.-
30	1591	CRUDO	*48	343	(CRUDO *)

**4.5 LINEAS CONDUCTORAS DE PRODUCTOS DESTILADOS (POLIDUCTOS)
EXISTENTES EN EL PAIS. LONGITUD TOTAL EN KM.**

D.M. PG.	LONGITUD KM.	FLUIDOS QUE MANEJAN
4	255	PROPANO LICUADO PENTANO
6	203	DESTILADOS, DIESEL
8	1267	DESTILADOS, TURBOSINA, GASOLINA, GASOLINA NATURAL, RECUPERADOS DESTILADOS, PENTANOS, BUTANO, DIESEL ESPECIAL, GASOLINA EXTRA, GAS L.P., DIAFANO, DIESEL CONDENSADOS, ACEITE RECUPERADO.
10	1959	DESTILADOS, PROPANO, BUTANO, DIESEL, GASOLINA NOVA.
12	2564	DESTILADOS, GAS L.P., PENTANO LICUADO, GASOLINA NATURAL, GASOLINA AMORFA.
14	1301	DESTILADOS, GAS L.P.
16	994	DESTILADOS, BUTANO, CONDENSADOS, PROPANO, GAS L.P., ETANO Y MAS PESADOS, DIESEL, GASOLINA EXTRA, GASOLINA NOVA, CONDENSADO AMARGO.
18	90	DESTILADOS.
	359	DESTILADOS, GAS L.P., GASOLINA NATURAL, GASOLINA NOVA, GASOLINA EXTRA, TURBOSINA.
24	832	DESTILADOS, GASOLINA AMARGA, GAS L.P., DIESEL, GASOLINA NOVA, GASOLINA EXTRA.

4.6 LINEAS CONDUCTORAS DE LIQUIDOS PETROQUIMICOS EXISTENTES EN EL PAIS. LONGITUD TOTAL EN KM.

D.N. PG.	LONGITUD KM.	FLUIDOS QUE MANEJAN
3	80	AMONIACO, BIOXIDO DE CARBONO, HIDROGENO, PARA XILENO, AROMATICOS PESADOS, PROPILENO, DICLORO ETANO, CUMENO.
4	214	AMONIACO, BIOXIDO DE CARBONO, PARAXILENO, MEZCLA DE XILENOS, ETILENO, METANOL, BUTADIENO, ESTIRENO, ACRILONITRILLO, TURBOSINA, CLORURO DE VINILO, ORTOXILENO NEGRO DE HUMO.
6	229	AMONIACO, BIOXIDO DE CARBONO, HIDROGENO, PARAXILENO, ETILENO, PROPILENO, ESTIRENO, ACIDO CIANHIDRICO, ACETALDEHIDO.
8	350	AMONIACO, BIOXIDO DE CARBONO, ETANO Y MAS PESADOS, BENCENO, TOLUENO.
10	308	AMONIACO, BIOXIDO DE CARBONO, ETILENO, ETANO, ACETALDEHIDO.
12	16	BIOXIDO DE CARBONO, HIDROGENO, ETILENO.
14	3	BIOXIDO DE CARBONO, ETILENO.
20	136	ETILENO, ETANO Y MAS PESADOS.
24		BIOXIDO DE CARBONO, ETANO Y MAS PESADOS.



4.7 PROCESO INDUSTRIAL DEL PETRÓLEO

Para la obtención de los diferentes productos del petróleo, ya que éste en estado bruto no tiene ninguna aplicación, es necesario llevar a cabo una serie de operaciones de tratamiento y transformación, mediante un proceso llamado refino o refinado, que se realiza en enormes plantas industriales llamadas refinerías.

El refino o refinado consiste en el conjunto de procedimientos y operaciones que permiten elaborar, a partir del petróleo bruto, los combustibles, lubricantes y productos petroquímicos.

El tratamiento fundamental es la destilación de los crudos que se realiza después de la separación, mediante decantación, desalado químico o métodos electrostáticos, del agua salada y de las impurezas contenidas en ellos.

Tiene lugar en una torre o columna provista de hornos, cambiadores de calor y un equipo completo de depósitos automáticos. El crudo entra en un horno, donde se calienta a más de 300°C y de allí pasa a la torre de destilación, denominada también columna de fraccionamiento, donde se efectúa el llamado Topping, destilación atmosférica por la cual las fracciones más ligeras del petróleo suben, y las que se evaporan más difícilmente se depositan en la parte inferior del aparato. Los diversos productos como el propano, el butano, la gasolina bruta, que ha de destilarse nuevamente, el queroseno y el aceite combustible, se extraen a alturas diferentes. El mencionado en último lugar que es el más pesado, se recoge en la parte inferior de la torre y se vuelve a fraccionar por destilación para dar aceites minerales, aceites combustibles de varias calidades y asfalto.

Proceso de Refinación

El fraccionamiento o craqueo (cracking), uno de los métodos de refinación, separa a una temperatura elevada (unos 500°C), y a presión, las diversas moléculas de los hidrocarburos pesados para dar gasolina. La presencia de un catalizador, constituido por el silicato de aluminio en polvo, favorece la reacción, el fraccionamiento catalítico hace, sin embargo, innecesaria la presión y permite obtener, para alimentar los motores modernos, una gasolina de mayor calidad por su elevado índice de octano.

El Hidrocracking es un método empleado desde una fecha mucho más reciente para transformar los productos pesados en gasolina, en el que se combinan, en presencia de un catalizador, el fraccionamiento a presión y la hidrogenación.

El Visbreaking, variedad del fraccionamiento térmico, reduce la viscosidad y convierte los aceites combustibles pesados en otros más ligeros.

La polimerización produce gasolina a partir de ciertos gases llamados olefinas la alquilación, por último, proporciona, partiendo de gases distintos, una gasolina de alto índice de octano. Este procedimiento es muy costoso y se emplea sobre todo en los Estados Unidos.

Otros Tratamientos

Los productos obtenidos por métodos citados anteriormente, pueden someterse a un nuevo tratamiento para mejorar la calidad. El Reforming, por ejemplo, modifica la proporción de los componentes de las gasolinas para aumentar el índice de octano.

Consiste en realidad en una forma particular de Cracking, que utiliza un catalizador de platino y se emplea sobre todo a partir de las naftas <gasolinas pesadas>.

Con este tratamiento se producen también hidrocarburos aromáticos que se añaden a la gasolina y se usan en petroquímica, e hidrogeno, muy útil en las operaciones de Hidrogenación, realizadas para conseguir mejores parafinas y aceites, y para separar el azufre de la gasolina, del queroseno y del gasoleo <desulfuración>.

El hidrogeno sulfurado con ayuda de catalizadores metalicos, se transforma en azufre puro, limitando así la contaminación atmosférica.

La gasolina se separa por estabilización de los gases disueltos y por extracción o reacciones químicas, de los mercaptanos, líquidos incoloros y malolientes. Cabe señalar también, que los elementos inestables de los aceites se eliminan por medio de disolventes, y se decoloran por la acción del hidrogeno o de ciertas tierras. Los residuos bituminosos pueden todavía recuperarse, gracias a algunos disolventes y recurriendo a la destilación, para dar por último un producto que recibe el nombre de coque de petróleo.

4.8 PRODUCTOS DEL PETROLEO

Gasolina para automóviles. La gasolina destinada al funcionamiento de los motores de automóvil, es un carburante muy volátil que se mezcla fácilmente con el aire. Se obtiene en la refinería a partir de diferentes gasolinas procedentes de la destilación y de los tratamientos complementarios. Tiene una densidad que varía entre 0.75 a 0.78 y no ha de contener elementos que puedan obstruir los carburadores. La característica más importante de este producto es su poder antidetonante, expresado por el llamado índice de octano, establecido al comparar el carburante con dos hidrocarburos puros, el iso octano, que no detona fácilmente (de índice 100), y el heptano, cuya reacción es inversa. La detonación, debida a una combustión demasiado rápida, se produce sobre todo cuando el índice de compresión es alto y se traduce por el efecto de golpe en el motor, en lugar del empuje normal, un derroche de energía y recalentamiento. Los automóviles dotados de motores muy evolucionados necesitan, por tanto, un octanaje muy elevado, lo que se obtiene de modo costoso y con aumento de la toxicidad mediante aditivos como el plomo tetraetilo.

Las gasolinas para automóviles son de dos clases según el índice de octano que tienen: normal (entre 80 y 90) y supercarburante llamada familiarmente, super (entre 90 y 100).

GASOLINAS ESPECIALES.- Existe una clase especial de gasolina empleada en aviación, cuyo índice de octano puede llegar a 145 porque así lo requiere la elevada compresión de los motores; pero hay también otras como las conseguidas limitando las temperaturas inferior y superior de la destilación entre 30° y 75°.

PETROLEO LAMPANTE Y QUEROSENO.- El petróleo lampante, único producto obtenido por destilación del crudo durante mucho tiempo y cuyo punto de inflamación no rebasa los 40°C, se usaba antes del alumbrado eléctrico para alimentar las lámparas de mecha y los quinqués. Se utiliza actualmente como combustible de ciertas estufas. El queroseno, muy empleado como carburante para los aviones de reacción y los cohetes, no es más que un petróleo lampante menos refinado.

GASOLEO.- El gasóleo, gas oil o gasoil, carburante propio de los motores Diesel, tiene una densidad de 0.85 y una viscosidad variable. Esta última cuando es demasiado elevada, dificulta la pulverización por los inyectores, y si es excesivamente baja, facilita los escapes. El combustible estudiado puede tener una inflamación deficiente, provocando en este caso un retraso en el encendido con una detonación y un golpeteo muy característico. Crea además dada su volatilidad, depósitos de carbono muy perjudiciales para el motor, se destila a una temperatura superior a 400°C, y ha de desulfurarse por medio de una hidrogenación catalítica. Todas las características que han sido mencionadas se hallan recogidas en el llamado índice Diesel.

ACEITES MINERALES Y GRASAS.- Los aceites minerales, llamados así para distinguirlos de los vegetales y animales, son hidrocarburos no saturados, aromáticos, nafténicos y parafínicos, mezclados en proporciones diversas que han sido purificados y enriquecidos con una considerable gama de aditivos. Todos se emplean como lubricantes en máquinas y motores, pero algunos de ellos son también detergentes y sirven para mantener en suspensión las impurezas, e impedir que estas se depositen en la superficie de las piezas mecánicas. Las sustancias agregadas les proporcionan las cualidades más apropiadas para el fin a que se destinan (antióxidos adhesivos, antiespumantes reguladores de la viscosidad etc). La viscosidad indicada en grados S. A. E., (Society of Automotive Engineers), es un elemento que debe tenerse muy en cuenta para escoger el aceite más adecuado según la temperatura ambiente, aunque en la actualidad se emplean frecuentemente los multigrados en cualquier estación del año.

Las grasas, utilizadas también como lubricantes se obtienen por semisaponificación de los aceites minerales y son, por consiguientes, más espesas.

El aceite combustible, formado por los residuos pesados de la destilación y del cracking, tiene diferentes variedades, la más ligeras de las cuales se componen de un 90 a 95% de gasóleo. Una de las más importantes es el aceite combustible doméstico, utilizando en las instalaciones de calefacción e incluso en los motores Diesel más corrientes. Deja, sobre todo a causa de su contenido en asfalto, algunos residuos tras la combustión, lo que obliga a una limpieza periódica de depósitos y quemadores.

El aceite combustible pesado es muy empleado en la industria (metalurgia, vidrio, cerámica, cementos, etc.) por su bajo precio, combustión regular, reglaje flexible, marcha automatizada y la posibilidad que ofrece de adoptar dispositivos de seguridad muy perfeccionados. Las grandes instalaciones que se sirven de este combustible, suelen estar dotadas de aparatos destinados a reducir la contaminación producida por el azufre, mediante la mezcla con el aceite combustible de algunas sustancias alcalinizantes.

ASFALTO.- Se da el nombre de asfalto tanto al producto natural, llamado también betún de judea, como al artificial, derivado de la destilación del petróleo. No existe, en realidad, entre las dos clases una diferencia muy clara desde el punto de vista de la composición y propiedades.

Los asfaltos obtenidos por destilación del petróleo se preparan, según el uso a que se destinen, de varias maneras. El empleado para el revestimiento de carreteras, sufre varias destilaciones al vacío para llegar a ser bastante duro, y se mezcla con queroseno o con aceite combustible para adquirir mayor fluidez. Se vierte sobre el lecho de hormigón que cubre la calzada después de haberlo fundido y se alisa con una llana de madera, o se esparce una capa de polvo asfáltico, que se apisona luego con rodillos de hierro caliente.

El asfalto, al tener la propiedad de repeler agua, se utiliza además para revestimientos impermeables de obras hidráulicas, calafateado de embarcaciones, fabricación de fieltros, pinturas, barnices, aglomerados, etc.

4.9 HIDROCARBUROS GASEOSOS

Los hidrocarburos gaseosos están constituidos por mezclas variables de los mismos, clasificándose en los siguientes tipos:

GAS HUMEDO: Es el que proviene directamente de los yacimientos, con alta concentración de los hidrocarburos más pesados que son fácilmente licuables, conteniendo más de 300 galones por millón de pies³.

GAS POBRE: Está compuesto por una mezcla de hidrocarburos, que contienen de 100 a 300 galones de licuables por millón de pies³.

GAS SECO: Es el que contiene menos de 100 galones líquidos por millón de pies³.

GAS NATURAL: Este gas entra en la clasificación de "seco" y se le denomina así, para diferenciarlo del llamado "gas de refinería", que se obtiene en el proceso de refinación del petróleo crudo o cracking.

GAS AMARGO: Como una impureza indeseable el gas natural puede contener ácido sulfhídrico H₂S, que es muy tóxico y es corrosivo en presencia de humedad. En estas condiciones el gas se conoce como "amargo".

GAS DULCE: Como el gas amargo no se debe manejar por peligroso y corrosivo, es necesario extraerle los compuestos de azufre en plantas de tratamientos; después de lo cual se llama "gas dulce".

COMPOSICION DEL GAS NATURAL

Los componentes principales del gas natural son los hidrocarburos parafínicos más simples, como el metano CH_4 , etano C_2H_6 y en mínima proporción el propano C_3H_8 y butano C_4H_{10} ; recuperándose estos últimos en las plantas de tratamiento para producir el gas L.P. o gas licuado del petróleo.

Como impurezas el gas natural puede contener bióxido de Carbono CO_2 , Nitrógeno N; Helio He; vapor de agua H_2O y compuestos de Azufre S.

El bióxido de carbono, nitrógeno y helio se clasifican como gases inertes, los cuales llegan a ser valiosos si existen en cantidades suficientes para justificar su extracción; pero en general su presencia en grandes proporciones es muy rara.

En cuanto al contenido de ácido sulfhídrico en sistemas de distribución de gas, las normas lo limitan a menos de 10 granos por 100 pies³, y el contenido total de azufre a menos de 30 granos por 100 pies³ (grano = 65mg).

4.10 PETROQUIMICA

La petroquímica, fase intermedia entre la refinación y las industrias diversas que utilizan los derivados del petróleo, estudia todos los cuerpos elementales o complejos obtenidos, de forma total o parcial, de las materias primas extraídas de ese mineral o del gas natural. Abarca un campo difícil de delimitar con precisión, porque emplea procedimientos análogos a los de refinación, y en ella intervienen reacciones químicas relativamente complicadas, la petroquímica proporciona casi la mitad de los productos de la industria química, sobre todo de la orgánica, por razones de orden económico, ya que los derivados del petróleo, resultan mucho menos costosos que las materias primas de origen animal o vegetal.

PROCEDIMIENTOS PETROQUIMICOS

Los procedimientos petroquímicos como el fraccionamiento, la destilación y la extracción por medio de disolventes, son muy semejantes a los empleados en las refinerías.

El fraccionamiento con inyección de vapor <Steam Cracking> uno de los utilizados, consiste en la descomposición a elevada temperatura, (700 a 800°C) y en presencia de vapor de agua que actúa como diluyente, de la nafta producto intermedio entre la gasolina y el queroseno.

De este modo se forma una mezcla de gases (metano, etileno, propileno, butileno y butadieno), que se separan después del enfriamiento, y se logra además una gasolina residual de buena calidad.

El gas natural, sobre todo el metano que contiene, es también muy utilizado en petroquímica y permite fabricar los mismos productos que los conseguidos a partir del petróleo.

4.11 PRODUCTOS PETROQUIMICOS

ETILENO Y DERIVADOS: El etileno, obtenido por medio del Steam Cracking del tratamiento del etano y, en pequeña proporción, del gas de coquería, es un gas incoloro que se licúa a -104°C y se solidifica a -169°C . Constituye la materia prima más importante en petroquímica y se emplea industrialmente tanto en la síntesis del alcohol etílico (etanol) como en la elaboración de los compuestos derivados del glicol. Cuando se polimeriza, da lugar a los polietilenos, una de las familias de materias plásticas más usadas.

El estireno o estirolo, derivado del etileno por deshidrogenación catalítica del etilbenceno, es también una materia plástica que, al polimerizarse con butadieno, da caucho sintético.

El óxido de etileno, producido por oxidación directa, sirve para fabricar el etilenglicol, que se utiliza como anticongelante, y para elaborar fibra de poliéster, disolventes, plastificantes, detergentes, clorhidrina y etanolaminas, productos empleados de manera diversa en química y en distintas industrias.

El dicloroetano, otro disolvente, entra en la fabricación del cloruro de vinilo y se forma a partir del etileno. El acetaldehído, origen del ácido acético, proviene del etanol, aunque puede conseguirse por oxidación directa del etileno. Se citará en último lugar el acetato de vinilo, producido en otros tiempos por medio de una serie de reacciones y extraído hoy directamente, a causa de su mayor facilidad, a partir del etileno.

PROPILENO: El propileno, otro importante producto petroquímico, es un gas incoloro que se licúa a -48° y se obtiene por "Cracking" o Reforming del petróleo o por deshidrogenación del propano. Constituye la materia prima de numerosos compuestos, como el isopropanol, disolvente empleado también para la fabricación de la acetona. Esta última, bajo la acción del ácido cianhídrico, da lugar a la acetona cianhídrica, con la que se produce una materia plástica que recibe el nombre de metacrilato de metilo.

El Fenol, derivado monohidroxilado del benceno, tiene diversas aplicaciones en la industria química (resinas fenólicas, colorantes, medicamentos, policarbonatos, poliésteres, nylon, etc.). El polipropileno, materia plástica recientemente descubierta y de uso bastante extendido, se emplea, tras polimerización catalítica, en la fabricación de detergentes.

El cloruro de alilo, al reaccionar con el polipropileno, produce la glicerina, muy util en la fabricación de pinturas y explosivos. Permite obtener asimismo resinas epóxicas, que se emplean como colas y aglomerantes. El caucho nitrilo y el acrilonitrilo (base de las fibras acrílicas) proceden también del propileno. El propilenglicol polimerizado sirve para fabricar espumas plásticas.

BUTADIENO: El butadieno es un gas que, por polimerización da la mayor parte de los cauchos artificiales que se conocen. Antiguamente se obtenía a partir del acetileno y del alcohol, pero en la actualidad se prefiere extraerlo por deshidrogenación del butano, por fraccionamiento con inyección de vapor o por tratamiento del butileno. Se emplea en la fabricación de materias plásticas y de fibras como nylon. El isobutileno es uno de los constituyentes del caucho butilo y de algunas materias plásticas.

DERIVADOS DEL METANO: Entre los derivados del metano figura en primer lugar el acetileno, gas que se desprende del carburo de calcio, pero que ha encontrado numerosas aplicaciones tras obtenerse por síntesis química. En petroquímica, se extrae sobre todo a partir del metano por procedimientos de combustión parcial o por fraccionamiento. Al combinarse con el cloro y por reacción directa forma el tetracloroetano, que se convierte a su vez, mediante un tratamiento con cal, en tricloroetileno, uno de los disolventes de engrase mas eficaces. El ácido clorhídrico se combina con el acetileno para dar cloruro de vinilo, que se polimeriza y da lugar a los plásticos de esta denominación. El acetato de vinilo que se produce por la acción del ácido acético sobre el acetileno, se condensa por la acción de los rayos ultravioleta o en contacto con catalizadores (peróxidos) para originar las llamadas resinas vinílicas, materias plásticas con muchas aplicaciones, cristales orgánicos, aislantes, fibras textiles, diferentes clases de adhesivos, aprestos, etc.

HIDROCARBUROS AROMATICOS: Los hidrocarburos aromáticos, extraídos durante mucho tiempo a partir de la hulla, se han utilizado en la fabricación de perfume, colorantes y medicamentos. La petroquímica de los aromáticos nació en los Estados Unidos durante la última guerra por la necesidad de disponer de grandes cantidades de tolueno, líquido indispensable para la elaboración de explosivos como el trinitrotolueno (T.N.T.). Las aplicaciones surgidas con posterioridad han favorecido el desarrollo de nuevos metodos de extracción basados en el glicol con gasolinias pesadas, previamente sometidas a un tratamiento catalítico.

El benceno, el tolueno y el xileno se separan mediante destilación. El primero de estos hidrocarburos sirve para la fabricación del estireno y del fenol. El segundo constituye un disolvente de numerosas sustancias. El tercero, por último, entra en la composición de algunos plásticos, pinturas e insecticidas.

AZUFRE: El azufre se encuentra en proporciones más o menos grandes en el petróleo bruto (de 0.5 a 5 por ciento) y en el gas natural. La eliminación de los productos sulfurados en el petróleo, realizada mediante un proceso de refinación, es necesaria ya que su existencia perjudica el papel que deben desempeñar los antidetonantes y los catalizadores de reforming. El azufre que se obtiene en estado líquido es muy puro y se utiliza para la fabricación de ácido sulfúrico, fósforo, pólvora negra, fuegos artificiales y ebonita, para la vulcanización del caucho para proteger las plantas contra organismos vegetales o animales y en dermatología.

4.12 EQUIPO DINAMICO E INTEGRAL UTILIZADO EN EL TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS

MOTORES Y TURBINAS: El equipo dinámico es aquél que comunica al fluido, la energía necesaria para que se transporte, normalmente un generador hidráulico (bomba) es accionado por un motor eléctrico o de combustión interna, mientras que un motor hidráulico (turbinas) es accionado por un generador eléctrico.

Tratándose de fluidos compresibles el generador suele llamarse compresor y el motor puede ser una turbina de gas, aire o simplemente un motor de combustión interna.

MOTOR ELECTRICO: Convierte la energía eléctrica en energía mecánica, al revés del generador: consiste en un estator cilíndrico hueco, dentro del cual gira un rotor cilíndrico sólido, alrededor del estator se envuelven en una bobina, alambres conductores cuya corriente produce un campo magnético; alrededor del rotor también se enrollan conductores; el rotor gira por inducción y su eje transmite la fuerza mecánica.

MOTOR DE COMBUSTION INTERNA: En el que se utiliza la energía desarrollada dentro de un cilindro con émbolo, por la expansión de gases inflamados por compresión o por la chispa de una bujía eléctrica, el término se aplica especialmente a los motores de gasolina y a los diesel.

En el motor con ciclo de cuatro tiempos se distinguen las siguientes fases:

Este ciclo comprende la admisión, la compresión, la explosión y el escape.

En la admisión el pistón aspira la mezcla aire gasolina en el cilindro por la válvula llamada precisamente válvula de admisión.

El pistón comprime entonces esa mezcla gaseosa con las válvulas de admisión y de escape cerradas; es la fase llamada de compresión.

Una chispa eléctrica, producida por la bujía, hace explotar la mezcla, que se dilata y empuja el pistón hacia abajo durante esta fase llamada de explosión, la temperatura en el cilindro es de 1200°C. Por último se produce el escape, el pistón expulsa del cilindro por la válvula de escape los gases quemados y así se completa el ciclo.

TURBINA: Rueda de eje horizontal o vertical, provista de aletas en su periferia, movida por la descarga de un chorro de agua, aire caliente, gases etc. Como en la turbina no hay movimiento alternativo (puesto que no tiene émbolos), sino sólo rotatorio, se eliminan las vibraciones; además produce mayor fuerza y velocidad que otros tipos de motores.

TURBINA DE GAS: Son las de mayor utilización en la industria petrolera. Las turbinas de gas constan esencialmente de las siguientes partes:

- Compresor de aire.
- Cámara de combustión.
- Turbina.

En el funcionamiento de una turbina de gas, el aire comprimido por el compresor es enviado a la cámara de combustión, donde al calentarse se expande a través de las toberas de la turbina y adquiere alta velocidad.

La energía cinética de la corriente de aire queda entonces distribuida de la siguiente manera:

- Parte es cedida a los álabes de turbina.
- Parte para accionar el compresor.
- El resto para producir el trabajo.

Normalmente las turbinas de gas se utilizan en la industria petrolera por las siguientes razones:

- Las turbinas de gas son unidades integradas, no necesitan calderas, condensadores, sistemas de agua de alimentación y enfriamiento.
- Producen alta potencia a alta velocidad con gran confiabilidad y fácil mantenimiento, ocupan poco espacio.
- Las turbinas de gas tienen eficiencias térmicas mucho más elevadas que las de vapor con condensación para procesos.
- No producen tanta contaminación ambiental con su escape y además, porque casi no hay que purgar sistemas de agua de alimentación y enfriamiento.

Los límites prácticos de potencia de turbinas de gas en aplicaciones de procesos van desde 1,000 hasta 100,000 ó más hp.

La turbina tipo avión por contraste es un motor de chorro ("JET"), para aviones, pero en vez de impulsar un avión, mueve una turbina de potencia.

En esta forma el motor es un generador de gas energizado que se envía a una turbina convencional de potencia para trabajo pesado.

El diseño y producción de turbinas de potencia para temperaturas moderadas, flujo alto y baja velocidad de unas 5,000 rpm, fueron una prolongación lógica de la fabricación de compresores centrífugos, para gasoductos.

En la actualidad se utiliza un número, cada día mayor de estas turbinas de gas para gasoductos, perforaciones fuera de la costa y servicios públicos, debido a que para potencias altas, este tipo de turbina es mas eficiente que incluso la regenerativa para trabajo pesado.

TURBINA DE VAPOR: La turbina de vapor es un motor primario, satisfactorio y confiable para muchas máquinas de proceso, se suele utilizar para la propulsión de bombas, ventiladores, sopladores y compresores, también se emplea a menudo en los generadores eléctricos para servicio de emergencia o para suministro de energía eléctrico en plantas remotas.

Las turbinas de vapor, son un tipo específico de turbinas de expansión. El fluido siempre es vapor lo cual permite diseñar la turbina con mucha exactitud, pues las propiedades del vapor a todas las presiones y temperaturas prácticas, son de sobra conocidas.

Las turbinas de vapor ofrecen la característica velocidad variable, que es muy útil para ahorrar energía en las unidades motrices de bombas y compresores. Si se instalan de modo que se pueda aprovechar su capacidad de velocidad variable, las turbinas de vapor, permiten concordar los requisitos de energía con cargas reales, y pueden ahorrar gran cantidad de energía en ciertas aplicaciones para procesos.

TURBINA HIDRAULICA: Aprovecha la energía cinética que da al agua la gravedad, una corriente veloz o una caída de gran altura. Fue el perfeccionamiento de la vieja rueda hidráulica.

Las turbinas hidráulicas tienen como principio de aplicación el de las ruedas de reacción. Para la clasificación de las turbinas se toma en cuenta la dirección que lleva el agua a su paso por el rodete o rueda móvil, así las tenemos en tres clases.

- **TURBINAS RADIALES:** En esta clase de turbinas el agua dentro del motor permanece en un plano normal al eje de rotación.
La admisión puede ser exterior o interior por lo que podemos encontrar turbinas radiales centrípetas y centrífugas.

- **TURBINA AXIAL O PARALELA:** Es aquella en la que el agua a su paso por la turbina conserva una misma distancia con respecto al eje de rotación.

- **TURBINA MIXTA:** Aquella formada por la combinación de las dos anteriores.

VALVULAS: Las válvulas son elementos que sirven para permitir o restringir el paso de un fluido.

Las válvulas más utilizadas en los sistemas troncales de ductos son:

- Válvula de compuerta.
- Válvula de globo.
- Válvula macho.
- Válvula de retención (CHECK).
- Válvula de control (como puede ser la válvula relevadora de presión).
- Válvula de seguridad.
- Válvula de purga.
- Válvula de inclusión y expulsión de aire.

VALVULA DE COMPUERTA: Normalmente trabaja toda abierta o toda cerrada, su área de paso es del mismo diámetro del área de la tubería. No debe usarse estrangulada, pues no sirve para regular el paso del fluido.

Se usa en líneas de succión y descarga de bombas así como en líneas de descarga de pozos; como válvula de bloqueo, son operadas manual y electricamente, ya sea por medio de un volante o motor eléctrico, que actúan sobre un vástago que levanta la compuerta, este tipo de válvula no tiene sentido de entrada o salida, cualquiera de sus lados sirve para los dos propósitos.

VALVULA DE GLOBO: Se llaman así por la apariencia de su cuerpo; su característica es que tiene una abertura u orificio por donde pasa el flujo siendo esta abertura perpendicular al sentido del mismo, por tal razón este tipo de válvula debe ser usada en un sólo sentido.

Para su instalación se requiere que la presión mayor esté bajo la apertura del orificio. Se usan para estrangular o controlar un flujo determinado.

VALVULA MACHO: También se le llama de tapón, consta de un cilindro o tanque perforado de lado a lado, formando un pasaje en el cuerpo del cilindro, cuando este pasaje está en el mismo sentido del flujo, permite su paso, en caso contrario, es decir, dando una vuelta de 90°, se opone la cara sólida del cilindro y obstruye el flujo.

Este cilindro se acciona exteriormente por medio de un maneral y engranes que actúan sobre el vástago unido al cilindro.

Este tipo de válvulas se usan principalmente en gases y gasolinas. Por su construcción son de cierre rápido ya que necesitan girar solo 90° para abrir o cerrar, es necesario una lubricación constante y adecuada.

VALVULAS DE RETENCION

La válvula de retención, mas conocida como CHECK, tiene como característica general permitir el paso del flujo en un sólo sentido y evitar que éste regrese, para este fin cuenta con una abertura que puede ser obstruida por medio de un disco, una placa o una esfera metálica.

Como se puede notar este tipo de válvulas se debe colocar en el sentido correcto, y para evitar confusiones, cuenta con una marca en el sentido del flujo.

Se usan en la descarga de bombas, si la bomba se para, evita que regrese el fluido de la línea de descarga a la bomba. Los tipos de estas válvulas son:

- a) CHARNELA O LENGÜETA.
- b) HORIZONTAL, Operan solo en posición Horizontal.
- c) DE BOLA, Que trabaja adecuadamente en posición vertical, nunca horizontal.

VALVULA DE CONTROL

Son válvulas de construcción especial, usadas para controlar las variables del proceso de producción, como son presión, temperatura, nivel de fluidos y flujo en forma automática.

Las válvulas de control pueden ser operadas por medio de una señal, resorte o contrapeso.

VALVULA RELEVADORA DE PRESION

Se usan para disminuir el efecto del golpe de ariete, ya que cuando la presión interior de la tubería sobrepasa la resistencia del resorte, éstas se abren, permitiendo la salida del fluido.

VALVULAS DE SEGURIDAD

Las válvulas de relevo o seguridad son utilizadas para la protección del personal y equipo. Están construidas para abrir a una presión calibrada específicamente y cerrar por medio de un resorte cuando disminuye la presión por debajo del ajuste.

VALVULA DE PURGA

Estas válvulas se colocan en la parte baja de la conducción y sirven para, limpiarla de los azolves que se hayan acumulado, (se instalan solo si la conducción es larga y en general se usan las del tipo de compuerta), según su tamaño pueden ser de operación manual, acopladas a un motor o accionadas mediante un cilindro hidráulico.

VALVULAS DE INCLUSION Y EXPULSION DE AIRE

Sirven para expulsar el aire que pueda haber entrado en la tubería mezclado con el fluido, o bien para que al producirse el vacío en la tubería, dejen que el aire entre en la misma y eviten que ésta se aplaste debido a la presión atmosférica. En general se colocan en la parte alta de la conducción.

Las válvulas se seleccionan teniendo en cuenta el tipo más adecuado para lograr la finalidad deseada, sin embargo, a menudo se instalan válvulas de menor diámetro que el de la tubería, ya que lo que se pierde por incremento de pérdida de carga, se compensa ampliamente con el menor costo de la válvula.

INSTRUMENTOS DE MEDICION

Los sistemas de medición son un conjunto de elementos que indican, registran y/o totalizan el fluido que pasa a través de ellos y que se transfiere, ya sea de una entidad a otra, o entre diferentes sitios de la misma entidad.

Su objetivo es el control de la producción; en la industria petrolera son empleados principalmente los medidores del tipo diferencial, aunque existen gran variedad de medidores basados en principios diferentes, como son los de desplazamiento positivo y los medidores tipo turbina

MEDIDORES DEL TIPO DIFERENCIAL

El registrador de flujo del tipo diferencial comunmente denominado medidor del gasto, se basa en la variación de velocidad y caída de presión provocadas por una restricción intencional u orificio, colocados en la línea de flujo.

El medidor de orificio se compone del tubo de medición que contiene la placa de orificio como elemento primario, y como elemento secundario, el aparato que registra las variaciones de presión transmitidas por las líneas de conexión o tomas de presión.

La ecuación básica de flujo aplicada a los medidores de orificio, es la de la conservación de la energía de los fluidos en movimiento, o ecuación de BERNOULLI.

Las variaciones de presión de flujo o estática, se registran en un elemento de presión o tubo de Bourdón, y la presión diferencial, en un manómetro tipo mercurio que ha caído en desuso, o un manómetro tipo fuelle.

MEDIDORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

En este tipo de medidores se incluyen los de tipo de diafragma y de turbina. Los medidores de diafragma, son aparatos que tienen una o más cámaras móviles de volumen determinado dispuestas de tal manera, que cuando el gas pasa a través del medidor, éstas se llenan y vacían alternativamente.

El movimiento de las cámaras se transmite mecánicamente a los índices de un registrador, dando de esta manera el volumen desplazado o medio en un período de tiempo.

El principio básico de los medidores de desplazamiento positivo tipo diafragma, puede entenderse comparandolos con un cilindro de movimiento alternativo.

MEDIDORES TIPO TURBINA

Los medidores de turbina son dispositivos basados en la velocidad del fluido como los medidores de orificio. La dirección del flujo a través del medidor, es paralela al eje de la turbina, y la velocidad de rotación de la turbina, es proporcional a la cantidad de flujo.

El volumen de gas es deducido de las revoluciones de la turbina. En el medidor de turbina se introduce una restricción en forma de cono de nariz de sección transversal conocida, dentro de la corriente de gas.

El medidor de turbina determina la velocidad del flujo a través de esta restricción, por las revoluciones del rotor de la turbina montado en el área abierta de la restricción. Las rotaciones de la turbina son transmitidas por medio de un tren de engranes, a una variedad de dispositivos que totalizan el volumen que ha pasado en condiciones de operación de la línea.

En estos medidores el gasto quedará medido por la aplicación de la fórmula siguiente:

$$Q = V \times A$$

$$Q = \text{VOLUMEN}$$

$$V = \text{VELOCIDAD DEL GAS}$$

$$A = \text{AREA DE FLUJO}$$

T U B E R I A S

Las tuberías usadas en el transporte de aceite y gas, son predominantemente tuberías de acero, con costura longitudinal o tuberías de soldadura en espiral.

Las tuberías soldadas axialmente pueden ser soldadas por arco eléctrico, resistencia eléctrica y por arco sumergido.

El diámetro nominal en pulgadas es igual al diámetro exterior de la tubería a partir de 14 pulgadas. La tolerancia para el diámetro exterior varía de acuerdo al modo de fabricación y al diámetro de la tubería.

La tolerancia máxima admisible es de $\pm 1\%$.

La tolerancia para el espesor de pared, asimismo depende de la medida de la tubería y tipo de fabricación.

Las tolerancias máximas admisibles son de +20 y -12.5%.

Una tubería de diámetro interior dado y rango de presión, será más barata entre menor sea el espesor de pared de la misma. Esto requiere de aceros que resistan grandes esfuerzos.

Los costos específicos en el transporte, tanto de aceite como de gas, disminuyen cuando la capacidad de manejo aumenta, ésto se logra si el aceite y el gas, se transportan en tuberías de diámetro óptimo para una capacidad dada.

Las tuberías de gran diámetro son usualmente más baratas de construir usando la técnica de soldadura en espiral. Esta tecnología permite dar a una tubería el menor espesor de pared que el dado para tuberías de soldadura longitudinal. Las tuberías de acero pueden ser hechas de cualquier grado de este material.

El rango de requerimientos a los que se someten los aceros de las tuberías, han sido últimamente extendidos considerablemente, por el hecho de que día a día ha ido en aumento el número de pozos de aceite y gas que se perforan en climas árticos.

Las bajas temperaturas ahí existentes, reducen substancialmente la ductilidad del acero de las tuberías. Un parametro que permite evaluar el esfuerzo del acero, es antes de todo, la temperatura crítica de transición o de cristalización, establecida por la prueba de flexión sin que exista ningún daño en el acero. La adición de manganeso (Mn), arriba del 2%, incrementa el esfuerzo de cedencia del acero y disminuye su temperatura de transición.

Una adición de 0.5% de aluminio (AL), aumenta el esfuerzo de cedencia y disminuye substancialmente la temperatura de transición, por tal razón tuberías usadas en climas frios, contienen pequeñas cantidades de aluminio.

T E C N O L O G I A A C T U A L

INSPECTOR DE TUBERIAS

El estado de tuberías o ductos en instalaciones petroleras pueden inspeccionarse con el dispositivo denominado vigilante de Siemens.

Se trata de un vehículo multiarticulado operado por control remoto, y dotado de una cámara de televisión que puede recorrer ductos y tuberías, ayudando a detectar posibles defectos. Existen varios modelos pero el más pequeño puede transitar por luces de 10 centímetros, escalar en sentido vertical y bajar a profundidades de hasta 20 metros. Si pudiera hablar, diría que no se le escapa ni una fisura.

EFICIENCIA DE TRANSPORTE

En el transporte de hidrocarburos, se presenta el problema de la acumulación de impurezas solidas o líquidas que provocan caídas de presión que pueden ser excesivas, con el consiguiente gasto de potencia del equipo.

Al estar en este caso es necesario eliminar las impurezas, y la manera más eficiente para limpieza interior de ductos, es por corrida de diablos.

Para calcular una corrida de diablos, se determina la velocidad del flujo. Después de calcular la velocidad del fluido, se determina la duración de tiempo entre una trampa de diablos de lanzamiento y la trampa de recibo, conociendo la distancia, entre ellas. Si se cree necesario, se puede detectar el paso del diablo por las válvulas de seccionamiento intermedias.

PRUEBAS DE EFICIENCIA DE TRANSPORTE

Considerando que un ducto debe trabajar en forma eficiente a fin de manejarlo a su capacidad de diseño económicamente, deben hacerse pruebas de eficiencia para llevar un control y determinar cuando es necesario hacer una limpieza interior.

Partiendo de la relación siguiente se tendrá el resultado que indique si se está dentro de valores permitidos.

Un valor práctico aceptable de eficiencia será el que sea mayor a 85%

$$E F I C I E N C I A = \frac{\text{GASTO EFECTIVO}}{\text{GASTO TEORICO}} \times 100$$

El gasto teórico se obtendrá aplicando fórmulas de la velocidad real de flujo. La velocidad real de flujo puede determinarse inyectando dentro de la tubería, una pequeña cantidad de una sustancia detectable que servirá de trazador, y midiendo el tiempo empleado desde la inyección en el punto inicial del tramo, hasta la detección en el punto final.

Se ha empleado como trazador el amoníaco, y como reactivo para detectarlo la fenoftaleína, pero últimamente con material radiactivo, se han logrado resultados mas confiables.

CAPITULO V.

CLASIFICACION, DESCRIPCION GENERAL, CARACTERISTICAS PRINCIPALES, SELECCION, APLICACION, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE BOMBAS PARA EL MANEJO DE HIDROCARBUROS LIQUIDOS Y PRODUCTOS DERIVADOS.

5.1 CLASIFICACION.

5.2 DESCRIPCION GENERAL Y CARACTERISTICAS PRINCIPALES.

5.3 SELECCION.

5.4 APLICACION.

5.5 OPERACION Y MANTENIMIENTO.

CLASIFICACION, DESCRIPCION GENERAL, CARACTERISTICAS PRINCIPALES, SELECCION, APLICACION, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE BOMBAS PARA EL MANEJO DE HIDROCARBUROS LIQUIDOS Y PRODUCTOS DERIVADOS.

5.1 CLASIFICACION

BOMBAS

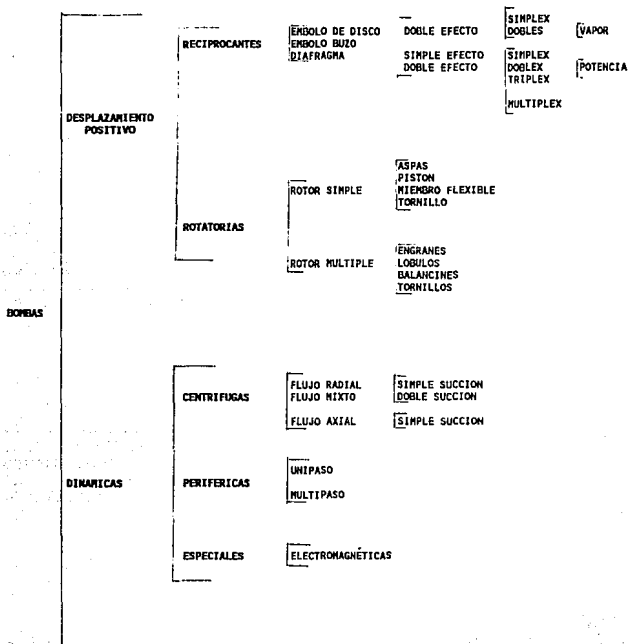
La bomba es una máquina diseñada para poder incrementar la energía de un líquido.

Las bombas se clasifican según dos consideraciones generales diferentes: (1) la que toma en consideración las características de movimiento de líquidos y (2), la que se basa en el tipo o aplicación específica para los cuales se ha diseñado la bomba.

Siendo tan variado el tipo de bombas que existen, es muy conveniente hacer una adecuada clasificación, la que se considera mas completa, es la del Instituto de Hidráulica de los ESTADOS UNIDOS DE AMERICA " AMERICAN HYDRAULIC INSTITUTE".

CLASIFICACION

AMERICAN HYDRAULIC INSTITUTE



5.2 DESCRIPCION GENERAL Y CARACTERISTICAS PRINCIPALES

CLASES Y TIPOS

El cuadro anterior tiene por objeto aclarar mucho del misterio que circunda a los tipos y clases de bombas, basándonos en las clasificaciones normales usadas más frecuentemente, incorpora una buena cantidad de datos útiles en la selección y aplicación de bombas.

Hay tres clases de bombas en uso común al presente: centrífuga, rotatoria y reciprocante. Nótese que estos términos se aplican solamente a la mecánica de movimientos de líquido, y no al servicio para el que se ha diseñado una bomba. Esto es importante porque muchas bombas se construyen y venden para un servicio específico y, en el complejo problema de elegir la que tenga mejores detalles de diseño, pueden perderse de vista los problemas básicos de clase y tipo. Cada clase se divide a su vez en un número de tipos diferentes. Por ejemplo, bajo la clasificación de rotatorias se encuentran las de leva, tornillo, engranes y álabes, por enunciar unas cuantas. Cada una es un tipo particular de bomba rotatoria.

DETALLES

EL INSTITUTO HIDRAULICO DE ESTADOS UNIDOS, recomienda que la clasificación normal se considere como aplicada solamente al tipo, dejando al constructor el uso de los detalles que haya desarrollado y normalizado para cada tipo de bombas. Así, para seleccionar una bomba es generalmente necesario comparar, detalle por detalle de varias marcas.

5.2.1 BOMBAS DE EMBOLO RECIPROCANTES

La única fuerza que posee una bomba para provocar que un líquido se introduzca en su interior, es la fuerza que crea o mantiene un vacío en la cámara de la bomba, y a menos que ésta esté sumergida o colocada en un nivel más bajo que la superficie del líquido, la única fuerza capaz de elevarlo hasta la bomba, es la debida a la presión atmosférica. Si la superficie del líquido se encuentra arriba de la bomba, además de la presión atmosférica se tiene la presión debida al peso del líquido.

Supongamos un depósito bastante alto "A" conectado por medio de un tubo a otro bastante grande "B", correspondiendo el nivel del líquido en este último al fondo del primero (fig. 5.1). Esta operación se supone al nivel del mar en las condiciones de 0°C y 760 mm. de mercurio, o sean 1.033 kg/cm². Si se efectúa el vacío en el depósito "A", el líquido subirá por efecto de la presión atmosférica hasta una altura $H_b = 10.33$ m., que corresponde al máximo teórico de elevación para una bomba suponiendo que no se tienen pérdidas.

En las bombas de émbolo se produce vacío en el interior del cilindro por medio de la salida parcial del émbolo, haciendo que el líquido penetre al cilindro a través de la tubería y válvulas de succión, y ocupe el espacio vacío. El desplazamiento del líquido y su descarga a través de las válvulas y tubería de descarga, se produce haciendo entrar nuevamente el émbolo. Cuando ambos extremos del cilindro actúan, de tal manera que el líquido es aspirado por un extremo en tanto que se efectúa la descarga por el otro, se dice que la bomba de "doble efecto". Considerando el mismo diámetro y carrera del émbolo, las bombas de doble efecto tienen casi el doble de la capacidad de las de simple efecto, siendo mayor la longitud del cilindro en las de doble efecto por el espacio adicional que se necesita para válvulas y pasajes. De lo anterior se deduce que una bomba de doble efecto, es más barata que una de simple efecto en proporción a su capacidad. Cuando solamente uno de los extremos del cilindro actúa, es decir que el líquido es aspirado cuando el émbolo se mueve en una dirección y descargado al regresar a su posición original, la bomba es de "simple efecto".

Según el número de cilindros, las bombas de émbolo se clasifican en "simplex" cuando tienen un solo cilindro, "duplex" cuando tienen dos cilindros, etc.

La bomba de doble efecto es más complicada y sus émbolos menos accesibles que en una bomba de simple efecto, lo cual ha dado lugar, a que la bomba de simple efecto con cilindros múltiples tenga un considerable campo de utilización.

La forma como son impulsadas las bombas origina otra clasificación; se llaman "bombas de potencia", aquellas que se impulsan por medio de una máquina prima a través de un mecanismo de biela y manivela. En estas bombas el número de R.P.M. es menor que el del motor que las impulsa, lográndose esto por medio de engranes, por banda, o por combinación de ambos sistemas.

Se le llama "bombas de vapor" aquellas impulsadas por una máquina de vapor en las cuales, los cilindros de líquido y vapor son parte de la misma bomba y están unidos directamente por el mismo vástago.

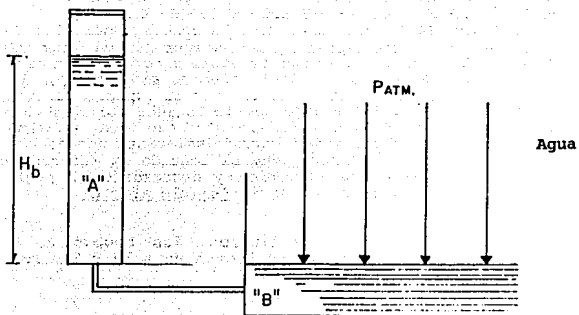
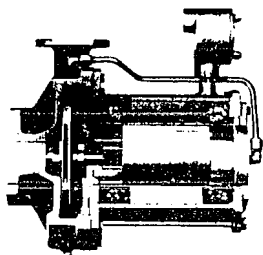
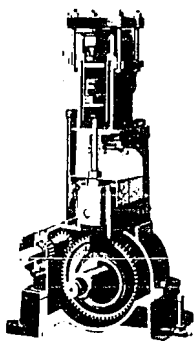


Fig. 5.1

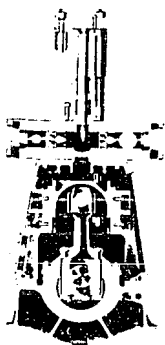
Fig. 5.2



Bomba directamente acoplada para productos químicos sin sello, a prueba de escapes (Cortesía de Chempump Corp.).



Bomba de potencia vertical de acción simple, tiene flecha de piñón para mover el cigüeñal. (Cortesía de The Deming Co.)

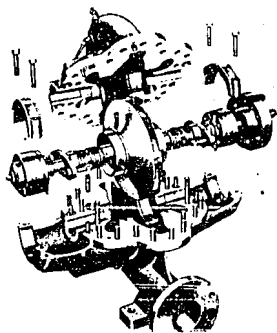


Bomba invertida de potencia de émbolo vertical triple para aplicaciones de alta presión. (Cortesía de Worthington Corp.)

Fig. 5.3

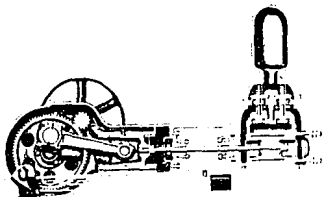


Bomba de tipo proceso de un solo paso. (Cortesía de *Dran Brothers Pumps, Inc.*)

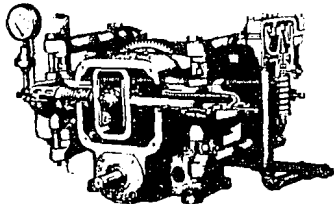


Bomba de propósito general de un solo paso con carcasa horizontalmente dividida. (Cortesía de *Peerless Pump Division, Food Machinery and Chemical Corp.*)

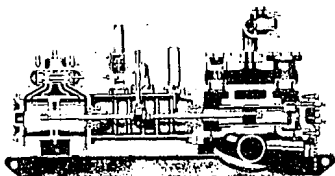
Fig. 5.4



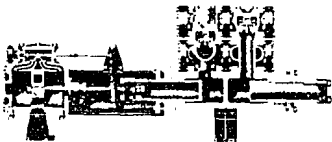
Bomba horizontal de potencia simple, movida por un piñón engranado a un cigüeñal, tiene válvulas de succión y descarga del tipo de disco. (Cortesía de Fairbanks Morse and Co.)



Bomba cuadruple de émbolo horizontal para presiones altas, movida por motor con cigüeñal y piñón. Los vares mueven los émbolos. (Cortesía de The Royallon Co.)

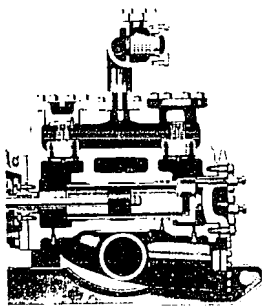


Bomba de vapor para todo, con extremo líquido del tipo de cámara con cilindro dividido y con múltiple de succión en la parte inferior del cilindro del líquido. (Cortesía de Gardner-Denver Co.)



Bomba horizontal duplex de émbolo del tipo de válvula de cámara con empaque extremo exterior, los émbolos están unidos por varillas de unión. (Cortesía de Worthington Corp.)

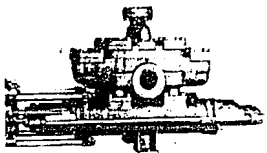
Fig. 5.5



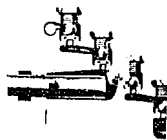
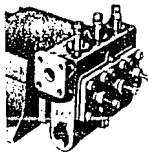
Extremo del líquido del tipo de cámara de válvula



Empaques en la parte superior del cilindro del líquido.

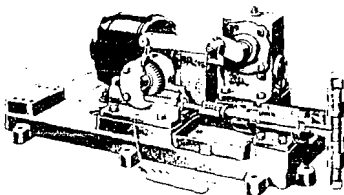


Bomba de émbolo con empaques externos.

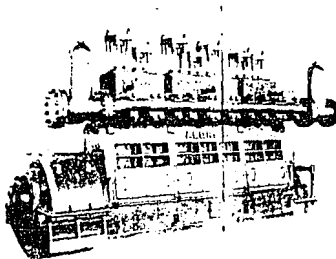


Extremo líquido de una bomba triplex horizontal. Válvulas de succión y descarga del tipo de bola.

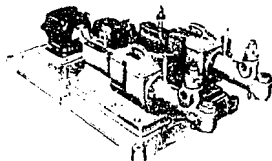
Fig. 5.6



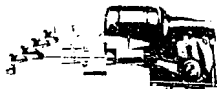
Bomba de émbolo para medición y proporción con cople del tipo de movimiento recido dada para ajuste de longitud de carrera y exactitud. (Cortesía de Hills-McCanna '9)



Bomba grande de potencia para alta presión. (Cortesía de Ailsch Pump Co.)



Bomba alimentadora del tipo de émbolo duplex, con ajuste micrométrico de longitud de carrera variando la posición del perno de manivela. (Cortesía de Proportioncers, Inc.)



Bomba de émbolo de volumen controlado con ajuste de tornillo para la longitud de la carrera. (Cortesía de Milton Roy Co.)

CAMARAS DE AIRE

Todas las bombas de émbolo deberán proveerse de cámaras de aire en el lado de descarga, y de cámaras de aire o de vacío en el lado de succión, a fin de absorber las irregularidades en la circulación del líquido debidas a los cambios intermitentes en la velocidad de los émbolos. Sin estas cámaras, se producirían golpes consecutivos que podrían llegar a destruir las bombas. Las cámaras de aire, deberán ser colocadas lo más cerca posible de los émbolos, de tal modo de limitar la columna de líquidos que sigue la marcha variable de los mismos. La cámara en el lado de succión debe colocarse de manera que, cuando la circulación del líquido dentro de la bomba se interrumpa al final de una embolada, el líquido fluya directamente dentro de la cámara de aire y esté disponible inmediatamente, para suministrar alimentación a la bomba mientras que otra parte del volumen de líquido está siendo acelerada en la tubería de succión. La figura (5.8) muestra un arreglo conveniente debido a que, al comenzar la succión, el líquido fluirá tanto de la cámara de aire, como de la tubería de succión.

El tamaño de las cámaras que deben ser usadas dependerá de las condiciones de trabajo, y a mayores irregularidades en la circulación, mayor será la capacidad de las cámaras. Así con bombas de gran velocidad, tubería de descarga de gran longitud, o con grandes alturas en el lado de descarga o de succión, las cámaras de aire serán más grandes que en el caso de bombas lentas que tengan alturas pequeñas de succión y de descarga.

En la descarga de la bomba, se instala tan cerca como sea posible una cámara de aire consistente en un recipiente cerrado, el cual contiene en su parte superior aire a presión. Durante el golpe de descarga casi todo el líquido que la bomba entrega en exceso del gasto medio, es desviado a la cámara de aire donde es almacenado hasta que tiene lugar el golpe de succión que sigue, que es cuando la descarga por medio del émbolo, es nula, siendo entonces cuando el gasto en la tubería es mantenido mediante el líquido entregado por la cámara de aire.

El volumen de las cámaras de aire en función del desplazamiento del émbolo, es usualmente equivalente al de seis a nueve veces este desplazamiento.

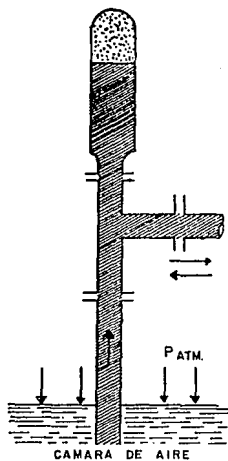
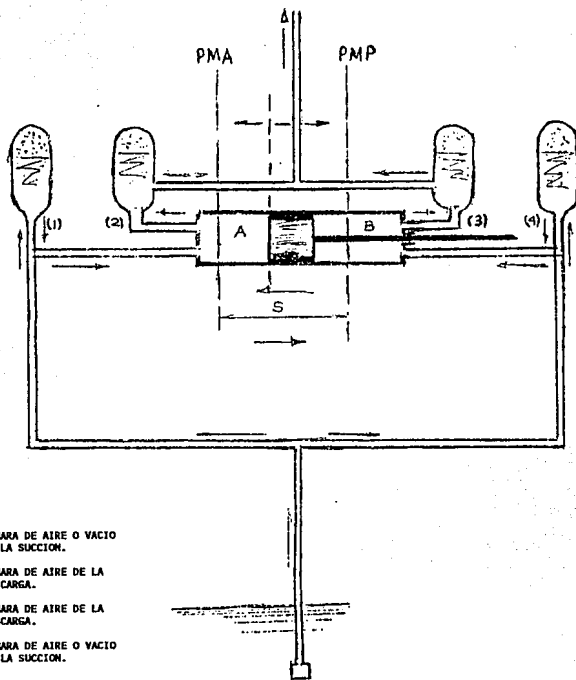


Fig. 5.7

Fig. 5.8

CAMARAS DE AIRE Y DE VACIO



BOMBA SIMPLEX RECIPROCANTE DE EMBOLO DE DOBLE EFECTO

- a. Cuando el émbolo viaja hacia P.M.A. (Punto Muerto Anterior).
 1. El líquido del extremo "A" del cilindro descarga a través del orificio [1] a la cámara de aire y a la tubería de descarga.
 2. Admisión [2] cerrada. Líquido entrando a la cámara de aire ó de vacío de la succión.
 3. Descarga [3] cerrada, ésta cámara de aire proporciona líquido a la tubería de descarga.
 4. Admisión [4] del extremo "B" del cilindro abierta. La bomba succiona del deposito y de la cámara.
- b. Cuando el émbolo viaja desde el P.M.A. al P.M.P. (Punto Muerto Posterior).
 1. Líquido del extremo "B" del cilindro, descargando a la tubería de descarga y a la cámara de aire a través del orificio [3].
 2. Admisión [4] cerrada, líquido de la succión entrando a la cámara de vacío.
 3. Descarga [1] cerrada, ésta cámara de aire proporciona líquido a la tubería de descarga.
 4. Admisión [2] del extremo "A" del cilindro abierta. La bomba succiona por este extremo tanto del depósito como de la cámara.

RENDIMIENTO O EFICIENCIA VOLUMETRICA

En toda bomba tenemos que distinguir entre la cantidad teórica "Qt" y la cantidad efectiva "Q_e" que pasa por la bomba. Al ejercer presión el émbolo sobre el líquido, se cierra la válvula de admisión; pero una cantidad muy pequeña "Q₂" regresa al deposito, entonces tendremos que:

por definición: $Q = Q_1 + Q_2$

$$\eta_v = Q_1/Q = Q_e/Q_t$$

Q_e = Cantidad efectiva de líquido bombeado.

Q_t = Cantidad total de líquido aspirado.

Este rendimiento depende de la rapidez con que cierre la válvula de admisión. En la práctica se encuentran valores entre "0.94 y 0.98"; es mayor en las bombas cuyo émbolo es de mayor diámetro y es tanto menor cuanto menor es la viscosidad del fluido.

En la clasificación general de bombas, las reciprocantes de émbolo quedan comprendidas en el grupo de bombas de desplazamiento positivo. En estas bombas, el fluido que se desplaza siempre esta contenido entre el elemento impulsor que puede ser un émbolo, un diente de engrane, una aspa, etc., y la carcasa o el cilindro.

PRINCIPIO DEL DESPLAZAMIENTO POSITIVO

En el interior del cilindro ilustrado en la figura (5.9), un émbolo se desplaza con movimiento uniforme a la velocidad [v], impulsando el líquido encerrado a la presión [p]. Se deberá suponer que tanto el cilindro como el émbolo, son rígidos e indeformables, y que el fluido es incompresible.

El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada [F]. El émbolo al moverse, desplaza al fluido a través del orificio de la descarga. Si el émbolo recorre un espacio [E] hacia la izquierda, el volumen de la cámara ocupado por el líquido, se reducirá un valor igual al producto [AE], siendo [A], el área de la sección transversal del cilindro. Como el fluido es incomprensible, el volumen de líquido que sale por el orificio será también [AE].

- v = Velocidad media del émbolo.
- p = Presión del fluido en el interior del cilindro.
- F = Fuerza que motiva el desplazamiento del émbolo.
- E = Espacio recorrido por el émbolo.
- A = Área de la sección transversal del cilindro.
- V = Volumen de líquido desplazado por el émbolo.

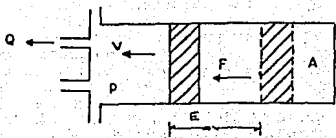
$$V = AE$$

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

$$Q = V/t = AE/t ; \text{ pero } E/t = v$$

por lo que $Q = Av$

Fig. 5.9



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

$$N_B = Fv ; \text{ pero } F = p \cdot A$$

y entonces

$$N_B = p \cdot Av = pQ$$

Según se aprecia, la máquina o dispositivo puede funcionar como bomba o como motor, es decir, puede absorber potencia mecánica (Fv) y restituir potencia hidráulica (pQ) o viceversa (cilindro hidráulico). Tanto en un caso como en el otro, es evidente que "el principio de desplazamiento positivo", consiste en el movimiento de un fluido motivado por la disminución de volumen de una cámara.

Por lo tanto, en un 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 en la succión, y que disminuye igualmente en la impulsión; es por esto que dichas máquinas se llaman también volumétricas. En las mismas, el intercambio de energía del fluido se efectúa siempre con variaciones de presión. 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 gráfica ($Q-H$) de una bomba de desplazamiento positivo será una paralela al eje (H).

Las bombas de desplazamiento positivo tienen un amplio campo de aplicación en las transmisiones y controles, por ejemplo, en el accionamiento hidráulico de una excavadora. Las bombas de desplazamiento positivo y en especial las bombas de émbolo, no tienen límite de presiones; actualmente se construyen para presiones de más de 15,000 lb/pg².

Para aumentar la presión basta construir una bomba más robusta y accionarla con un motor más potente. El "principio de desplazamiento positivo", demuestra que cualquier presión es alcanzable.

Las bombas de émbolo son adecuadas para gastos limitados. Para aumentar el gasto en éstas, se requiere aumentar el tamaño de la bomba, ya que siendo el flujo pulsatorio en estas máquinas, los fenómenos de inercia impiden aumentar el gasto mediante el aumento de velocidad.

En la figura (5.10) se muestra una bomba simplex, de émbolo, de simple efecto y de potencia, ya que la transmisión del movimiento de motor a bomba se efectúa por medio de un mecanismo de biela-manivela. Al moverse el émbolo hacia afuera del cilindro, crea un vacío en la cámara y la presión atmosférica que se ejerce en el depósito del cual se succiona, empuja el líquido por la tubería de succión al interior de la bomba. Al volver el émbolo en su carrera de regreso hacia dentro del cilindro, se cierra la válvula de succión y se abre la de descarga permitiendo que el líquido fluya por la tubería.

A cada revolución del muñón de la manivela corresponden dos carreras del émbolo, una hacia su punto muerto posterior (afuera), y otra hacia su punto muerto anterior (adentro); pero solamente en una de ellas se realiza desplazamiento del líquido.

El volumen de líquido desplazado en cada carrera de impulso llamado también volumen por embolada, será:

$$V = (\pi/4)D^2 \cdot 2R = A \cdot S$$

Nótese de la misma figura que 2R es igual a la longitud de carrera del émbolo (S).

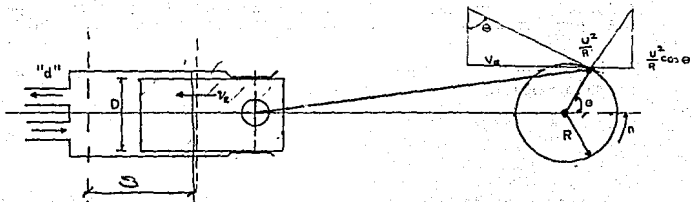
En condiciones ideales el gasto teórico que fluye por la tubería de descarga será:

$$Q_t = V/t = (\pi/4)D^2 \cdot \frac{2Rn}{60}$$

Lo anterior comprueba que el gasto proporcionado por una bomba de émbolo, no depende de la presión sino del área del émbolo, de la carrera del mismo, y de la velocidad de giro del muñón de la manivela.

La regulación del gasto en las bombas de émbolo, no se hace mediante cierre parcial de la válvula en la línea de descarga, sino variando el número de r.p.m. del motor. La válvula general de descarga de una bomba de émbolo, solamente se podrá cerrar al parar la bomba y nunca mientras que ésta se encuentre en marcha; de lo contrario, la presión crecería hasta tal punto que la potencia que el motor pudiera suministrar, sería insuficiente existiendo siempre la posibilidad de un riesgo grave.

Fig. 5.10



GASTO REAL PROPORCIONADO POR LA BOMBA

El gasto real proporcionado por la bomba es menor que el teórico, a causa de las fugas debidas al retraso en el cierre de las válvulas de la bomba, a que dichas válvulas no sellan herméticamente, y a las pérdidas hidráulicas entre el prensa-estopas y el vástago del émbolo. Además, el caudal disminuye a causa del aire mezclado con el líquido succionado, que se desprende debido al vacío creado por la salida del émbolo.

El gasto real estará dado por la expresión:

$$Q_0 = Q_t \cdot \eta_v$$

CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS RECIPROCANTES

El gasto en la descarga de bombas centrífugas y bombas rotatorias, es constante, uniforme, en tanto que en las bombas reciprocantes, el flujo es pulsante, con la característica de que la pulsación depende del tipo de bomba, sea que tenga o no cámara amortiguadora.

BOMBAS SIMPLEX DE ACCIONAMIENTO DIRECTO

Una bomba de vapor operando a velocidad normal, tiene una gráfica de descarga característica como la que se muestra en las figuras "a y b", para bombas de simple y de doble efecto respectivamente. El flujo es uniforme (figuras a y b) hasta el extremo de la carrera donde el émbolo se detiene y regresa.

Sin cámara amortiguadora, el flujo teóricamente cesa cuando el émbolo se detiene; pero la cámara de aire previene esto originando la característica mostrada.

BOMBA DE VAPOR DUPLEX DE ACCIONAMIENTO DIRECTO

En una bomba de vapor duplex de accionamiento directo, la descarga de uno de los cilindros se encuentra desplazada " $\frac{1}{2}$ S" (la mitad de la carrera) en relación con la descarga del otro cilindro. La gráfica característica correspondiente a los dos cilindros en operación conjunta, presenta el doble de partes bajas (valles o depresiones), que una bomba de un cilindro (simplex); pero los puntos más bajos no lo son tanto como en una bomba simplex de accionamiento directo.

BOMBAS DE POTENCIA

Las curvas de descarga para estas bombas toman la forma de ondas senoidales porque los émbolos son impulsados por un mecanismo de biela-manivela.

La descarga no cambia tan abruptamente como en las bombas de accionamiento directo.

BOMBAS DE POTENCIA SIMPLEX DE DOBLE EFECTO

La bomba de potencia simplex de doble efecto para la cual se tiene la curva característica, que se muestra en la figura 5.11 (a) tiene un régimen de flujo máximo de 60% arriba del régimen promedio, y el flujo mínimo abajo del promedio es de 100%. Esto quiere decir que en algún punto durante cada ciclo de bombeo, el flujo de la bomba es cero; pero el flujo de la línea de descarga puede ser aproximadamente constante, dependiendo de la disposición de la tubería y de la clase y capacidad de amortiguamiento empleado.

La bomba duplex de doble efecto (figura 5.11 (b)), tiene un régimen de flujo máximo de 26.7% arriba de su régimen promedio de flujo, el régimen de flujo mínimo es de 21.6% abajo del gasto promedio. De ésta manera, siempre existe flujo en el tubo de descarga mientras la bomba está en operación.

BOMBA TRIPLEX DE SIMPLE EFECTO

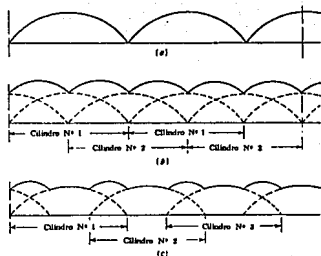
Una bomba triplex de simple efecto, tiene una característica de descarga más uniforme. El régimen de flujo máximo arriba del valor promedio es de 6.64%, y el mínimo abajo del promedio es de 18.4%, la característica se muestra en la figura 5.11 (c).

Con cualquier bomba reciprocante, la diferencia entre la descarga máxima y la descarga promedio, es almacenada en la cámara de amortiguamiento hasta que la descarga cae abajo del promedio.

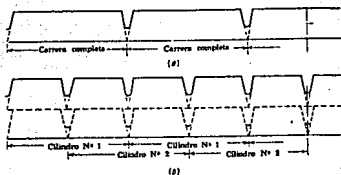
Las bombas quintuplex y sextuplex dan una descarga todavía más uniforme, sin embargo, la prueba real de una bomba está en la operación de la misma. Pulsaciones grandes pueden ser de menor importancia en una instalación dada, en tanto que en otra pueden no tener significación.

Debe tenerse en cuenta que los porcentajes dados antes para flujo máximo y flujo mínimo, se aplican únicamente a las gráficas dadas en cada caso. El diseño de la bomba, el ángulo de la manivela y algunos otros factores hacen diferente el flujo en una unidad con respecto a otra, sin embargo, los valores dados representan la práctica común y la variación de estos de un fabricante a otro, no es usualmente grande.

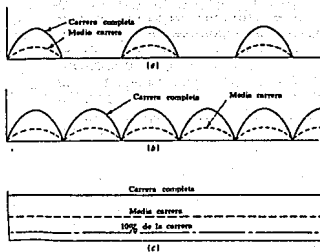
Fig. 5.11



Curvas de descarga para tres tipos de bombas de potencia (a) simple de doble acción; (b) duplex de doble acción (c) triplex de simple acción.



Curvas de descarga para bombas de acción directa (a) simplex y (b) duplex.



Curvas de descarga para tres bombas pequeñas de capacidad variable: (a) simplex, simple acción; (b) duplex, simple acción y (c) gasto constante.

Es importante recordar que la curva de descarga de una bomba de émbolo no es una medida de su eficiencia, sino una representación gráfica sencilla de lo que está pasando en la descarga de la bomba. La importancia final de la forma de la curva es la medida de los requerimientos de trabajo para crear flujo en la tubería.

5.2.2 BOMBAS CENTRIFUGAS

Las bombas centrífugas son llamadas así, debido a que, en su operación utilizan una fuerza centrífuga o una variación de presión, que se debe a la rotación de un impulsor o rodete dentro de una cámara de presión o carcasa.

En pocas palabras, la bomba centrífuga consiste de un impulsor que gira dentro de una cámara de presión, (figura 5.12).

El líquido penetra al impulsor axialmente por el centro, circula radialmente hacia afuera, y es descargado de la circunferencia del rodete a la carcasa. Durante esta circulación, el líquido ha recibido energía de los álabes del rodete, dando por resultado un aumento tanto en la presión como en la velocidad. Puesto que gran parte de la energía del fluido en la descarga del impulsor es energía cinética, se deduce que en cualquier bomba eficiente es necesario conservar esta energía y transformarla en presión.

FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

Como ya se dijo anteriormente, en el interior de la bomba gira un rodete o impulsor a gran velocidad. El líquido que se encuentra entre los álabes de tal impulsor, es arrastrado por éstos en su movimiento de rotación, transmitiéndole una fuerza centrífuga que lo anima de un movimiento continuo, impulsándolo contra las paredes de la carcasa hacia la tubería de descarga, mientras que una nueva cantidad de líquido es aspirada por la tubería de succión, estableciéndose de este modo, una elevación constante. Como en las bombas de émbolo, la succión se efectúa por empuje de la presión atmosférica que obra sobre la superficie del líquido, impulsándolo por la tubería de succión, siempre y cuando en ésta se haya hecho el vacío.

Una bomba centrífuga normal, sólo funciona cuando el rodete y tubería de aspiración, se encuentran llenos de líquido (cebamiento), no pudiéndose lograr una aspiración "seca" como en las bombas de émbolo.

Fig. 5.12

ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA BOMBA

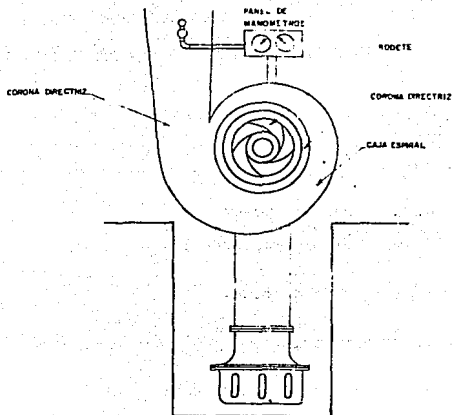
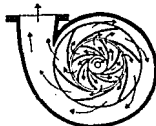


Fig. 5.13



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



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

Para que una bomba centrífuga trabaje correctamente, debe evitarse que dentro de la carcaza, rodete y tubería de succión, se encuentren burbujas que puedan llegar a formar una cámara de aire, debiéndose hacer una instalación correcta de la tubería de succión, de los codos y uniones de la línea de inundación de la bomba.

CLASIFICACION DE BOMBAS CENTRIFUGAS

El Instituto de Hidráulica, clasifica las bombas centrífugas de la siguiente manera:

1.0 De acuerdo con la trayectoria de líquido:

- 1.1 De flujo centrífugo o radial.
- 1.2 De flujo mixto.
- 1.3 De flujo axial.

2.0 En relación con el número de pasos:

- 2.1 De un solo paso (1 impulsor).
- 2.2 De pasos múltiples (varios impulsores).

3.0 De acuerdo con el tipo de carcaza:

- 3.1 De voluta.
- 3.2 De carcaza circular.
- 3.3 De difusor o rueda directriz.

4.0 Con respecto a la posición de la flecha:

- 4.1 Horizontal.
- 4.2 Vertical.

5.0 Según la succión:

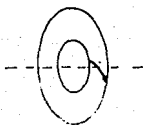
- 5.1 Succión sencilla.
- 5.2 Doble succión.

6.0 En relación con los materiales de construcción:

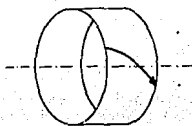
El Instituto de Hidráulica hace la clasificación siguiente:

- 6.1 Con partes de bronce.
- 6.2 Toda de bronce.
- 6.3 Composición especial de bronce.
- 6.4 Con partes de acero inoxidable.
- 6.5 Toda de acero inoxidable.
- 6.6 Toda de hierro.

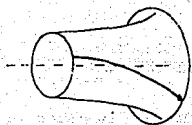
Fig. 5.14



FLUJO RADIAL



FLUJO AXIAL



FLUJO MIXTO

DESCRIPCION DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS UTILIZADAS EN SISTEMAS DE TRANSPORTE DE HIDROCARBUROS

CARCAZA

Las bombas que se utilizan en sistemas de transporte de hidrocarburos especialmente aquellas que constan de dos o más pasos, tienen la carcasa horizontalmente dividida en dos mitades a lo largo de la línea de centros de la flecha. Esta disposición permite que la mitad superior de la carcasa, sea retirada para inspección del elemento rotativo sin afectar el alineamiento de la bomba o bien, separar el elemento sin necesidad de modificar las conexiones de succión y de descarga, que forman parte de la mitad inferior de la carcasa.

BOMBAS CON CARCAZA DE VOLUTA

La bomba de voluta, también llamada de tipo espiral o centrífuga ordinaria, tiene la carcasa o cámara de presión en forma de una espiral que se expande progresivamente, de tal modo, que la velocidad del líquido se reduce gradualmente al ir abandonando el impulsor hacia la tubería de descarga, efectuándose de esta manera, la transformación de la energía de velocidad, en energía de presión.

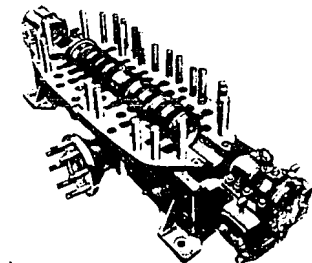
BOMBAS CON DIFUSOR O RUEDA DIRECTRIZ

En la bomba con difusor, el impulsor está rodeado por una rueda directriz o difusor, que tiene álabes directrices o directores. Estos álabes proporcionan pasajes que se ensanchan gradualmente, y cuya función, es reducir la velocidad del líquido que abandona al impulsor, y de ésta manera, transformar la carga de velocidad en carga de presión.

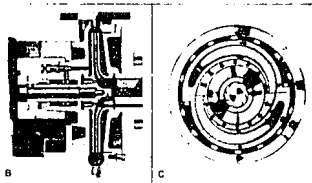
Otra subdivisión de las bombas centrífugas sería según su altura hidráulica de elevación o carga manométrica, en bombas de baja, de media y de alta presión, aunque los límites respectivos no pueden precisarse exactamente, debido a que la altura de elevación depende de la forma de los álabes, del diámetro del rodete, y de su número de revoluciones por minuto.

Fig. 5.15

DISEÑOS DE CARCASAS



A



B

C



D

RODETE IMPULSOR

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. Es fundido en una sola pieza normalmente de bronce; pero también se usan otros metales. El impulsor se coloca en la flecha ligeramente ajustado y se le fija en ella por medio de cuña, reteniéndosele en su sitio, mediante tuerca de presión, por la manga de la flecha, o algún accesorio similar.

Algunos impulsores son de succión simple, con el "ojo" o entrada únicamente por un lado. Un impulsor de succión simple opera con empuje axial hacia el ojo de admisión, es decir, tiende a mover al elemento giratorio hacia la succión. En bombas de varios pasos los impulsores de admisión simple, se colocan alternadamente uno opuesto al otro con objeto de contrarrestar uno, el empuje que el otro produce. Los impulsores de doble admisión o succión tienen un "ojo" en cada lado, y no se considera apreciable el empuje axial que transmiten a la flecha; por lo tanto, su uso en bombas de un solo paso es preferido, y constituye el "comodín" en bombas con número impar de impulsores. Estos impulsores son del tipo cerrado.

Los impulsores pueden ser:

- a. Tipo abierto.
- b. Tipo semiabierto.
- c. Tipo cerrado simple succión.
- d. Tipo cerrado doble succión.
- e. Diseño de paletas para manejar pulpa de papel.
- f,g. Diseño de flujo mixto para manejar pulpa de papel.

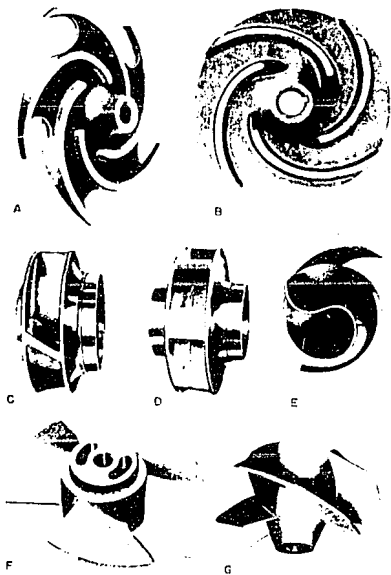
ANILLO DE DESGASTE

Los anillos de desgaste se encuentran en bombas centrífugas, en juegos de dos piezas compañeras, el anillo del impulsor y el anillo de la carcaza. El propósito de estos anillo es prevenir escapes de un paso a otro de la bomba, o desde la descarga del impulsor a la succión del mismo. Estos escapes, cuando existen, se traducen en pérdidas de eficiencia de la bomba. Por tal motivo, los claros o espacios radiales entre anillos de desgaste, se mantienen al mínimo, usualmente de 0.0015 a 0.002 pulgadas por cada pulgada de radio del anillo. Normalmente los anillos deben ser remplazados cuando el espacio de referencia sea el doble del especificado.

El anillo de la carcaza es frecuentemente de hierro colado, y el anillo del impulsor, de acero de aleación con tratamiento térmico, en operación normal dos anillos compañeros no están en contacto; pero lo estarán por falla del cojinete, cambio notable en la temperatura, o vibración excesiva. La diferencia señalada en los materiales de construcción de los anillos, intenta evitar que estos se peguen en caso de entrar en contacto.

Fig. 5.16

IMPULSORES TIPICOS



- a) Unión plana simple.
- b) C/Anillo plano de carcaza.
- c) C/Ranura en la carcaza.
- d, e, f) Anillos C/Ajustes en la carcaza e impulsor (la forma varía en la descarga de la bomba, servicio, etc.).

FLECHA

Sobre la flecha se encuentran montadas todas las partes giratorias de una bomba. El diámetro no es constante en toda la longitud de la flecha; usualmente, es mayor en el centro donde se localizan los impulsores, y se reduce en diferentes pasos hacia los extremos, siendo mayor en la sección de los cojinetes que en el extremo del cople.

MANGAS

Estas son usadas para proteger la flecha del ataque de líquidos corrosivos o desgaste causado por la empaquetadura. Cuando se manejan líquidos corrosivos se usan mangas construídas de acero inoxidable o acero monel. Cuando se intenta prevenir el efecto abrasivo de la empaquetadura, se emplean mangas construídas de acero inoxidable endurecido, recubiertas de stellite o metalizaciones con depósitos de aleaciones endurecidas, cromo, colmonoy, etc.

EMPAQUES O SELLOS

Los empaques o sellos son usados en bombas centrífugas para evitar fugas de líquido entre la flecha y la carcaza. En bombas de alta presión, la empaquetadura es altamente comprimida con envoltura a base de metal babbit o plomo, en laminillas muy delgadas para reducir la fricción con la manga de la flecha. Cuando se usan empaques metálicos deberán mantenerse fríos para evitar fusión o expulsión.

BUJE DE GARGANTA

En bombas de alta presión el fabricante logra reducir la misma sobre los empaques, colocando un buje de garganta entre carcaza y flecha, en las cuales queda ajustado. El claro radial entre flecha y buje es aproximadamente de 0.0015 a 0.002 pulgadas por cada pulgada de diámetro de la flecha, con un claro mínimo de aproximadamente 0.008 pulgada para flechas con diámetro menor a 2.000 pulgadas.

BUJE DE ESTRANGULAMIENTO

El propósito principal del buje de estrangulamiento o buje destructor de presión, consiste en causar una fuerte caída de presión en el líquido que fluye desde el interior de la bomba en el lado de alta presión, a la recámara de empaques, los que de este modo quedan sujetos a una presión mínima. El escape de líquido a través del claro muy reducido entre el buje de estrangulamiento y la flecha o manga de la misma, se recolecta y extrae por medio de la tubería auxiliar de alivio en la que se puede emplear una válvula para regular el flujo.

CAMARA DE EMPAQUES O ESTOPERO

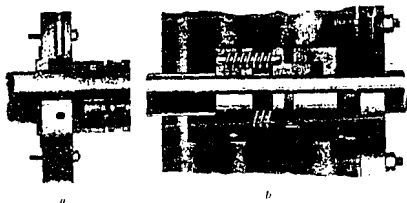
En bombas de alta presión, el estopero está usualmente rodeado por una camisa o chaqueta a través de la cual se circula agua fría, o el mismo líquido manejado por la bomba a baja temperatura, con objeto de enfriar el estopero y llevar fuera el calor producido por la fricción de los empaques con la manga de la flecha.

ANILLO DE JAULA O FAROL

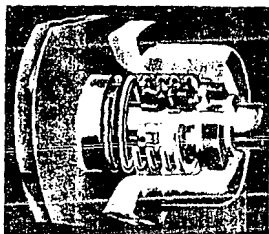
Colocado en el interior de cada columna de empaques en el estopero, normalmente en el centro de la empaquetadura, cumple tres propósitos:

- 1.- Permitir la recolección y extracción del fluido que ha estado en contacto con las paredes del estopero, eliminando de este modo el calor producido por la fricción entre la empaquetadura y la manga de la flecha.
- 2.- En estoperos muy largos donde se usan varios anillos de empaque, el anillo de jaula ayuda a mantener la empaquetadura en posición.
- 3.- En columnas largas de empaquetadura, el anillo de jaula constituye un medio de distribución de lubricante desde una fuente exterior.

Fig. 5.17



SELLOS MECANICOS EXTERNOS E INTERNOS



SELLO MECANICO PARA BOMBA CENTRIFUGA
(CORTESIA DE WEINMAN PUMP MFG. Co.)

PRENSA ESTOPAS

El prensa-estopas es usado para mantener comprimidos los anillos de empaque, en bombas de alta presión tiene un taladro que se continúa en canales interiores para introducir y distribuir líquido de enfriamiento alrededor de la flecha. El calentamiento en el prensa-estopas proviene de la empaquetadura sobre la manga de flecha.

CHUMACERAS

Varios tipos de chumaceras son usados en las flechas de bombas centrífugas. En bombas de un solo paso o de varios pasos; pero con diámetro de flecha pequeños, se usan extensamente chumaceras con baleros de bolas o de rodillos. En bombas muy grandes que operan a altas velocidades, con diámetros de flecha grandes, se usan chumaceras de caja en función de que las cargas transmitidas por la flecha a las chumaceras, son considerablemente altas y se hace necesario aumentar la superficie de rodamiento para disminuir la presión. Las chumaceras se localizan fuera de la carcasa de la bomba para hacerlas más accesibles para mantenimiento y reparación, y evitar la entrada del líquido que está siendo bombeado.

BALERO DE ALINEAMIENTO

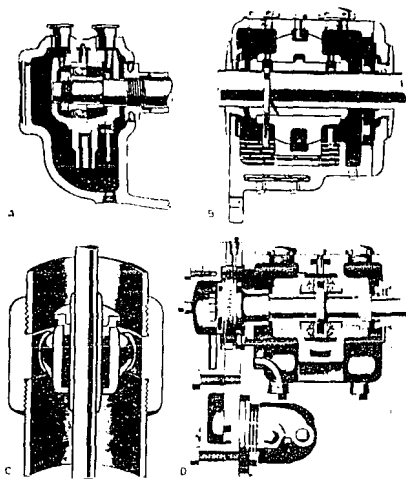
Mantiene la flecha en su lugar en el sentido radial, a lo largo la línea de centros de la bomba, con el objeto de centrar la flecha en las cajas de empaque, y evitar que cualquiera de las partes giratorias entre en contacto con la carcasa.

BALERO DE EMPUJE

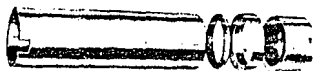
Los baleros de empuje mantienen al elemento giratorio en su lugar en el sentido longitudinal. Las fuerzas de empuje soportadas por los baleros son producidas por el desbalanceo hidráulico de las fuerzas que actúan sobre el impulsor. Alguna parte del empuje puede provenir del motor de la bomba.

En los baleros de empuje de bola, las pistas son perfiladas de manera que las fuerzas axiales hacen que las bolas carguen en un lado sobre la pista estacionaria, y contra la pista giratoria en el otro lado, pueden usarse baleros de doble hilera de bolas, o dos baleros con una hilera.

Fig. 5.18

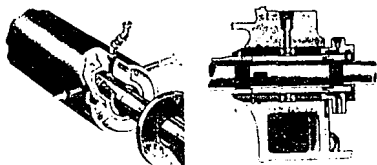


CUATRO TIPOS DE CHUMACERAS PARA BOMBA CENTRIFUGA

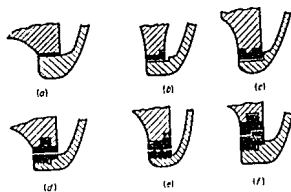
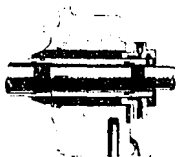


CUBREFLECHA (MANGA)

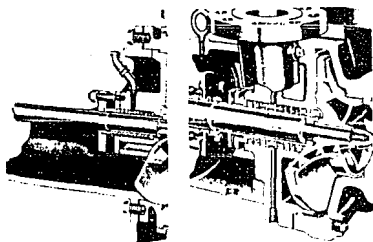
Fig. 5.19



Dos formas de disponer los anillos selladores.



Disposiciones típicas de los anillos de desgaste.



Diseño de prensaestopa.

BALERO DE BOLAS

Los baleros de bolas son comunmente usados con doble hilera lubricados con aceite ligero. Los baleros no deben trabajar inundados sino que el aceite de lubricación se deberá mantener constante al centro de la bola más baja del balero, de donde el esparcidor del mismo, lo subirá desde el colector y lo arrojara dentro del balero.

En bombas que deberán operar en estaciones de sistemas troncales, el fabricante a menudo construye alrededor de la caja de la chumacera, una chaqueta para circulación de agua de enfriamiento o del líquido, con el mismo objeto, que está siendo manejado por la bomba. En algunos casos resulta satisfactorio usar grasa para lubricación del balero, particularmente, cuando se trata de pequeñas cargas sobre los baleros y bajas velocidades.

CHUMACERAS DE CAJA O MANGA

Usualmente son vaciadas o enmetaladas con babbit o hechas de bronce para bombas pequeñas, estas chumaceras son lubricadas con aceite ligero, y de la misma manera que los baleros de bolas no operan inundados sino que tienen un anillo de lubricación que continuamente levanta el aceite desde el colector y lo arroja a la chamucera.

EMPUJE RADIAL

Ejemplo: Bomba marca "Byron Jackson", vertical de 15" y 26 pasos, doble voluta. En bombas de una sola voluta, actúan sobre el impulsor presiones uniformes o casi uniformes cuando la bomba opera a su capacidad de diseño, que coincide con la mayor eficiencia. A capacidades diferentes, mayores o menores, las presiones no son uniformes y se origina una reacción radial resultante (F). Esta fuerza se transmitirá a la flecha, empaque y cojinetes.

Estas fuerzas radiales se encuentran totalmente balanceadas en una bomba de doble voluta como es el caso de las bombas 15"-HA-Tipo "Hydropress". En este caso, todas las fuerzas radiales que actúan sobre el impulsor, quedan balanceadas por fuerzas iguales y opuestas. En estas condiciones, toda posibilidad de flexión en la flecha ha sido eliminada.

Las bombas de una sola voluta se caracterizan por el origen de presiones radiales desbalanceadas, actuando sobre el impulsor cuando la bomba opera a capacidades mayores o menores que la de diseño.

Por esta razón, la bomba de una sola voluta resulta especialmente insatisfactoria cuando se requieren altas presiones, pues la bomba deberá ser de varios pasos siendo por esta razón necesario, que la flecha sea muy larga, y consecuentemente, mayor el peligro de flexionarse más de lo permitido por los claros de la bomba, resultando en estas condiciones, desgaste excéntrico en las partes estacionarias y siempre posible, que se presente falla prematura de la flecha.

Estos problemas no existen en las bombas de 15"-HA-"Hydropress" de doble voluta. La carcasa de la bomba es axialmente bipartida y la misma se encuentra dentro de una cámara de presión.

EMPUJE AXIAL

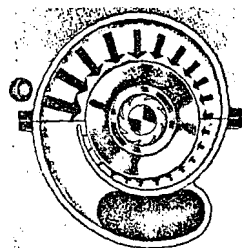
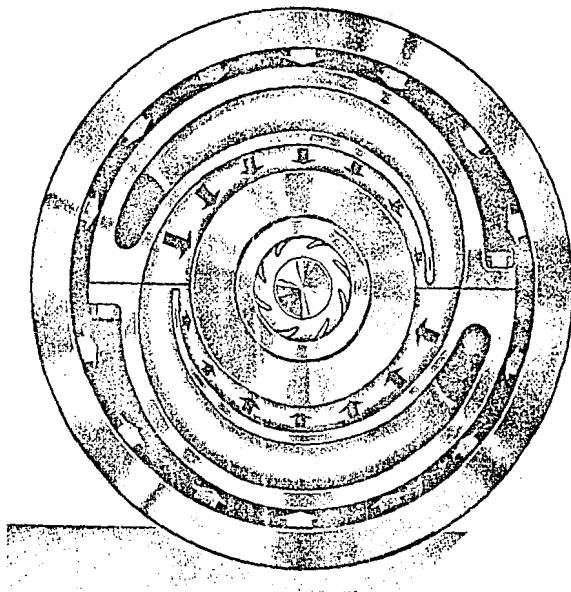
Las fuerzas de empuje axial en las bombas "Hydropress", han sido totalmente balanceadas oponiendo un grupo de impulsores, 9 de ellos que podríamos llamar de la etapa de succión, a otro grupo de impulsores, 17, que podrían ser de la etapa de descarga.

En las (figuras 5.20 y 5.21), se aprecia en sección longitudinal, así como sección transversal, que la bomba descarga directamente a la cámara de presión por dos salidas diametralmente opuestas, de manera que el espacio libre entre la cámara y la carcasa de la bomba, siempre se encuentra lleno con el líquido bombeado a la presión de descarga. De este modo, las dos mitades de la carcasa quedan sujetas a grandes fuerzas radiales dirigidas al centro de la bomba, flechas blancas, que ayudan a mantener unidas contra sí mismas las dos mitades de la carcasa, por lo que los tornillos de unión solo cumplen con una función de armado.

Ventajas de la bomba tipo "Hydropress".

- Alta eficiencia a baja capacidad y alta presión.
- Espacio mínimo para instalación.
- Cimentación simple.
- No hay vibración ni ruido.
- Flujo continuo, uniforme, sin pulsaciones.
- Fácil desmantelamiento y armado.
- Solamente un estopero, el cual queda sujeto a la presión de succión.
- Claros de rodamiento mantenidos a temperatura constante.
- La flecha vertical significa mínimo desgaste.
- Empuje radial balanceado.
- Empuje axial balanceado.
- Carcasa interior de la bomba sellada por la presión de descarga.

Fig. 5.20

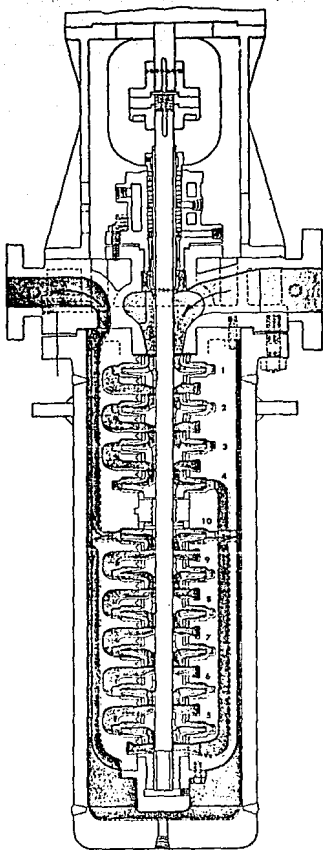


BOMBA CENTRIFUGA DE UNA SOLA VOLUTA.
SE MUESTRAN LAS FUERZAS RADIALES
DESBALANCEADAS.

1-
2-
3-

BOMBA TIPO "HYDROPRESS", DOBLE CARCAZA CON DOBLE VOLUTA. NOTESE COMO SE ENCUESTRAN BALANCEADAS LAS FUERZAS RADIALES (FLECHAS NEGRAS) Y COMO EL LIQUIDO BOMBEADO, A LA PRESION DE DESCARGA EJERCE UNA COMPRESION UNIFORME SOBRE LA CARCAZA (FLECHAS BLANCAS)

FIG. 5.21



ESQUEMA DE LA SECCION LONGITUDINAL DE LA BOMBA TIPO HYDROPRESS. LOS NUMEROS DEL 1 AL 10 INDICAN LOS PASOS DE LA BOMBA, EN ESTE CASO UNA 15"-HA-10 PASOS.

A LA ALTURA DEL PASO No. 10 SE MUESTRAN LAS DESCARGAS OPUESTAS 180°, DESDE LA BOMBA HASTA LLENAR EL ESPACIO LIBRE ENTRE LA CARCAZA INTERIOR Y LA CAMARA DE PRESION.

LA REGION SOMBRREADA INDICA EL FLUJO INTERIOR EN LA BOMBA Y LA INTENSIDAD DE TONO, LAS REGIONES DE MAYOR PRESION.

EL EMPUJE AXIAL DEBIDO A LAS FUERTAS O CARGAS AXIALES, INCLUYENDO EL PESO DEL ELEMENTO GIRATORIO, SE ENCUENTRA BALANCEADO OPONIENDO A LOS CUATRO PRIMEROS PASOS DE LA BOMBA; SERIE DE SUCCION; UNA SEGUNDA SERIE COMPUESTA DE LOS SEIS PASOS RESTANTES, CON SENTIDO DE FLUJO CONTRARIO A LOS CUATRO PRIMEROS.

LA SEGUNDA SERIE PODRIA LLAMARSE SERIE O ETAPA DE DESCARGA.

15"-HA-26 (9STG-1STG-15 STG-1STG)

En bombas de varios pasos, las lengüetas de volutas simples en pasos separados, pueden alternarse en relación con la flecha, con el objeto de equilibrar el empuje radial. Esta disposición elimina la necesidad de doble voluta en bombas horizontales "Multiplex".

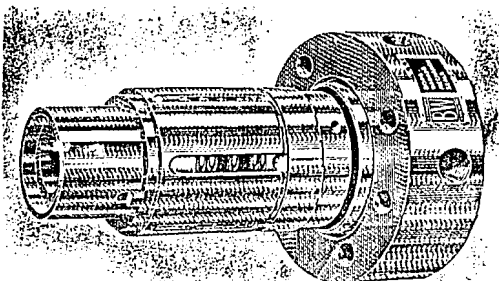
SELLO MECANICO

Esencialmente un sello mecánico consiste de una cara rotatoria fijada mecánicamente a la flecha, girando en contacto con una cara estacionaria fijada a la cámara del estopero. La superficie de contacto entre las dos caras constituyen el sello, y evitan fugas del líquido bombeado desde el interior de la bomba hacia la atmósfera. Las bombas 15" - "Hydropess" - 26 pasos, tienen sellos mecánicos, los cuales, son enfriados con el mismo producto manejado que al mismo tiempo proporciona una película de líquido entre las dos caras. El producto de enfriamiento del sello, se toma del primer paso de la bomba y a través de tubería auxiliar provista de filtros, que retienen partículas que pudieran dañar las caras en contacto del sello, se introduce a la cubierta del mismo, la cual, tiene su propio estopero y prensa-estopas auxiliares.

En relación con las (figuras 5.22 y 5.23), las partes componentes del sello mecánico tipo "U" son:

- 1.- Manga de la flecha.
- 2.- Collarín de arrastre.
- 3.- Espiga de arrastre.
- 4.- Empaque tipo "u" para evitar fugas bajo la cara rotatoria. Actúa como un miembro flexible. Se construye de hule sintético, teflón o asbesto, dependiendo de la temperatura y naturaleza del líquido.
- 5.- Espiga pasador de seguro. Evita que la cara estacionaria gire durante la operación del sello.
- 6.- Estrangulador. El tamaño se selecciona para que una mínima parte del líquido bombeado tenga flujo a través del estrangulador, para enfriamiento de las caras estacionaria y giratoria. Se construye de acero con 11½ a 13½ de cromo.
- 7.- Empaque. Usualmente Garlock No. 237.
- 8.- Prensa-estopas auxiliar.
- 9.- Tuercas de presión para ajuste del empaque.

Fig. 5.23



SELLO MECANICO TIPO "U"

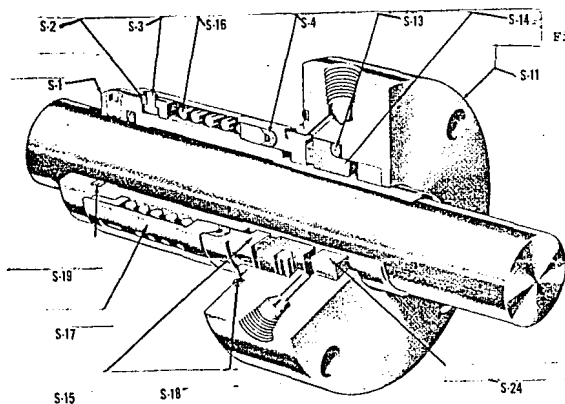


FIG. 5.22

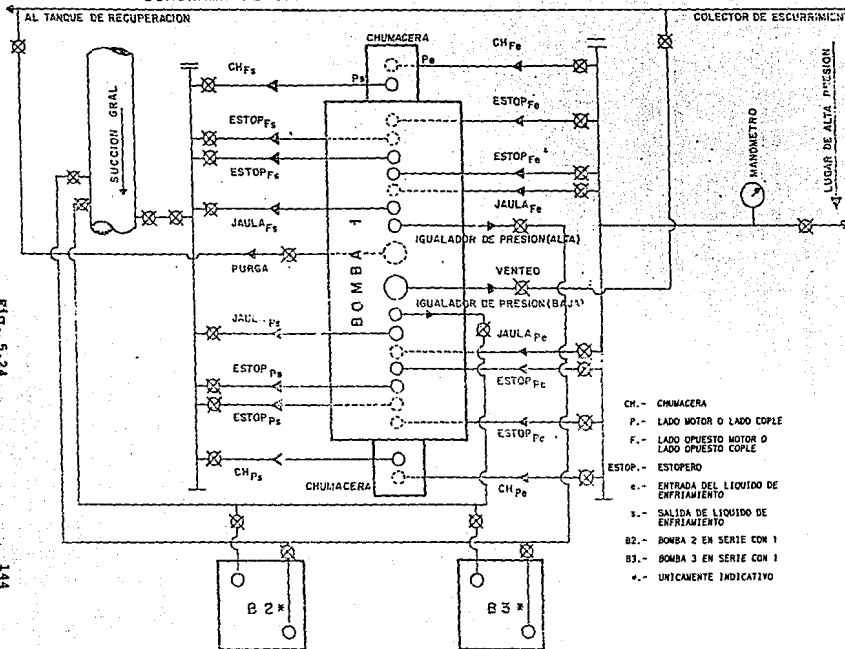
10. Birlos auxiliares. Acero inoxidable.
11. Cubierta del sello. Provista con conexiones de entrada y salida de líquido de enfriamiento cuando se producen gases por calentamiento.
12. Conexiones de entrada y salida (punto 11).
13. Empaque. Evita fugas alrededor de la cara estacionaria, y actúa como un miembro flexible. Se construye de hule sintético, teflón o cuero tratado dependiendo de la naturaleza del líquido bombeado.
14. Elemento estacionario. Protegido contra daños durante la instalación y manejo por la cubierta de sello a la cual se encuentra asegurado. Usualmente se construye de carbón adecuado a la naturaleza y temperatura del líquido bombeado.
15. Elemento o cara rotatoria. Provista con dos agujeros para facilitar sacarla con ganchos del estopero. Se construye del material más apropiado para las condiciones de presión, temperatura y naturaleza del líquido bombeado; pero siempre de materiales resistentes a la corrosión, 11-1/2% de cromo o más alto.
16. Resorte espiral. La sección transversal incluye tolerancia por corrosión, hecho de acero inoxidable.
17. Sujetador del resorte. Provisto de dos agujeros para facilitar sacarlo con ganchos.
18. Empaque de la cubierta del sello.
19. Empaque de la manga de la flecha.

TUBERIAS SECUNDARIAS

Los sistemas de tuberías auxiliares de pequeño diámetro usualmente requeridos en bombas de líneas de transporte son:

- a) Venteo y purga de la carcaza.
- b) Líquido de enfriamiento a las camisas de las chumaceras.
- c) Líquido de enfriamiento a las camisas de los estoperos y prensa-estopas.
- d) Igualador o alivio de presión de las cámaras de los estoperos.
- e) Líquido de enfriamiento a las cámaras de sello mecánico cuando se usa.
- f) Alivio de presión en las cámaras de sello mecánico cuando se usa.

DIAGRAMA DE UNA BOMBA CON TUBERIAS AUXILIARES



La conexión de la tubería para venteo se encuentra en la parte más alta de la bomba. La purga, en la parte más baja.

En la mayoría de las estaciones de bombeo, se introduce agua a las camisas envolventes de las chumaceras de las bombas para prever al enfriamiento requerido, sin embargo, cuando el agua no se tiene fácilmente disponible, se usa el líquido bombeado como agente de enfriamiento, igualmente se procede con los estoperos. En bombeo de crudo se utiliza agua o aceite para enfriar el prensa-estopas.

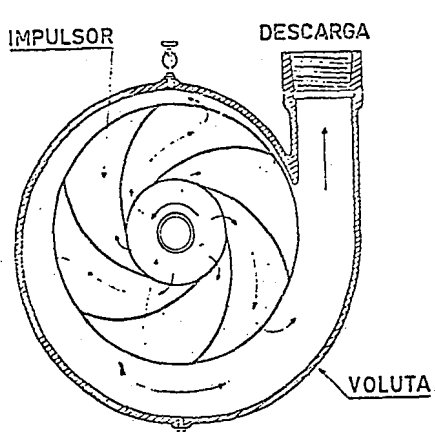
Cuando se usan sellos mecánicos es deseable controlar la presión sobre los mismos y mantenerlos funcionando en líquido limpio. En algunos casos, se tienen conexiones de salida de líquido de la descarga de la estación, mismo que se hace pasar por filtros y se introduce en la cámara de sello; en otros casos, se dispone de un sistema separado con una bomba pequeña para suministrar líquido limpio a los sellos.

Cuando se emplean sellos mecánicos se puede mantener la presión constante en el estopero si la presión en la bomba permanece constante, en cambio, si ocurren variaciones en la presión de la bomba, será necesario prever una válvula para regular el flujo y controlar la presión en el estopero.

5.3 S E L E C C I O N

En general, se encontrará que los detalles de la bomba se encuentran sujetos en gran parte a los requisitos de aplicación, así, el arreglo particular de una bomba centrífuga puede depender tanto de la tubería, espacio y condiciones de trabajo, como de otros factores existentes. El motor elegido para la bomba puede estar determinado por la velocidad de la bomba, balance de calor de la planta, disponibilidad de energía o costo de un combustible particular en el área.

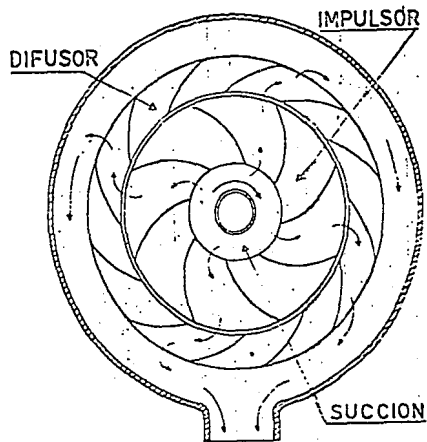
Cuando dos o más unidades pueden satisfacer las necesidades hidráulicas, el estudio puede avanzar un paso más para determinar cuál es la mejor bomba para la instalación. La planta puede requerir un bajo costo inicial para la unidad, larga vida, o bien, máxima economía de operación. Normalmente, estas condiciones no se encuentran simultáneamente, de manera que debe decidirse cuál es la más importante para la instalación que se está considerando.



SUCCION.

(a)

TIPO VOLUTA



DESCARGA

(b)

TIPO DIFUSOR

A C C I O N D E B O M B A C E N T R I F U G A

TIPOS DE FLUJO MIXTO Y DE FLUJO AXIAL

Las bombas de flujo mixto, desarrollan su columna parcialmente por fuerza centrífuga, y parcialmente por el impulso de los álabes sobre el líquido. Las bombas de flujo axial, desarrollan su columna por la acción de impulso o elevación de las paletas sobre el líquido. El diámetro del impulsor es el mismo en el lado de succión y en el de descarga.

C L A S I F I C A C I O N S E G U N A P L I C A C I O N

Anteriormente se ha visto cómo se clasifican las bombas según el movimiento del líquido. Puede ahora considerarse con mayor detenimiento otro método muy usado de clasificación. La aplicación específica para la que se ha diseñado y construido la bomba.

Aplicación.- Aún cuando no todas las bombas centrífugas están clasificadas por un nombre genérico que designa su aplicación final, un gran número de ellas incluyen este término relacionado con su servicio. Así, las bombas centrífugas pueden llamarse de alimentación de caldera, de propósito general, de sumidero, de pozo profundo, de refinería (petróleo caliente), de condensados, de vacío (calefacción), de proceso, drenaje, desperdicios, circulación, cenizas, agua de retroceso, etc. En general, cada una tiene características específicas de diseño, así como los materiales que el constructor recomienda para el servicio particular.

Hay aún otra subdivisión basada en las características estructurales y generales; tales como unidades horizontales y verticales, diseños de acoplamiento directo, impulsores de succión simple y doble succión, carcasas divididas horizontalmente, carcasas de barril, etc. La evaluación correcta de todas estas variaciones es una de las tareas principales en la selección de una bomba para una aplicación dada.

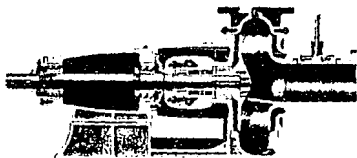


Bomba vertical
lubricada por aceite con
impulsores cerrados. (Cor-
tesía de Layne and Bowler
Corp.)

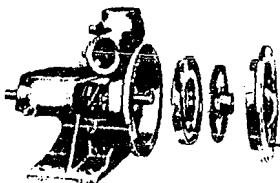


Bomba ver-
tical de flujo mixto que
puede ser lubricada por
aceite o por agua. (Cor-
tesía de Ingersoll-Rand
Co.)

Fig. 5.26

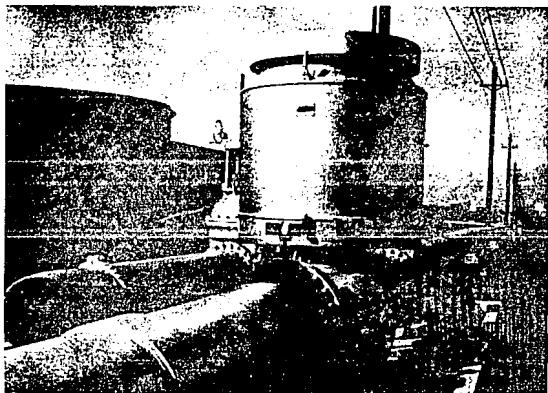


Bomba inatacable con impulsor de dos álabes. (Cortesía de
Economy Pumps, Inc.)

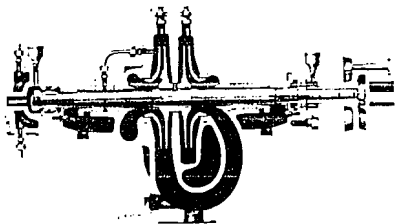


Bomba turbina horizontal regenerativa de un solo paso.
(Cortesía de Roth E. Roth Co.)

Fig. 5.27

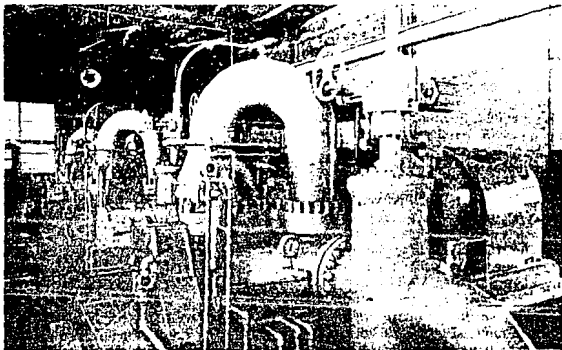


Bomba vertical, para líneas, elevadora de presión
(Cortesía de United Centrifugal Pumps)



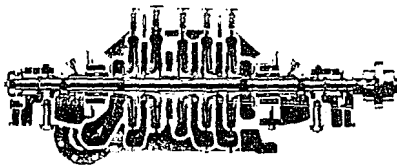
Bomba horizontalmente dividida de dos pasos con impulsos opuestos. (Cortesía de Worthington Corp.)

Fig. 5.28

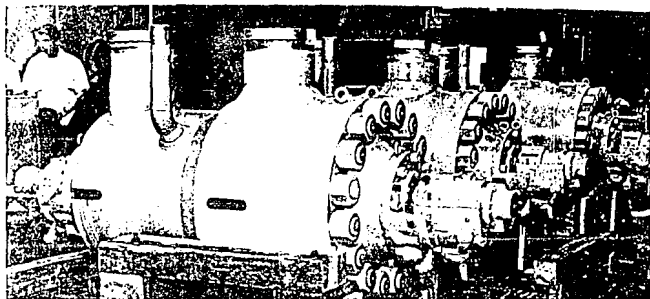


Instalación de una bomba de dos etapas movida por motor para oleoducto con cubierta axialmente dividida

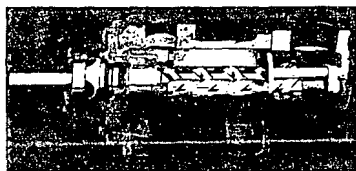
(Cortesía de United Centrifugal Pumps)



Bomba de pasos múltiples de succión simple con impulsores opuestos para servicio pesado. (Cortesía de Pennsylvania Pump and Compressor Co.).

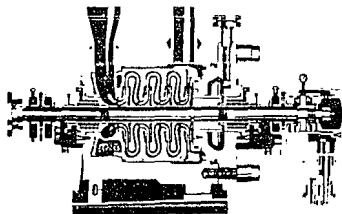


Bombas Delval de doble carcasa para servicio de inyección de agua



Las bombas helicoideales fabricadas por la Division de Bombas IMO de Transamerica Delaval son los equipos estandar utilizados en la industria del petroleo y del gas para sistemas de aceite de lubricacion y sello

Fig. 5.29



Bomba de barril de cuatro pasos, alta presión (Cortesia de Pacific Pump, Inc.)

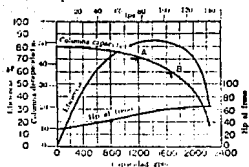
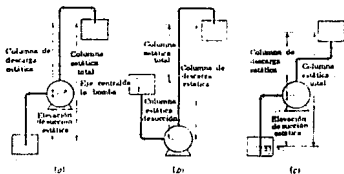
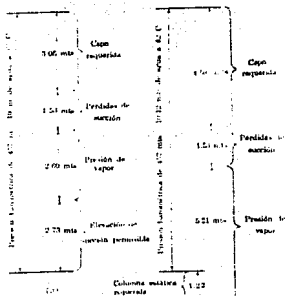


Fig. 5.30

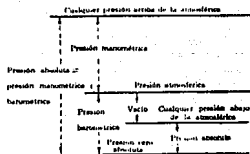
Las bombas deben seleccionarse de manera que la potencia necesaria se presente en una columna que se encuentre entre los puntos de operación máximo y mínimo que tienen las diversas bombas. Este paralelo está parado frecuentemente en el catálogo de Worthington.



Terminos usados en bombas para las columnas. (Cortesía de Viking Pump Co.)



Dos ejemplos del cálculo de la cspn.



Relación entre los diferentes términos de presión que se usan en bombas.

DISEÑOS NORMALES TÍPICOS DE BOMBAS

Los diseños normales para servicios específicos facilitan la selección de bombas porque muchos de los problemas usuales han sido ya resueltos por el fabricante. Sin embargo, esto no releva al diseñador del sistema de bombeo de la responsabilidad de comprobar un diseño dado en función de su aplicación. Tampoco elimina la necesidad de un análisis económico cuando puede usarse más de una unidad para cubrir un determinado grupo de condiciones.

Estas están construidas generalmente para manejar líquidos frescos y limpios a temperaturas ambiente o moderadas. Generalmente de un solo paso, estas unidades pueden ser de carcasa dividida y aditamentos normales; igualmente para un gran número de servicios.

BOMBAS MÚLTIPLES

Las unidades horizontales de este diseño están construidas con carcasa ya sea del tipo barril o del tipo horizontalmente dividido. La carcasa tipo barril se usa más comúnmente en diseños de alta presión con cuatro o más pasos, mientras que la carcasa dividida se usa para presiones que varían desde bajas hasta moderadamente altas con cualquier número de pasos.

SELECCION

Probablemente el mayor problema con que se enfrenta un ingeniero al diseñar un sistema de bombeo, es la elección de la clase, tipo, capacidad, carga y detalles de la bomba o bombas útiles, y tantas aplicaciones posibles por cada una de ellas, que generalmente es difícil estrechar la elección a una unidad específica.

También es un punto muy importante para elección, el hacer un análisis económico entre varias clases de bombas que puedan desarrollar el mismo trabajo requerido, y también de varios distribuidores o fabricantes, para encontrar la bomba más eficiente y a su vez la de mayor economía.

Las bombas se eligen generalmente en base a las alternativas siguientes:

- a) El cliente suministra detalles a uno o más fabricantes de las condiciones de bombeo, y pide una recomendación y oferta de unidades que aparezcan más apropiadas para la aplicación.

- b) El comprador efectúa un cálculo completo del sistema de bombeo, procediendo luego a elegir la unidad más adecuada de catálogos y gráficas de características.
- c) Se usa una combinación de estas dos alternativas para llegar a la selección final.

Antes de que el ingeniero, cliente o comprador seleccione el tipo de bomba por medio de cualquiera de estas tres alternativas, deberá tener datos suficientes para poder hacer dicha selección de la bomba que satisfaga sus necesidades.

**DATOS ESENCIALES QUE SE REQUIEREN EN LA SELECCION
DE UNA BOMBA**

- 1.- Número de unidades requeridas.
- 2.- Naturaleza de los líquidos que habrán de bombearse.
 - a) Lodo, lechada, agua, producto ácido o alcalino, productos petrolíferos como:

- Crudo	- Gasolina
- Gas L.P.	- Amoniaco
- Propano	- Bióxido de carbono
- Butano	- Etileno etc...
 - b) Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo.
 - c) Densidad.
 - d) Viscosidad.
 - e) Cantidad de cualquier materia extraña que se encuentre presente, así como tamaño naturaleza y calidad abrasiva de los sólidos en suspensión.
- 3.- Análisis Químico.
- 4.- Capacidad requerida, así como la cantidad máxima y mínima del líquido, que habrá de desarrollar la bomba.

5.- Condiciones de succión.

- Elevación de succión.
- Longitud y diámetro de la tubería de succión.
- Carga de succión.
- Accesorios y válvulas incluidas en la tubería de succión.

6.- Condiciones de descarga.

- Carga estática.
- Carga de fricción.
- Presiones máximas y mínimas de descarga contra las cuales la bomba tiene que descargar.

7.- Carga total.

8.- Potencia disponible para mover la bomba.

9.- Espacio, peso, limitaciones de transporte.

10.- Localización de la instalación.

ELECCION DE UNA BOMBA

Basicamente hay cinco pasos en la elección de cualquier bomba sea grande o pequeña; centrífuga, reciprocante o rotativa, estos pasos son:

- 1.- Un diagrama de la disposición de bomba y tuberías.
- 2.- Determinar la capacidad.
- 3.- Calcular la carga total.
- 4.- Estudiar las condiciones del líquido.
- 5.- Elegir la clase y el tipo.

Por conveniencia en estimaciones rápidas estos cinco pasos se conocen como tamaño clase y mejor compra.

5.4 APLICACION

El petróleo es, después del agua, el líquido que más comúnmente se maneja con bombas. Siendo esto así, es sorprendente que el número de tipos de bombas que se usan en la industria del petróleo es relativamente pequeño comparado con otras industrias. En esta industria es característico un alto grado de normalización de bombas.

PERFORACION

En perforación se usan las llamadas bombas de lodo. Son casi unidades reciprocantes ya sea de acción directa movidas por vapor, o bombas de potencia, horizontal, duplex o triplex.

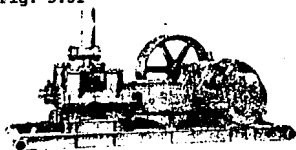
Para la mayor parte de operaciones de perforación, la bomba de lodo debe desarrollar presiones altas, hasta 190 kg/cm^2 con gastos moderados. Hasta hace relativamente poco tiempo las bombas de lodo se operaban individualmente; pero los cambios en prácticas de perforación, han demostrado que es factible la operación tanto en serie como paralelo en bombas de potencia. La operación en serie puede aumentar el caballaje hidráulico obtenible en un equipo, de un 20% a un 50% sobre el correspondiente a una sola unidad, o a un arreglo en paralelo. Cuando se especifica bombas de lodo, es práctica común referirse a la bomba en caballos hidráulicos, en lugar de capacidad. Muchas bombas de lodo se encuentran dentro de la clase de 30 a 60 LPS.

El lodo de perforación que manejan estas bombas pesa 1.3 a 2.0 kg/litro. Deben tomarse precauciones en el diseño de la bomba para evitar que el agua y el lodo entren al extremo de potencia. Las bombas de vapor de acción directa, generalmente vienen provistas de pilotos que indican las fugas de lodo más allá del empaque externo que se usa en el extremo líquido. Algunas bombas de potencia vienen con brazos de pistón lavados con agua, para eliminar cualquier fuga de lodo que se presente de las cajas de empaques del extremo líquido.

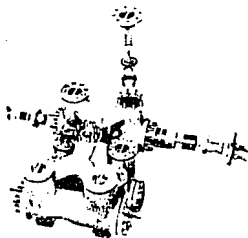
Para reducir la magnitud de los impulsos de presión de descarga, la mayor parte de las bombas de presión están equipadas con una cámara de impulsos de algún tipo.

Estas protegen la bomba, la línea de descarga y la manguera rotatoria, de las presiones de impulsos oscilantes. En algunos diseños la variación de la presión de descarga es de menos del 5%; con una variación tan ligera, hay poca probabilidad de que se rompan los pernos en el extremo del líquido o los brazos de los pistones etc....

Fig. 5.31

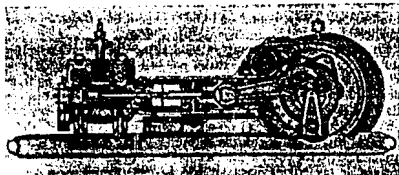


(a)



(b)

(a) Bomba de lodo del tipo de potensin. (b) Extremo líquido de bomba de lodo. (Cortesía de The National Supply Co.)



Bomba duplex para lodo movida por motor

Las bombas de lodo del tipo de potencia, generalmente están movidas con banda por una máquina de combustión interna. En años recientes se han hecho populares los convertidores de par entre el motor y la bomba. Las bombas de potencia reciprocantes horizontales, se usan también para perforado con chorro de agujeros de pequeño diámetro, perforaciones de núcleos, servicio de encementado, trabajo geofísico, sismográfico, instalaciones de oleoductos y captación, fracturas e inundación por agua.

Las unidades más pequeñas se usan para mezclados de lodo, transferencia y chorro. Estas encuentran un campo de servicio extenso en equipos portátiles de perforación, para profundidades de 900 a 3650 m, y equipos unitarios, para 3650 a 6100 m. ó más.

PRODUCCION

La cantidad de fluidos que es factible obtener de un yacimiento petrolero, depende de factores tales como: características físicas de la roca almacenadora, características de los fluidos, de la energía propia del yacimiento y por supuesto, de las formas de obtención aplicadas por los ingenieros petroleros. Conforme avanza la explotación del yacimiento, la presión empieza a declinar, hasta el punto en que la energía aportada por el yacimiento es insuficiente para elevar la columna de fluidos hasta la superficie. En la actualidad, antes de que esto ocurra, se implantan métodos de recuperación secundaria, con los que se logra el mantenimiento de la presión en el yacimiento.

Antes de instalar un sistema artificial de producción es necesario tener un minucioso conocimiento del pozo fluyente. Se utilizan correlaciones de flujo multifásico para predecir el momento en que el pozo dejará de fluir, selección del diámetro de la tubería para un nuevo pozo, determinación de presiones de fondo fluyendo, índices de producción etc...

Los sistemas artificiales de producción se dividen en dos grandes grupos:

1) SISTEMAS SIN VARILLAS

En este tipo, el movimiento de la bomba subsuperficial se produce por medio de un fluido motriz o por energía eléctrica. Este grupo está representado por los sistemas de bombeo electrocentrífugo, neumático e hidráulico.

2) SISTEMAS DE VARILLAS

En éste, el movimiento del equipo de bombeo subsuperficial, se origina en la superficie y se transmite a la bomba por medio de una sarta de varillas de succión, este grupo esta representado por el sistema de bombeo mecánico.

BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO

Se utilizan bombas centrífugas de etapas múltiples, y cada etapa consiste de un impulsor giratorio y un difusor estacionario. El tipo de etapa que se use determina el volumen de fluido que va a producirse, y el número de etapas determina la carga generada y la potencia requerida. En una bomba de impulsores flotantes, éstos se mueven axialmente a lo largo de la flecha, y pueden descansar en empuje ascendente o descendente en cojinetes cuando están en operación. Estos empujes los absorbe un cojinete en la sección sellante. En la bomba de impulsores fijos, éstos no pueden moverse y el empuje desarrollado por los impulsores, lo amortigua un cojinete en la sección sellante.

Los empujes desarrollados por los impulsores dependen de su diseño hidráulico y mecánico, además del punto de operación de la bomba. Una bomba operando a un gasto superior al de su diseño, produce empuje ascendente excesivo, y por el contrario, operando a un gasto inferior, produce empuje descendente.

A fin de evitar dichos empujes la bomba debe operar dentro de un rango de capacidad recomendado, el cual se indica en las curvas de comportamiento de las bombas, y que va del 75% al 125% del punto de mayor eficiencia de la bomba.

BOMBEO NEUMATICO

Es un método de levantamiento de fluidos donde se utiliza gas a una presión relativamente alta (250 lb/pg² mínima), como medio de aligeramiento a través de un proceso mecánico.

El gas inyectado mueve el fluido hasta la superficie por una de las siguientes causas o de su combinación; reduciendo la presión que ejerce la carga de fluido sobre la formación, por la disminución de la densidad del fluido, expansión del gas inyectado y el desplazamiento del fluido.

BOMBA CENTRIFUGA SUMERGIBLE

De múltiples etapas
con succión
estandar

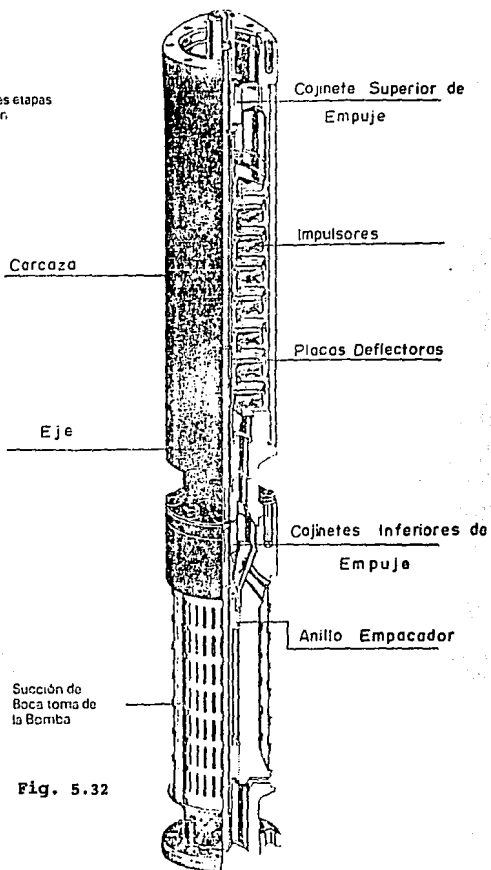


Fig. 5.32

Distribución de los componentes del aparato de bombeo eléctrico instalado en un pozo

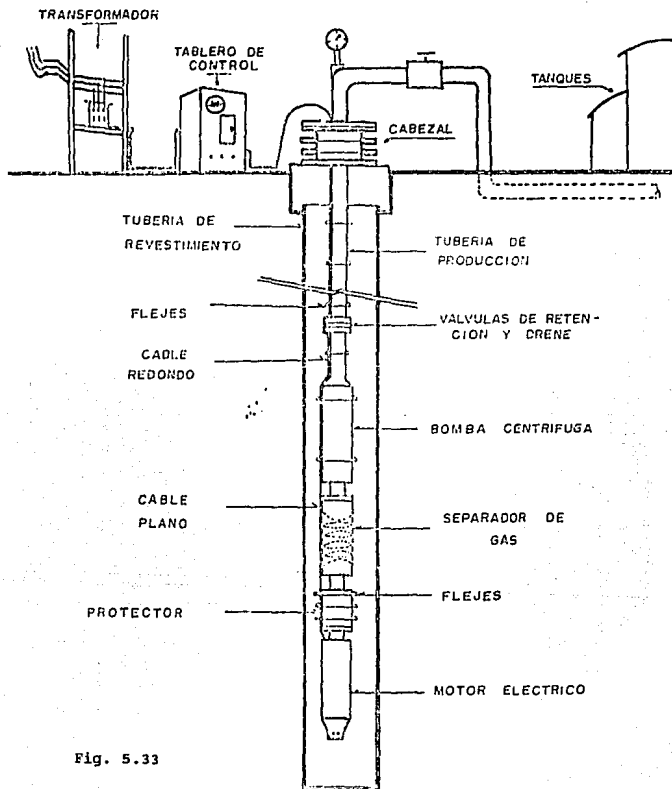


Fig. 5.33

IMPULSOR GIRATORIO Y DIFUSOR ESTACIONARIO QUE
COMPONEN UNA ETAPA DE LA BOMBA

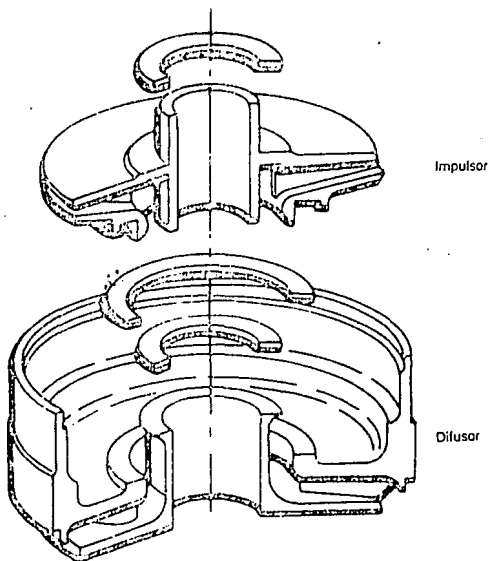


Fig. 5.34

Fig. 5.35

Curvas de comportamiento bomba Reda
100 etapas - DN 2150 - 60 Hz.
Serie 400 - 3500 RPM

TAMANO MÍNIMO DE
T.R. 5 1/2" DE

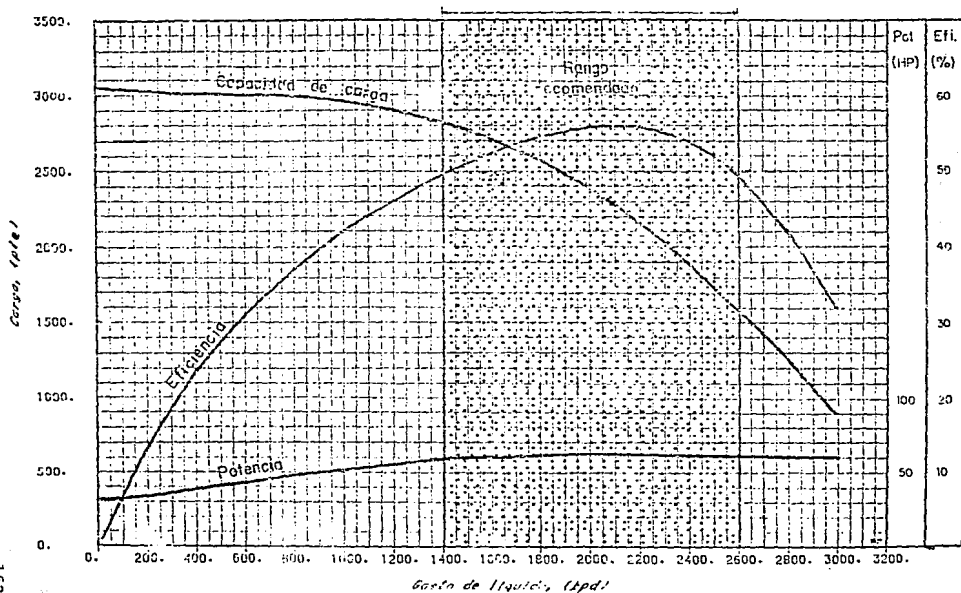


Fig. 5.36

Curvas de comportamiento bomba Reda
 100 etapas - DN 1750 - 60 Hz.
 Serie 400 - 3500 RPM

TAMANO MINIMO DE
 T.R. 5 1/2" DE

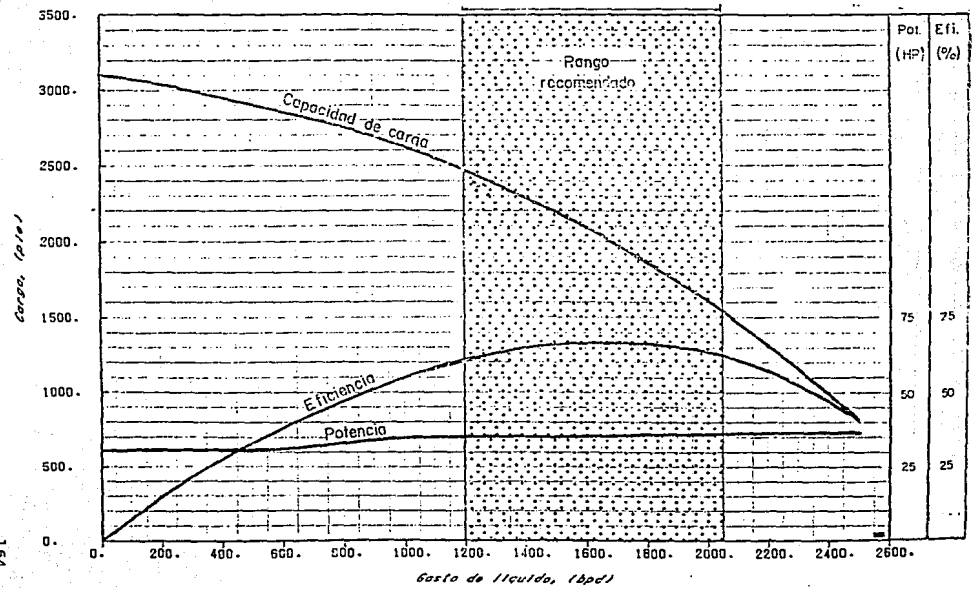
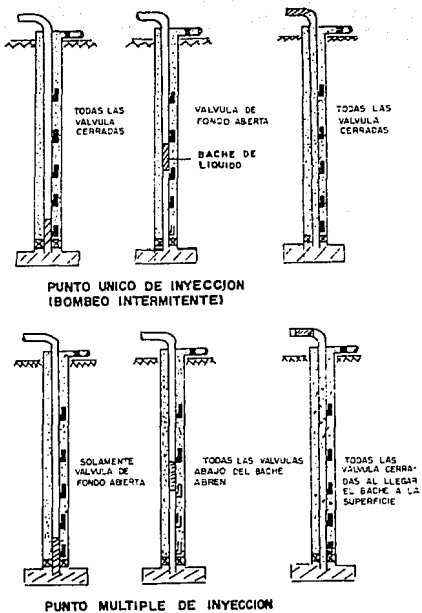


Fig. 5.37



BOMBEO HIDRAULICO

Cuando la energía disponible de un yacimiento no es suficiente para elevar el aceite hasta la superficie, es necesario utilizar un sistema artificial de explotación, que proporcione la energía adicional requerida para continuar la explotación racional del yacimiento.

El proceso de generación y transmisión de energía varía según el sistema que se utilice. En el caso del bombeo hidráulico tipo pistón; este proceso se efectúa mediante un fluido conocido como "FLUIDO MOTRIZ", el cual es inyectado a presión al pozo por una unidad de potencia. El fluido motriz es conducido a través de una tubería que se introduce al pozo junto con la tubería de producción, accionando los pistones, tanto del motor como de la bomba instalada abajo del nivel de trabajo del fluido producido por el pozo. Este proceso está basado en el principio hidráulico que establece que; "SI SE EJERCE UNA PRESION SOBRE LA SUPERFICIE DE UN LIQUIDO CONTENIDO EN UN RECIPIENTE, DICHA PRESION SE TRANSMITE EN TODAS DIRECCIONES CON IGUAL INTENSIDAD".

Esto significa que la presión proporcionada en la superficie al fluido motriz, es la misma que se aplica a los pistones de la unidad de bombeo, obligándolos a impulsar los fluidos producidos por el yacimiento hacia la superficie.

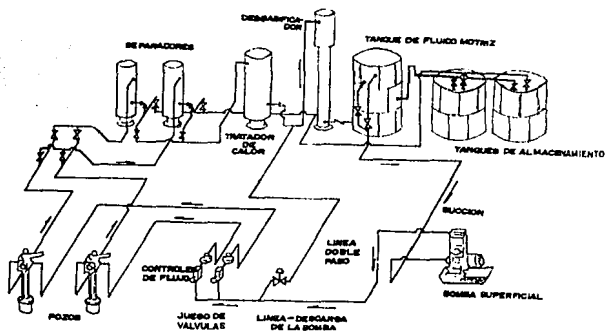
El bombeo hidráulico tipo pistón ha tenido gran aceptación en los últimos años; ya que ofrece ventajas que lo diferencian de otros sistemas artificiales, pueden alcanzar profundidades hasta de 18000 piés y para sustituir o darle mantenimiento al mecanismo (MOTOR-BOMBA), no se requiere equipo de reparación, únicamente se invierte el sentido del fluido motriz, y es desacoplado el motor y la bomba haciéndose llegar a la superficie por el desplazamiento del fluido motriz.

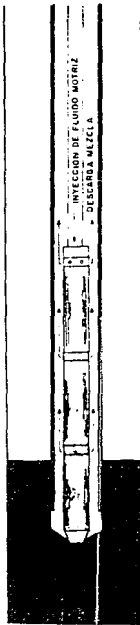
El bombeo subsuperficial JET (A CHORRO), es un sistema especial de bombeo hidráulico, a diferencia del tipo pistón, no ocupa partes móviles, y su acción de bombeo se realiza por medio de transferencia de energía entre el fluido motriz y los fluidos producidos.

Una de las ventajas de este sistema, es la carencia de partes móviles que permite manejar fluidos de cualquier calidad, tanto motriz como producido. Otra ventaja se tiene en lo compacto de la sección de trabajo compuesto por la tobera, la entrada a la cámara de mezclado y el difusor, esto facilita su instalación, además permite al bombeo hidráulico adaptarse casi a cualquier profundidad on el pozo.

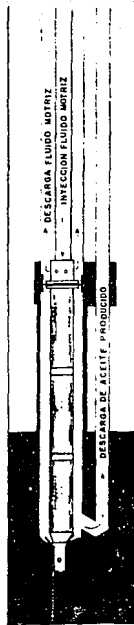
INSTALACION SUPERFICIAL PARA VARIOS POZOS
SISTEMA ABIERTO

Fig. 5.38





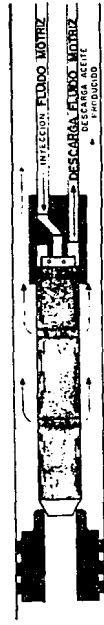
BOMBA FIJA INSERTADA
EN CIRCUITO ABIERTO.



BOMBA FIJA INSERTADA
EN CIRCUITO CERRADO



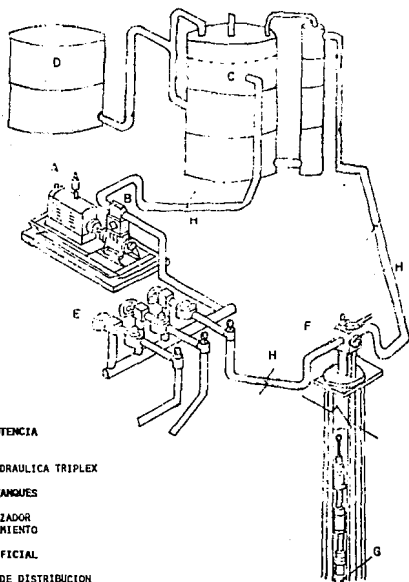
BOMBA FIJA PARA T.R.
EN CIRCUITO ABIERTO



BOMBA FIJA PARA T.R.
CERRADO CON TUBERIA

Fig. 5.40

DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE BOMBEO HIDRAULICO



UNIDAD DE POTENCIA

- A.- MOTOR
- B.- BOMBA HIDRAULICA TRIPLEX

SISTEMA DE TANQUES

- C.- ESTABILIZADOR
- D.- ALMACENAMIENTO

EQUIPO SUPERFICIAL

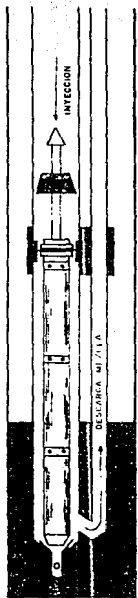
- E.- CABEZAL DE DISTRIBUCION
- F.- CABEZAL DEL POZO

EQUIPO SUB-SUPERFICIAL

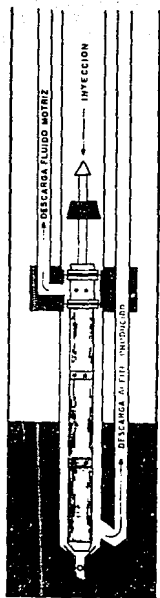
- G.- UNIDAD DE BOMBEO

TUBERIAS

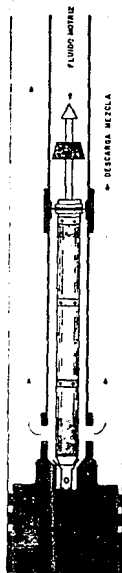
- H.- INYECCION, RECOLECCION, Y PRODUCCION



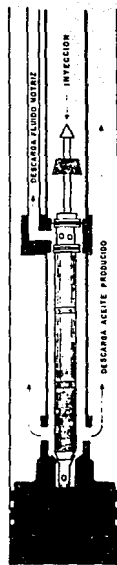
BOMBA LIBRE CON TUBERIAS
PARALELAS EN CIRCUITO ABIERTO



BOMBA LIBRE CON TUBERIAS
PARALELAS EN CIRCUITO CERRADO



BOMBA LIBRE PARA T.R.
EN CIRCUITO ABIERTO



BOMBA LIBRE PARA T.R.
EN CIRCUITO CERRADO

BOMBA SARGENT - MOTOR Y BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO			VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bl/dia	bl/dia por EPM		
			MOTOR	BOMBA	
2 x 1-1/16	.67	186	13.3	6.9	27
2 x 1-1/4	.93	259	13.3	9.6	27
2 x 1-1/2	1.23	373	13.3	13.8	27
2 1/2 x 1/4	.38	257	21.2	9.5	27
2 1/2 x 1/2	.83	370	21.2	13.7	27
2 1/2 x 3/4	1.13	502	21.2	18.6	27
2 1/2 x 2	1.47	653	21.2	24.2	27
3 x 1/2	.53	418	36.1	15.5	27
3 x 3/4	.72	570	36.1	21.1	27
3 x 2	.94	742	36.1	27.5	27
3 x 2 1/4	1.20	940	36.1	34.8	27
3 x 2 1/2	1.47	1161	36.1	43.0	27
4 x 2 1/4	.68	940	63.5	24.8	27
4 x 2 3/4	1.01	1404	63.5	62.0	27
4 x 3 1/4	1.41	1960	63.5	72.6	27



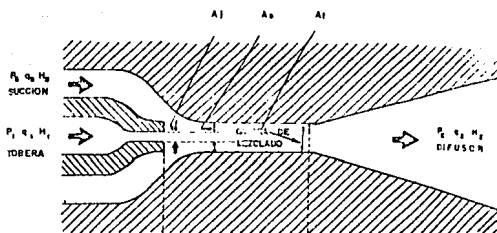
Fig. 5.42

EJEMPLO: 2 x 1-1/16

2 = DIAMETRO INTERIOR DE T.P. = DIAMETRO EXTERIOR DE LA BOMBA = 2
 1-1/16 = DIAMETRO PISTON DEL MOTOR = DIAMETRO PISTON DE LA BOMBA =
 1-1/16 pg

FIG. 5.43

BOMBAS JET



* EJEMPLO : 2 x 1-5/8 x 1-1/16

2 = DIAMETRO INTERIOR DE T.P. = DIAMETRO EXTERIOR DE BOMBA = 2 pg

1-5/8 DIAMETRO DEL PISTON DEL MOTOR = 1-5/8 pg

1-1/16 = DIAMETRO PISTON DE LA BOMBA = 1-1/16 pg

BOMBA JOHNSON-FAGG MOTOR Y BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO		VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bi/día	bi/día por EPM MOTOR BOMBA	
2 x 15/8 x 1-1/16	.52	225	15 08	645
2 x 15/8 x 1-1/4	.72	312	15 08	892
2 x 15/8 x 1-1/2	1.03	450	15 08	12 05
2 x 15/8 x 1-5/8	1.21	528	15 08	15 08
2 1/2 x 2 x 1-1/4	.44	264	30 80	2 02
2 1/2 x 2 x 1-1/2	.68	467	30 80	17 30
2 1/2 x 2 x 1-5/8	.80	547	30 80	20 30
2 1/2 x 2 x 1-3/4	.93	637	30 80	23 60
2 1/2 x 2 x 2	1.21	831	30 80	30 80
3 x 2 1/2 x 1-3/4	.59	643	43 71	21 42
3 x 2 1/2 x 2	.77	840	43 71	27 98
3 x 2 1/2 x 2 1/4	.98	1052	43 71	35 41
3 x 2 1/2 x 2 1/2	1.21	1311	43 71	43 71
4 x 2-15/16 x 2	.57	840	60 35	27 98
4 x 2-15/16 x 2 1/4	.72	1062	60 35	35 41
4 x 2-15/16 x 2-1/2	.89	1311	60 35	43 71
4 x 2-15/16 x 2-3/4	1.08	1537	60 35	52 90
4 x 2-15/16 x 2-15/16	1.22	1510	60 35	60 35

FIG. 5.44

BOMBA FLUID-PACKED UFR-MOTOR Y BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO		VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bi/día	bi/día por EPM MOTOR BOMBA	
VFR201611	.62	318	4 24	2 12
VFR201613	.87	444	4 24	2 96
VFR201616	1.32	673	4 24	4 49
VFR252013	.74	650	8 89	5 25
VFR252017	1.00	858	8 89	7 15
VFR252020	1.32	1119	8 89	9 33
VFR300424	1.28	1612	12 99	13 44

* EJEMPLO : VFR 201611

20 = DIAMETRO INTERIOR DE T.P. = DIAMETRO EXTERIOR = 2 pg.

16 = DIAMETRO PISTON DEL MOTOR = 1.6 pg

11 = DIAMETRO PISTON DE BOMBA = 1.1 pg



BOMBEO MECANICO

Sus funciones son: Admitir fluidos de la formación al interior de la sarta de producción y principalmente, elevar el fluido admitido hasta la superficie.

Las bombas Sub-superficiales movidas por varillas se dividen en tres tipos:

- A) Bombas de tubería de producción.
- B) Bombas de inserción.
- C) Bombas de tubería de revestimiento.

BOMBAS DE TUBERIA DE PRODUCCION

Las bombas de tubería de producción por ser de un diámetro mayor, pueden manejar volúmenes mayores de líquidos que las bombas de inserción, sin embargo, la carga de fluido sobre la unidad de bombeo es mayor.

La desventaja de estas bombas estriba en que el barril forma parte de la misma tubería de producción, para efectuar alguna reparación o reposición de partes, es necesario extraer la tubería de producción completa, lo que significa una operación más complicada y por consiguiente más costosa.

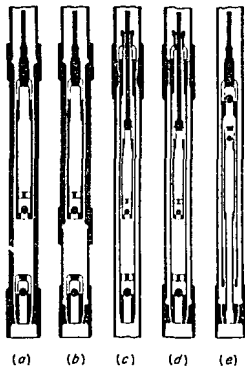
Un factor importante que debe de tomarse en cuenta, es el alargamiento de las varillas por la carga de fluido, lo que se traduce en una disminución en la carrera efectiva del émbolo, siendo más crítica a medida que aumenta la profundidad del pozo.

Las bombas de tubería de producción operan mejor en pozos que tienen alto nivel de fluidos y en donde la verticalidad del mismo haya sido comprobada.

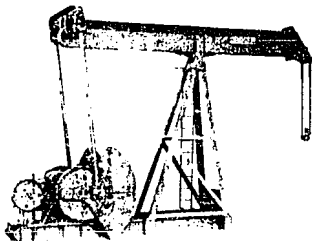
BOMBAS DE INSERCIÓN

Se les denomina bombas de inserción, porque el conjunto total de la bomba (barril, émbolo, válvula estacionaria), que va conectado en el extremo inferior de la sarta de varillas, se inserta en un niple de asiento (ZAPATA-CANDADO), instalado en la tubería de producción, esto representa una ventaja sobre las bombas de tubería de producción, ya que para hacer una reparación o sustitución de la bomba, no es necesario extraer la tubería de producción. La bomba de inserción se desancla y se extrae de la sarta de varillas.

Fig. 5.45



Bombas de varilla de succión (Cortesía de American Petroleum Institute).



Unidad de bombeo de viga oscilante para movimiento por combustión interna o motor eléctrico. (Cortesía de The National Supply Co.).

BOMBAS DE TUBERIAS DE REVESTIMIENTO

Este tipo de bombas son sólo una versión más grande de las bombas de inserción.

EQUIPO SUPERFICIAL DE BOMBEO

Su función es: transferir energía del motor principal a la sarta de varillas de succión, para hacer esto, el equipo debe cambiar el movimiento rotatorio del motor principal, a un movimiento recíprocante en las varillas de succión, y debe reducir la velocidad del motor principal a una velocidad adecuada de bombeo. La reducción de velocidad se logra en el reductor de engranes, y al resto del equipo, le concierne el cambio de movimiento rotatorio en recíprocante. La unión directa entre la sarta de varillas y el equipo superficial es la varilla pulida.

REFINACION

El proceso de refinación, es uno de los procesos industriales más complejos y el que requiere mayor variedad de bombas. Los productos que se manejan en una refinería tienen densidades que varían desde 0.6 a mayores que 1.0; viscosidades menores que la del agua y otras tan altas que ni siquiera las bombas centrífugas las pueden manejar; las temperaturas llegan a 850°F y las presiones alcanzan hasta 1200 lb/pg².

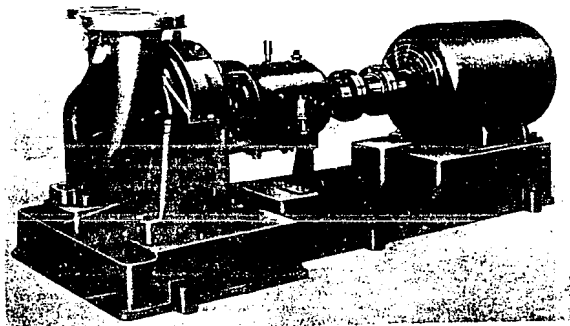
Sin embargo, la industria petrolera es la que ha hecho el mayor esfuerzo para estandarizar sus procesos, lo cual se observa en las normas del API (AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE).

En el proceso de refinación existen muchos procesos específicos en general, podríamos decir que la mayoría de bombas son centrífugas, construidas en acero, ya que el hierro no resiste bien las tensiones existentes. También se usan materiales tales como el acero inoxidable, acero al cromo, monel etc...

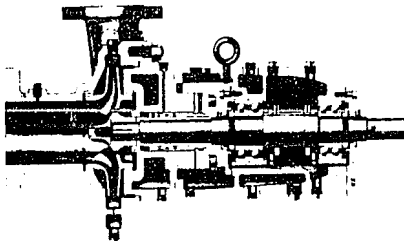
El diseño de los estoperos requiere cuidado especial ya que no debe haber ningún tipo de fugas; con tal objeto se usan los sellos mecánicos. Las condiciones de succión son de suma importancia por las siguientes razones:

- 1.- En muchas aplicaciones, la bomba debe manejar hidrocarburos a temperaturas correspondientes al punto de vaporización.
- 2.- Sería muy costoso instalar en posición elevada los tanques para el líquido que se va a bombear de los mismos y así obtener una gran carga neta positiva de succión.

Fig. 5.46



Bomba para refinera, montada en bastidor, de un paso con succión por arriba con cubierta axialmente dividida



Bomba de refinera de un solo paso. (Corteza de Allis-Chalmers Mfg. Co.).

Por tanto el diseño hidráulico de las bombas para refinería, se adapta a valores de CNPS muy bajos. Esta es otra de las razones por las cuales el tipo de bomba vertical, cada día tiene más aplicaciones en lo que se refiere a bombas rotativas, estas manejan esencialmente los productos crudos y pueden estar provistas de camisa de vapor para manejar crudos extremadamente viscosos.

Las bombas reciprocantes de alta presión se usan para el reciclaje de aceite limpio y para manejar gasolina natural, y muchos otros productos que se usen en el proceso.

T R A N S P O R T E

El transporte del aceite y del gas, empieza en el pozo, el aceite tiene que moverse de la cabeza del pozo a través de trampas, de tanques colectores del sistema de recolección, y tal vez de una planta deshidratadora, a los tanques de almacenamiento y embarques de la concesión. Aquí, el aceite lo entrega el productor a los interesados en transportarlo, que lo mueven por oleducto, trenes, barcos, chalanos o camiones, al refinador. El gas natural producido asociado con el petróleo líquido, se mueve de la cabeza del pozo al separador de gas, por el sistema de recolección, y con frecuencia, a una planta cercana de extracción de gasolina natural.

El gas seco despojado de su contenido de gasolina, se transmite entonces de regreso a los pozos para operaciones de elevación con gas o mantenimiento de presión, o para generar fuerza en el campo; o se puede vender a una compañía de gas que lo comprime, y lo transporta por gasoducto a un mercado de servicio, que puede estar a cientos de kilómetros de distancia del campo en el que se produce el gas.

Este movimiento de gas y aceite consiste en sí mismo, en una industria de ingeniería de gran magnitud, una industria que comunmente se considera como una gran división independiente de la industria del petróleo. La fase de transporte de la industria del petróleo, también puede considerarse que incluye el movimiento de los productos refinados de la refinería al consumidor; pero hay una línea natural que separa el transporte de aceite crudo y gas natural por un lado, y los productos refinados por el otro.

BOMBAS PARA OLEODUCTOS Y POLIDUCTOS DE GRAN TAMAÑO

Para empezar a tratar este tema, nos referimos al tipo de sistemas normalmente utilizados para bombeo en oleoductos y poliductos, desde el inicio del transporte de hidrocarburos y productos por tuberías hasta el tiempo actual.

BOMBEO DE TANQUE A TANQUE

En este tipo de operación, como se muestra en la figura 2.1, cada estación succiona el producto manejado de su, o sus tanques propios de almacenamiento, enviándolo a través del oleoducto o poliducto correspondiente, a la siguiente estación. Por lo tanto, cada estación trabaja con una presión de succión correspondiente a la altura del tanque, y bombea en forma independiente de las estaciones anteriores o posteriores a ella misma. Las ventajas de este método son las siguientes.

- a) El bombeo de un líquido pesado, o de un aceite muy viscoso, no retarda la rapidez de operación, en tanto que no entra en la última sección del poliducto o del oleoducto, siempre y cuando se disponga de la cantidad suficiente de líquido bombeado, en los tanques de almacenamiento de las estaciones subsecuentes a la terminal de envío.
- b) No es necesario ligar la operación de todas las estaciones en una forma muy precisa.
- c) Se tiene una menor probabilidad de encontrarse con altas presiones en la succión de la estación. Por lo tanto, no se necesita un control de presión en el lado de succión de la estación.

BOMBEO CON TANQUE FLOTANTE

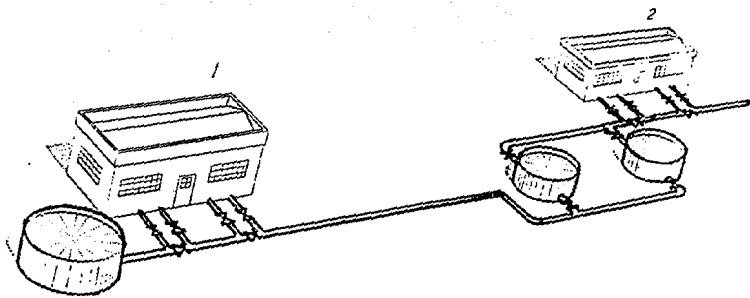
En este tipo de sistemas, normalmente se bombea de una estación al cabezal de succión de la siguiente, como se ilustra en la figura 2.2, y además se cuenta con un pequeño tanque de almacenamiento conectado a la succión de cada estación.

Este tipo de operación es bastante similar al anterior, ya que la diferencia entre uno y otro, consiste en la capacidad de los tanques de almacenamiento y en el hecho de que, en lugar de ajustarse el ritmo de bombeo en cada estación por medio del líquido almacenado, se mantiene a la estación en operación mediante una combinación de equipo de bombeo y tanque. Asimismo, el ritmo de bombeo de todas las estaciones se mantiene aproximadamente igual al correspondiente a la estación próxima siguiente.

OPERACION EN CIRCUITO CERRADO

Este tipo de operación ilustrado en la figura 2.3, se tiene cuando se bombea de la descarga de una estación a la succión de la otra directamente, y no existe conexión alguna del cabezal de succión a tanque de almacenamiento alguno.

Fig. 2.1



Las ventajas principales de este método son:

- a) Los crudos o productos muy volátiles se conducen casi siempre bien, debido a que siempre se bombean bajo presión.
- b) Se puede obtener un mayor flujo de crudos pesados mezclándolos con productos más ligeros para reducir su viscosidad, teniéndose menores pérdidas de los productos ligeros.
- c) Se eliminan las pérdidas por evaporación que se tienen cuando se bombea hacia, o de un tanque de almacenamiento.
- d) Se elimina la inversión correspondiente a tanques en cada estación, así como su mantenimiento normal.

Como uno de los principales puntos en el estudio de un oleoducto o poliducto se tiene el correspondiente al perfil, trazo y ruta del mismo, con lo cual se puede comenzar el estudio económico que involucra los conceptos como: diámetro de la tubería, número de estaciones, tamaño y número de pasos de las bombas, potencia de los primo-motores y fuentes de abastecimiento de energía eléctrica o térmica.

Como se observa de las consideraciones anteriores, una bomba para oleoducto o poliducto forma parte de un sistema completo de bombeo, y por lo tanto al hacer el estudio económico citado, se debe incluir como un de las variables a tomar en cuenta para obtener la combinación más económica de equipo, tanto en operación, como en mantenimiento, y en confiabilidad y flexibilidad.

Los estudios de localización de estaciones de bombeo, tomando en cuenta el perfil topográfico en particular, nos conducen casi siempre a consideraciones muy diferentes de un sistema de bombeo, aún del mismo producto, a otro similar.

En efecto, si comparamos dos países petroleros en particular, como la ARABIA SAUDITA, casi sin relieves, y un país como el nuestro con una topografía muy accidentada, y además con naturaleza de terrenos diferentes, y factores como por ejemplo tempestades de arena, temperaturas ambiente hasta de 60°C., nos demuestra lo diferente que puede ser un sistema respecto al otro.

En ARABIA SAUDITA, los oleoductos parten del mar hacia el interior del país, sin presentar picos intermedios de consideración. Generalmente las bombas utilizadas se alimentan a través de un tanque de almacenamiento, o por medio de una bomba "booster". El problema es relativamente simple, aún cuando los volúmenes transportados son extremadamente altos (alrededor de 3,400.000 BPD), y el oleoducto tiene una curva de pérdidas de carga sencilla.

Fig. 2.2

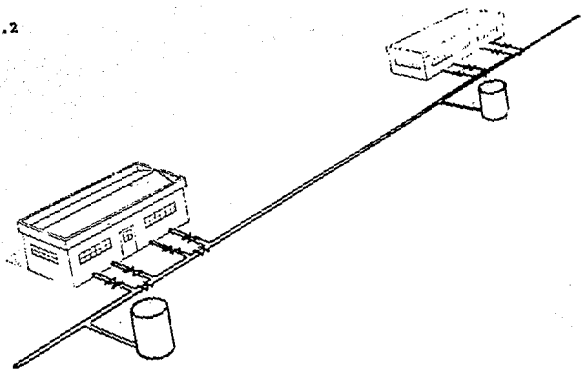
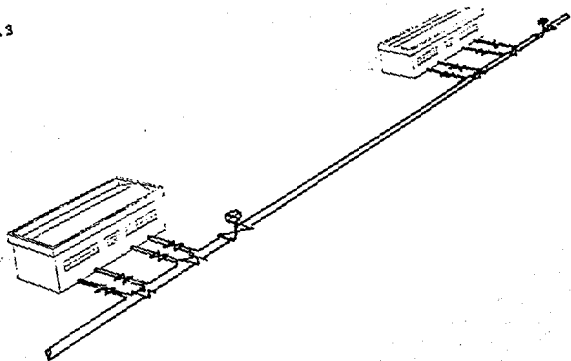


Fig. 2.3



El tipo de bomba utilizado para esta aplicación, es de dos pasos en serie, con impulsores de simple succión, misma que se ilustra en la foto 2.1, o también bombas de un sólo paso con impulsor de doble succión, en ambos casos la bomba es del tipo bipartida axialmente.

Una de las bombas más grandes de este tipo, se ilustra también en la foto 2.2, la cual es una bomba destinada a asegurar la carga de los barcos tanque dentro de KUWAIT, en el GOLFO PERSICO. Básicamente es una bomba de un sólo paso de doble succión, de eje horizontal y bipartida axialmente, con impulsor en acero al 11-13% cromo. El peso total es de 16,200 kg. El rotor que pesa aproximadamente dos toneladas, el cual es similar al correspondiente a la foto 2.3 (aún cuando el rotor de la bomba en cuestión es mucho mayor), está apoyado sobre 2 soportes cojinete lubricados con aceite a presión.

El gasto manejado por esta bomba es de alrededor de 3,450.000 BPD contra una carga total de 500 piés, y tiene una eficiencia de 91%. Está accionada a través de una turbina de gas de 12,000 HP, y un reductor que la hace girar a 1,430 RPM, la CNPS requerida es del orden de 150 piés, lo que nos demuestra para estos casos en particular, la importancia de tener una bomba "booster" para dar carga de succión. Finalmente cabe hacer notar que el cuerpo de este tipo de bombas es de doble voluta para reducir el empuje radial, y que el impulsor tiene un diámetro de 34".

En cuanto a los países como el nuestro en que casi siempre se bombea desde el nivel del mar hasta alturas considerables, como 1,700 ó 2,000 metros, las consideraciones para la selección del tipo de bomba, son diferentes, y nos encontramos con problemas típicos como los puntos altos o picos dentro de la ruta del oleoducto o poliducto.

Es peligroso obtener la altura total de bombeo o gradiente hidráulico, basándonos únicamente en la altura geométrica sobre el nivel de referencia.

Como se deduce de todo lo anterior, el perfil topográfico es un factor determinante en cuanto a las alturas totales que se deben alcanzar en las estaciones de bombeo, y por otra parte como ya se dijo, la localización de las estaciones intermedias en su caso, entran dentro de un estudio económico, puesto que si por ejemplo tuviéramos que alcanzar una altura total de H metros, y el espesor de la tubería no correspondiera a la presión de trabajo necesario, o bien se tendría que pensar en dos tuberías en paralelo o en una de un espesor mayor, lo que elevaría rápidamente el costo del oleoducto o poliducto, el cual casi siempre es el mayor del sistema.

FOTO 1.1

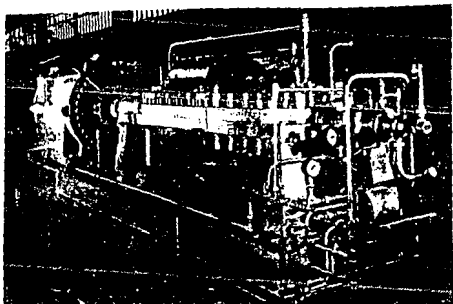


FOTO 2.1

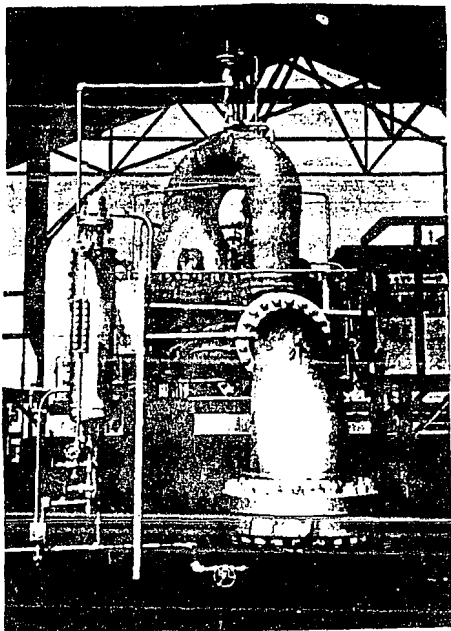


FOTO 2.2

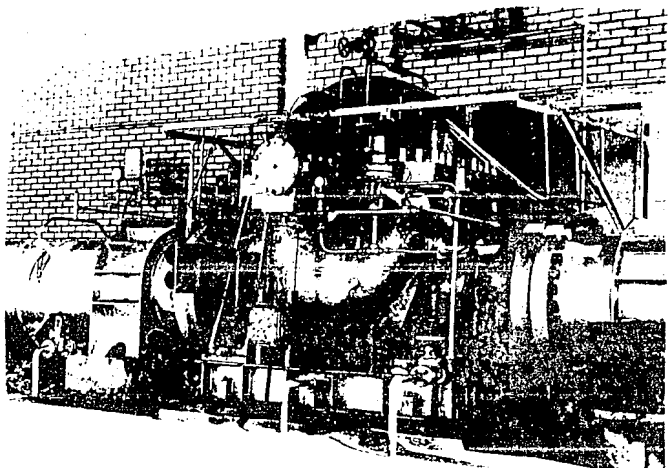


FOTO 2.3

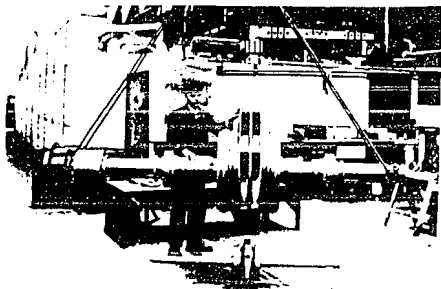
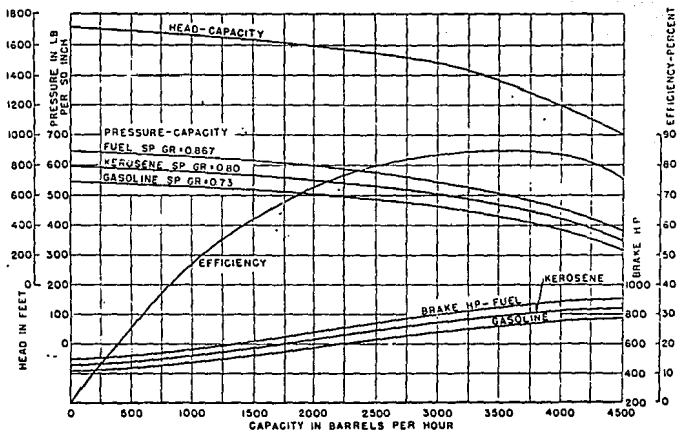


Fig. 2.5



Como se ve, el problema es bastante complejo, incluye muchas variables, y sería demasiado extenso para tratarse en el espacio de este trabajo.

En cuanto a las bombas utilizadas para oleoducto, a diferencia de las ilustradas para el caso de los países árabes, en nuestro caso, casi siempre serán de más de un paso y similares a las mostradas en las fotos 1.1 y 2.1. En lo tocante al arreglo también casi siempre será de utilizar dos o más en serie.

Lo anterior nos permite variar la altura manométrica total en función de la velocidad de la última bomba, lo cual se podría controlar en función de los regímenes de bombeo deseados. En esta solución, para la unidad de reserva se tendría que prever que también fuera de velocidad variable.

En lo tocante a las bombas utilizadas en los poliductos para bombeo de productos diferentes como gasolinas, diesel, etc. se tiene generalmente una curva de operación como la mostraba en la figura 2.5. Como se vé, debido a las diferencias en la densidad relativa de los productos manejados, para una misma velocidad obtenemos distintas presiones de descarga, lo cual para un poliducto dado no es muy conveniente, puesto que para el caso de bombeo a velocidad constante, nos obligaría a tener capacidades de bombeo reducidas para los casos de los productos más pesados, puesto que la presión alcanzada podría llegar cerca de la de trabajo, y por lo tanto estaríamos sometiendo a la tubería a constantes ciclos de esfuerzo deformación.

Por lo anterior, y en general para las bombas de poliductos, se trata casi siempre de obtener un primo-motor que nos permita variar la velocidad en un rango aproximado de 15 a 20% o más, tratándose de distintos productos cuyas densidades relativas estén muy alejadas de los productos normales.

Para lograr lo anterior es interesante hacer resaltar soluciones más utilizadas hoy en día, como son:

a) Cuando se pretende utilizar motor eléctrico.

Para este caso en que se decidió utilizar motor eléctrico, para fijar ideas, se recomienda utilizar únicamente un motor común y corriente tipo jaula de ardilla, y ya no pensar en motores tales como rotor devanado, o de corriente continua, puesto que su rendimiento es muy inferior a la combinación de motor de velocidad constante acoplado a un variador de velocidad, y su costo es bastante superior a esta combinación citada. Por otra parte, puesto que para las bombas casi siempre escogemos la velocidad de operación más alta, (3,600 RPM), ninguno de estos dos últimos motores mencionados sirve para un servicio continuo arriba de una velocidad de 1,200 RPM.

Dentro de la gama de variadores de velocidad podemos mencionar que existen, los del tipo hidráulico, de cople magnético, de control de frecuencia; de los cuales el más utilizado es el hidráulico, algunas veces combinado con un multiplicador de engranes, para obtener variaciones de velocidad en más y en menos.

b) Cuando se utiliza el motor de combustión interna.

En este caso la tendencia es la de utilizar las turbinas de gas acopladas en la misma forma que el motor eléctrico, o sea con algún tipo de variador, o en algún caso excepcional acoplada directamente a una bomba de alta velocidad. Lo anterior no excluye la posibilidad de utilizar los motores de combustión interna de baja o mediana velocidad, puesto que en algunos casos compiten ventajosamente con las turbinas de gas por el tipo de combustible que pueden quemar.

Para terminar, únicamente mencionaremos que el tipo de bombas casi siempre utilizadas para servicio en los poliductos, sólo difieren en que cuando se necesita bombear un líquido tal como gas licuado de densidad inferior a 0.7, las normas internacionales de petróleo sugieren utilizar una bomba bipartida radialmente, aún cuando en nuestro país no se sigue esta práctica y se utilizan bipartidas axialmente. Otra de las diferencias de aplicación entre este tipo de bombas, consiste en que la mayoría de las veces se utilizan sellos mecánicos en lugar de empaques normales.

En cuanto a lo demás, se puede considerar que no existe diferencia alguna para este tipo de servicio y el mencionado en lo tocante a oleoductos.

CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE SISTEMAS DE TRANSPORTE POR DUCTOS

Solamente cuando existe una considerable diferencia de elevación entre los dos extremos de un ducto, y hay más o menos un declive descendente continuo, puede el aceite fluir por él sin ayuda.

Generalmente se debe aplicar la presión de bomba en el extremo corriente arriba de cada intervalo de bombeo, creando así una presión diferencial entre los extremos de toma y descarga de la línea que provoque el flujo a la velocidad deseada. La presión, así impuesta, se pierde contrarrestando las pérdidas por fricción que son más o menos directamente proporcionales a la distancia recorrida.

Si la línea es larga, se deben instalar bombas adicionales a intervalos para restituir la presión del aceite; si el aceite es muy viscoso se puede precalentar para reducir su viscosidad, siendo el bombeo de aceite caliente común en regiones en las que se producen los aceites más viscosos, algunas veces son necesarias temperaturas iniciales hasta de 80°C.

Los oleoductos varían en diámetro desde 5.08 (2") a 76.2 cm. (30"), siendo la mayoría de las líneas principales de 15.2 (6") a 30 cm. (12"), mientras que las líneas de recolección varían de 5.08 (2") a 15.2 cm. (6"), dependiendo de la capacidad requerida.

Los tamaños de 10 (4") a 15.2 cm. (6"), se han usado ampliamente para líneas de recolección, mientras que los de 20.3 cm. (8"), se han usado más que cualesquiera otros para líneas principales. Mucha de la tubería usada en las primeras líneas se llamó tubería de línea, una tubería de acero soldada a traslape con juntas de acoplamiento roscadas.

Actualmente la tubería sin costura y la eléctricamente soldada, se han adoptado para servicio de oleoductos; y los tramos de 9 a 12 m. de largo, se sueldan a tope en el campo.

Las líneas de tubería algunas veces varían de tamaño, aumentando en diámetro hacia el extremo de más baja presión de cada intervalo de bombeo, o pueden colocarse a "tramos suplementarios" dos o más líneas paralelas conectadas ocasionalmente por laterales.

Las capacidades de tubería varían hasta 300,000 barriles o más por cada 24 hrs. dependiendo del diámetro de la tubería, viscosidad del aceite y presión de la bomba empleada.

Las tuberías generalmente se depositan en tricheras bajo una capa de material suave de relleno de un espesor variable entre 0.8 a 0.9 m., se pintan y envuelven con material resistente a la corrosión.

Las bombas de aceite usadas en el servicio de líneas principales pueden ser, de tipo reciprocante o centrífugo y pueden estar impulsadas por vapor o máquinas de gas, diesel o motores eléctricos.

Las bombas centrífugas son las que actualmente se usan más, ya que pueden bombear gastos altos así como aceite de baja viscosidad.

Estas bombas varían en capacidades de 50,000 a 120,000 barriles por día (7,936 a 19,050 m³). Las presiones de bomba impuestas, suelen estar entre 27 y 90 kg/cm² dependiendo del caudal manejado, características del fluido, diámetro y características de la tubería.

Las estaciones de bombeo están separadas a distancias que pueden variar de 6.0 a 120 ó más km, dependiendo de la resistencia al flujo ofrecida por la línea y del perfil topográfico de la misma. Las velocidades de desplazamiento del aceite por la tubería varían de 4.0 a 8.5 km/h. Cuando se usan bombas reciprocantes se proporcionan instalaciones para almacenar aceite en cada estación de bombas a lo largo de la línea. Cada estación, y el intervalo de tubería que la conecta con la siguiente estación, se opera como una unidad independiente; pero siguiendo las órdenes de un despachador que está en comunicación telefónica con todas las estaciones. Las bombas centrífugas pueden conectarse más directamente a la línea, siendo su función sólo aumentar la presión y mantener el aceite fluyendo; por lo tanto, hay menos necesidad de facilidades de almacenamiento en cada estación cuando se usan bombas centrífugas.

Cada estación de bombeo tiene su propio personal; pero aún es posible diseñar el equipo de bombeo para operarse a control remoto, desde la oficina del despachador.

Los linieros o guardaole ductos patrullan la línea y las cuadrillas de reparación, deben estar siempre listas para dar servicio inmediato cuando ocurren desperfectos en la línea o en el equipo de bombeo.

Cuando el aceite se bombea a través de una tubería, a su transmisión se opone la resistencia al flujo por fricción, que es el producto de dos factores.

El primero de éstos, es la resistencia friccional desarrollada entre la pared interior de la tubería, y las partículas del aceite que hace contacto con ella.

El segundo es debido a la resistencia interna al movimiento del aceite en sí, la fricción fluida que resulta de muchas laminillas de aceite que se deslizan unas sobre otras en toda la sección transversal de la tubería. La viscosidad es una medida de esta resistencia interna de un fluido, por la que se opone al movimiento de sus partículas con respecto a cada una de las otras.

La magnitud de la resistencia ofrecida por estas fuerzas friccionales, dependerá de la longitud de la tubería a través de la cual se bombea el aceite, de la velocidad de flujo, de la condición de la superficie interior de la tubería y de la viscosidad del aceite. Esta última propiedad variará dentro de amplios límites con cambios de la temperatura del aceite. Además de la resistencia por fricción si el aceite debe bombearse a una elevación mayor que la de su origen, se debe gastar energía en elevar el aceite. Los elementos de esta última fase del problema incluyen la altura de la elevación, la densidad del aceite y la velocidad del flujo.

El agente que motiva que el aceite pueda vencer estas diferentes resistencias al flujo, es la bomba, que imparte una cierta presión inicial al aceite por virtud de la cual, se mueve a través de la tubería hasta que la presión ejercida por la bomba, se consume enteramente contra las fuerzas de resistencia. Para una velocidad de flujo determinada en una línea de tubería dada, el aceite puede transportarse sólo una cierta distancia fijada por la resistencia de la línea de tubería.

Si se desea moverlo más, se debe dar al aceite nuevo ímpetu pasándolo por una segunda bomba; o debemos conformarnos con una velocidad de flujo menor. La pérdida de presión por unidad de longitud de tubería, se vé que es una cantidad de primera importancia en todos los cálculos de líneas de tubería. Cuando ésta se conoce para un tamaño dado de tubería, la velocidad de flujo, la viscosidad y la densidad del aceite, será posible calcular la distancia a través de la cual puede transmitirse el aceite con una presión inicial dada, o se puede determinar la presión inicial necesaria para ejecutar una transmisión sobre una distancia dada.

5.5 OPERACION Y MANTENIMIENTO

La selección correcta del equipo asegura una buena operación, que indudablemente se traduce en economía y duración de un sistema.

Independientemente de que la bomba sea centrífuga, rotatoria o reciprocante, los elementos de instalación tales como la carga, capacidad, líquidos a manejar, tuberías, sus accesorios y motores, tienen prácticamente los mismos problemas de operación y mantenimiento. Por lo tanto, las condiciones de succión, descarga y demás aspectos comunes, se examinan en forma general, sin especificar el tipo de bomba hasta que ello sea necesario.

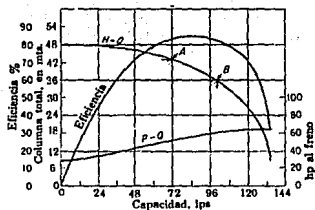
Debido a la gran variación de tipos, tamaños, partes y diseños de las bombas, cualquier descripción del mantenimiento debe restringirse a los tipos más comunes de bombas.

Los instructivos de los fabricantes se deberán estudiar cuidadosamente antes de tratar de dar servicio a una bomba determinada.

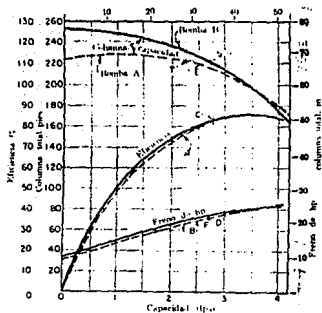
La amplitud de los conocimientos que debe tener el personal de mantenimiento acerca de las bombas a su cuidado, depende de las demandas y complejidad del sistema. La mayoría de los casos, es suficiente la información completa que da el instructivo sobre la construcción mecánica. El personal de mantenimiento sólo necesita saber las condiciones especificadas para el servicio que generalmente se dan en la placa de la bomba. Ocasionalmente necesitan también información más completa sobre las características de la bomba, para proporcionar inspección y mantenimiento más adecuado. En esos casos, se requiere una curva de funcionamiento de la bomba, y si no está incluida en el manual de instrucciones, se deberá obtener del fabricante de la misma bomba. Existe una considerable diferencia de opinión, en relación con la bondad del procedimiento de reconstruir partes desgastadas, como anillos de desgaste o mangas de la flecha.

Los problemas de mantenimiento del equipo de bombeo centrífugo, varían de sencillos a complicados. El tipo de servicio para el que la bomba está destinada, la construcción general de ella, la complejidad relativa de las reparaciones requeridas, las facilidades disponibles en el lugar, y otros factores, entran en la decisión de si las reparaciones necesarias se ejecutan en la instalación, o en la planta del fabricante de la bomba. Algunas veces, especialmente cuando se tiene suficiente equipo auxiliar de relevo, una bomba que necesita reparación, se manda a la planta del fabricante para reconstrucción completa, de otra manera, las reparaciones o reconstrucciones se hacen localmente con los mecánicos que prestan servicio en la instalación.

Fig. 5.47



CURVAS CARACTERISTICAS TÍPICAS PARA UNA BOMBA CENTRIFUGA



DOS BOMBAS CON CURVAS HQ DISTINTAS PUEDEN OPERAR SATISFACTORIAMENTE EN PARALELO (CORTESIA DE WORTHINGTON CORP.)

Generalmente las bombas se seleccionan para una capacidad y carga total determinadas. Estas características se conocen como condiciones específicas de servicio, y con pocas excepciones, representan las condiciones en las que la bomba operará la mayor parte del tiempo. La eficiencia de la bomba deberá ser la máxima para estas condiciones de servicio.

Con frecuencia se requiere que las bombas operen a capacidades y cargas que difieren considerablemente de las condiciones especificadas.

Es muy importante que el usuario de bombas, se familiarice con los efectos de operar las bombas a capacidades y cargas distintas a las especificadas, y con las limitaciones impuestas sobre esa operación por consideraciones hidráulicas, mecánicas o termodinámicas.

OPERACION DE BOMBAS

En aquellos lugares donde no es conveniente utilizar bombas demasiado grandes, o por necesidades de variación de la capacidad de operación, las bombas en paralelo es la mejor solución. En estos sistemas, cuando hay disminución en la demanda, puede retirarse del servicio una de las bombas para mantenimiento, sin tener que parar totalmente el sistema.

En un sistema en paralelo los gastos se suman de la siguiente forma:

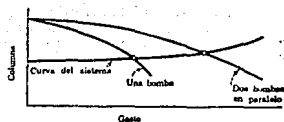
$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_n$$

y la carga permanece constante: $H_t = H_1 = H_2 = H_n$

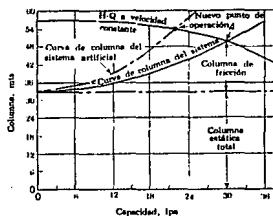
En los sistemas de bombeo que trabajan en serie, las cargas para cualquier capacidad se suman. Una bomba multipasos es en realidad un arreglo en serie de una unidad simple, la consideración que debe hacerse, es tomar en cuenta las cargas de empuje impuestas sobre las bombas subsecuentes, en virtud del incremento de presión de succión.

$$H_t = H_1 + H_2 + H_n$$

Fig. 5.48



OPERACION DE BOMBAS EN PARALELO
(CORTESIA DE PEERLESS PUMP DIVISION, FOOD MACHINERY AND CHEMICAL CORP.)



LA CURVA DE LA COLUMNA DEL SISTEMA ES MUY UTIL PARA ESTUDIAR
UNA RED DETERMINADA



OPERACION EN PARALELO O SERIE.
(CORTESIA DE PEERLESS PUMP DIVISION, FOOD MACHINERY AND CHEMICAL CORP.)

En un sistema de bombas que operan en serie el gasto permanece constante.

$$Q_t = Q_1 = Q_2 = Q_n$$

Hay casos en que las necesidades de un sistema exige que varíe la carga o el gasto, en tal caso se usan bombas en serie o en paralelo. Para bombas en serie, el rendimiento requerido se obtiene agregando las cargas a la misma capacidad, si las bombas operan en paralelo, se agregan las capacidades para la misma carga.

Al superponer la curva de carga del sistema sobre la del funcionamiento de la bomba, se aprecian claramente los gastos que se pueden obtener y las cargas a que trabajará cada bomba.

M A N T E N I M I E N T O

Para un servicio eficiente del equipo de bombeo, es necesario programar el mantenimiento para los aspectos mecánicos y eléctricos, este programa de mantenimiento consta de los siguiente:

MANTENIMIENTO SEMANAL

PARTE MECANICA

1. Revisión de funcionamiento.
2. Arranque y paro automático.
3. Verificar que no existan ruidos anormales en las partes giratorias.
4. Verificar funcionamiento de la válvula de retención de la columna.

PARTE ELECTRICA

Prueba de arranque y paro automático del circuito de control.

MANTENIMIENTO MENSUAL

PARTE MECANICA

1. Revisión de funcionamiento.
2. Verificar arranque y paro automático.
3. Verificar que no existan ruidos anormales en las partes giratorias.
4. Verificar el funcionamiento de la válvula de retención de la columna.
5. Revisar anclaje.
6. Tomar lecturas de corriente y tensión en motor eléctrico.
7. Verificar si no hay fugas en la tubería de descarga.
8. Repintar partes deterioradas en el equipo.

PARTE ELECTRICA

1. Revisión de funcionamiento del conjunto de relevadores.
2. Verificar funcionamiento del alternador.
3. Verificar funcionamiento del circuito de alarma.
4. Limpieza del conjunto en control y arranque.
5. Verificar empaques para cierre hermético, en caja de control.
6. Verificar si no existe olor a quemado al sobrecargarse el aislante del conductor (se nota por la decoloración del mismo).
7. Recopretar bornes y terminales del circuito.
8. Verificar trabajo libre del mecanismo de bastidores de arrancadores y relevadores.
9. Accionar el dispositivo de disparo del elemento de protección térmico.
10. Limpieza y ajuste de platinos y contactores.
11. Verificar estado del tabique apaga chispa.
12. Verificar funcionamiento de focos piloto.

MANTENIMIENTO ANUAL

1. Lo considerado en el mantenimiento mensual.
2. Limpieza general al equipo.
3. Pintura general de equipo.

Además de este programa de mantenimiento el fabricante recomienda para la operación correcta de las bombas, las siguientes observaciones.

Si la bomba trabaja en forma continua, se recomienda extraerla cada 4 meses y checar:

1. Niveles de aceite.
2. Desgaste de impulsor.
3. Tornillo de inspección y verificar si se ha introducido agua o aceite, de ser así, remitirla al fabricante o distribuidor.
4. Hacer pruebas de presión por tornillo de inspección y checar fugas (no meter más de 28 LB de presión).

Es necesario cambiar la totalidad del aceite una vez por año, ya que el tiempo puede alterar las características del mismo.

No se puede establecer facilmente reglas generales para determinar la frecuencia apropiada, y la periodicidad de las reconstrucciones del equipo, esto depende de la continuidad de servicio que preste la bomba.

La mayoría de los diseñadores de bombas y los especialistas, consideran que una bomba centrífuga no necesita abrirse para inspeccionarla, a menos que la evidencia de hecho o circunstancia, indique que es necesario la reconstrucción, algunos tipos de evidencia son:

- Declinación en el funcionamiento de la bomba.
- Ruido a temperatura excesiva de los cojinetes.
- Sobrecarga del impulsor o dificultades similares.

Además se debe establecer un programa para pruebas completas frecuentes de la unidad de bombeo, y los resultados de estas pruebas, se compararán con el funcionamiento de la bomba en su condición inicial.

Cualquier declinación repentina en el funcionamiento, deberá ser base para determinar si es o no suficiente el desgaste interno que ha ocurrido para que requiera una reconstrucción completa.

El correr una prueba completa es menos costoso que abrir una bomba para inspección y no requiere sacar de servicio la unidad.

CAPITULO VI

CLASIFICACION, DESCRIPCION GENERAL, CARACTERISTICAS PRINCIPALES, SELECCION, APLICACION, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE COMPRESORAS PARA EL MANEJO DE GAS NATURAL.

6.1 CLASIFICACION.

6.2 DESCRIPCION GENERAL Y CARACTERISTICAS PRINCIPALES.

6.3 SELECCION.

6.4 APLICACION.

6.5 OPERACION Y MANTENIMIENTO.

CLASIFICACION, DESCRIPCION GENERAL, CARACTERISTICAS PRINCIPALES, SELECCION, APLICACION, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE COMPRESORAS PARA EL MANEJO DE GAS NATURAL.

6.1 CLASIFICACION

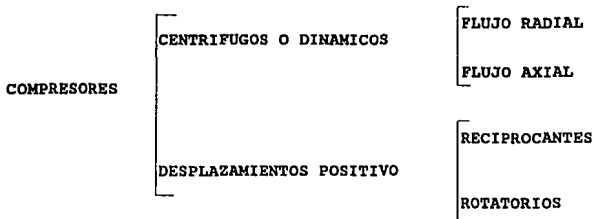
Un compresor es cualquier dispositivo empleado para hacer que un gas o vapor, fluyan de una región a una presión determinada, a otra región de presión más elevada.

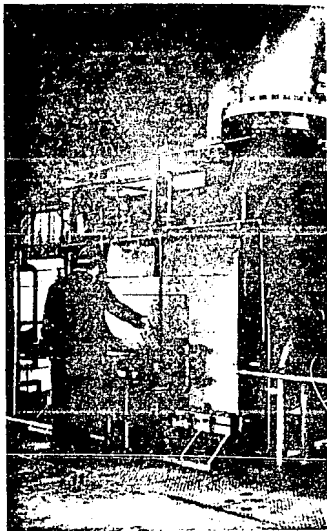
Entre las aplicaciones más sobresalientes y de mayor trascendencia en el medio tecnológico de hoy día, se pueden citar las siguientes:

El compresor es parte esencial de los motores de turbina de gas, hasta tal punto que el desarrollo de ésta ha estado supeditado al de los propios compresores, este tipo de motor se trató de impulsar a principios del presente siglo, pero hubo que abandonarlo por el bajo rendimiento de los compresores. Fue en la década de los treinta, con el auxilio de la mecánica de fluidos, cuando se empezó a progresar en el diseño y construcción de los compresores, logrando rendimientos que han permitido hacer realidad el motor de turbina de gas. La turbina de gas está encontrando extensa aplicación hoy día, en las modernas estaciones de compresión para el manejo de hidrocarburos.

Los compresores son indispensables en el tratamiento del gas natural humedo para convertirlo en gas seco y para distribución en las ciudades, así como en los procesos de fabricación de gas L.P.

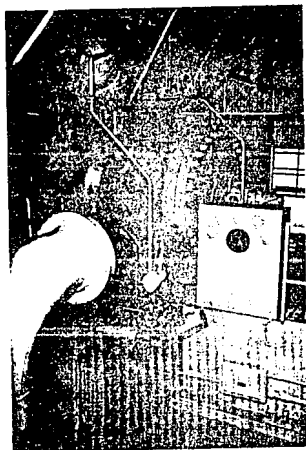
CLASIFICACION DE COMPRESORES



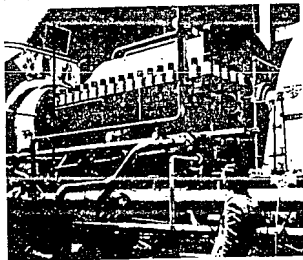


Uno de los dos compresores de ocho etapas, Modelo BB30-30 usados en una de las instalaciones de procesamiento de gas natural de la costa del Golfo de México. Las unidades que se utilizan para el servicio de recuperación de etano, están impulsadas por turbinas de gas de 21 000 HP (15 650 kW).

Fig. 6.1

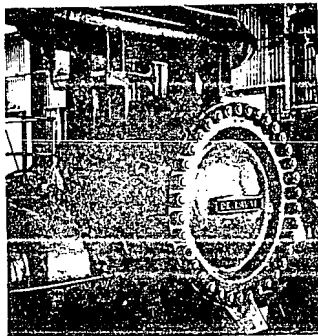
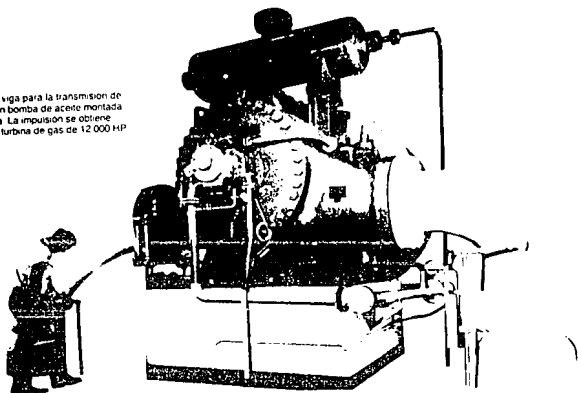


Este compresor de etapas múltiples para gas natural, Modelo BB 30-30 presta servicio en una estación de compresión en la zona principal del suroeste de los Estados Unidos.



Prueba de un compresor para refrigeración de 6 etapas y 25 070 HP (18 650 kW), con elementos móviles en ambos extremos y carga de compresión en los dos lados, en las instalaciones de Transmexco Delaval en Holanda.

Compresor de viga para la transmisión de gas natural con bomba de aceite montada sobre la flecha. La impulsión se obtiene mediante una turbina de gas de 12 000 HP (9 000 kW).



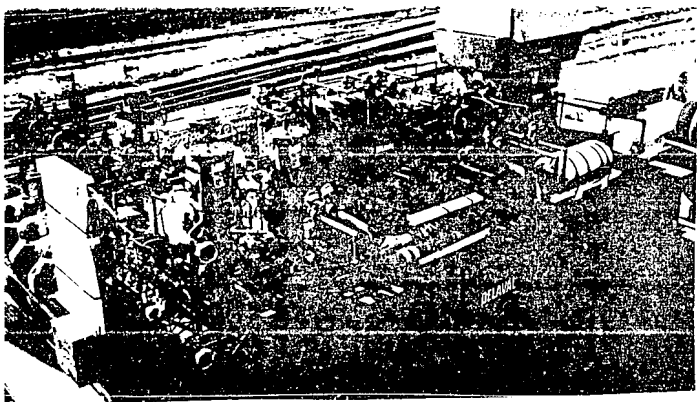
Uno de cuatro compresores PV 24/24 de carcasa forjada de una etapa que se utilizan para la transmisión de gas natural en una estación compresora de la troncal de un gasoducto del sudeste de los Estados Unidos.



Compresor de una etapa con succión axial preparado para embarque.

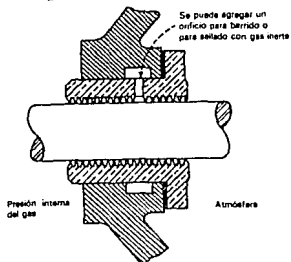
Fig. 6.2

Fig. 6.3

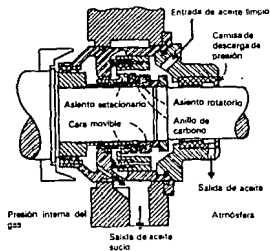


COMPRESOR COLECTOR DE GAS PAQUETE PARA RAPIDA INSTALACION. ESTA UNIDAD DE CARCAZA (PARTIDA HORIZONTAL) ES UNO DE 33 PAQUETES QUE ACTUALMENTE SE ESTAN INSTALANDO EN LOS CAMPOS PETROLIFEROS DEL MEDIO ORIENTE.

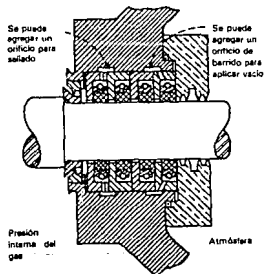
Fig. 6.4



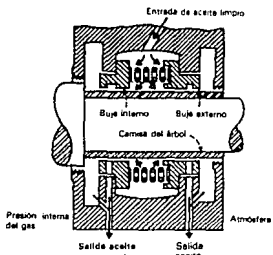
a. Laberinto



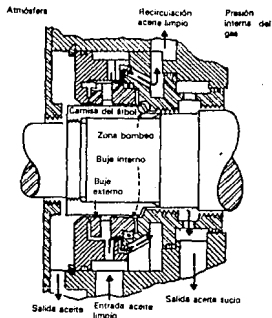
b. Mecánico (de contacto)



c. Anillo de restricción



d. Película de líquido con bujes cilíndricos



e. Película de líquido con buje de bombeo

LOS SELLOS DE EXTREMO DEL ÁRBOL DE COMPRESORES ROTATORIOS RETIENEN EL GAS QUE SE COMPRIENE O PERMITEN FUGAS CONTROLADAS.

Fig. 6.5

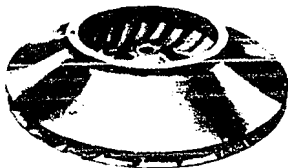
IMPULSORES DE UNA ETAPA PARA COMPRESORES



Impulsor radial abierto



Impulsor con inductor abierto



Impulsor cerrado

6.2 DESCRIPCION GENERAL Y CARACTERISTICAS PRINCIPALES

De acuerdo con la clasificación anterior, los compresores son del tipo dinámico y de desplazamiento positivo. Los dinámicos incluyen centrífugos de flujo radial y flujo axial. Los tipos de desplazamiento positivo, son de dos categorías básicas: reciprocantes y rotatorios, el compresor reciprocante tiene uno o más cilindros, en los cuales hay un pistón o émbolo de movimiento alternativo, que desplaza un volumen positivo con cada carrera, los rotatorios incluyen los tipos de lóbulos, espiral, aspas o paletas, anillos de líquido cada uno con una carcasa, con uno o más elementos rotatorios que se acoplan entre sí, como los lóbulos o espirales que desplazan un volumen fijo en cada rotación.

CENTRIFUGOS

Los centrífugos son los más comunes y están constituidos fundamentalmente por un rotor provisto de álabes, que gira dentro de una carcasa de hierro fundido o de acero, herméticamente cerrada, de forma que pueda producirse un gradiente entre la entrada y la salida de la máquina, en virtud de la acción de los álabes del rotor sobre el fluido, se trata pues, de máquina con gradiente de presión dinámica.

La dirección del flujo puede ser radial o axial, y así se tienen en el primer caso, a los compresores radiales, y en el segundo a los axiales, en ambos tipos el fluido, a la salida del rotor, pasa a un difusor que convierte parcialmente la energía dinámica en estática, el difusor forma parte de la carcasa, bien sea como ducto abocinado en los centrífugos, o como álabes fijos en los axiales. En ciertos casos el flujo es mixto, esto es, en parte axial y en parte radial, su estudio se incluye en los centrífugos.

El rango de gastos es de 200 pie³/min, a 1500 pie³/min, utilizan bajos costos de mantenimiento.

COMPRESORES DE FLUJO AXIAL

En estos compresores, el flujo de gas es paralelo al eje o árbol del compresor, y no cambia de sentido como en los centrífugos de flujo radial.

Los límites de capacidad de los compresores axiales está a la derecha de los centrífugos, lo cual indica el empleo de axiales para flujos más grandes que los centrífugos.

La carga por etapa del axial es mucho menor (menos de la mitad), que la de una del tipo centrífugo; por ello, la mayor parte de los axiales son de cierto número de etapas en serie.

Cada etapa consta de aspas rotatorias y fijas en un diseño de reacción de 50%, la mitad del aumento de la presión ocurre en las aspas del rotor y la segunda mitad en las del estator.

Los compresores de flujo axial en cuanto a su capacidad, cubren un rango desde unos 20,000 pie³/min, hasta más de 860,000 pie³/min, y producen presiones de hasta 65 PSIG en un compresor industrial típico de 12 etapas, o de un poco más de 200 PSIG., con turbo compresores de 15 etapas; estos tipos se emplean en turbinas de gas y motores de reacción (JET).

Los aspectos mecánicos como cojinetes, sellos del árbol, sistemas de lubricación y de aceite de sellos, también referentes al control y rendimiento a velocidades variables, son muy similares a los de los compresores centrífugos, aunque tienen mayor eficiencia.

DIFUSOR DE UN COMPRESOR

EL DIFUSOR: De un compresor centrífugo, es el componente fijo alojado flujo adelante del impulsor, cuya función principal es la de reducir la alta velocidad del flujo al salir del impulsor, con el mínimo de pérdidas para convertir lo más posible de la presión dinámica en presión estática adicional. El fluido es aspirado a través de la carcasa de admisión hacia el ojo del impulsor.

LA FUNCION DEL RODETE: Consiste en aumentar el nivel de energía del fluido desviándolo hacia el exterior, incrementando de este modo, el momento cinético del fluido. Tanto la presión estática como la velocidad son aumentadas en el interior del rodete o rotor.

El propósito del difusor es convertir la energía cinética del fluido que sale del rotor en energía de presión. Este proceso puede llevarse a cabo mediante una difusión libre en el espacio anular que rodea el rotor, incorporando una corona de álabes fijos que permite hacer mucho más pequeño el difusor.

En el exterior del difusor, hay un caracol o voluta cuya función es recoger el flujo del difusor y dirigirlo hacia el conducto de salida.

COMPRESORES RECIPROCANTES O DE PISTON: En los compresores recíprocos el proceso de compresión se lleva a cabo por medio de un émbolo, que se mueve alternativamente dentro de un cilindro, tomando y descargando el fluido por medio de válvulas.

Manejan todos los rangos de presión y gastos; tienen la desventaja de tener un alto costo de mantenimiento y operación, son menos eficientes que los centrífugos.

Los compresores recíprocos abarcan desde una capacidad muy pequeña, hasta unos 3,000 pie³/min. Para equipo de procesos, por lo general no se utilizan mucho los tamaños grandes y se prefieren los centrífugos. Si hay alta presión y gasto más bien bajo, se necesitan los recíprocos, el número de etapas o cilindros, se deben seleccionar con relación a las temperaturas de descarga, tamaño disponible para los cilindros y carga en el cuerpo o biela del compresor. Los tamaños más bien pequeños, hasta de unos 100 hp, pueden tener cilindros de acción sencilla, enfriamiento con aire y se puede permitir que los vapores del aceite en depósito (Carter), se mezclen con el aire o gas comprimidos.

Los compresores más grandes para gas son de dos o más cilindros. En casi todas las instalaciones, los cilindros se disponen en forma horizontal y en serie de modo que presenten dos o más etapas de compresión.

El número de etapas de compresión depende en gran parte de la elevación de temperatura en una etapa, que suele estar limitada a unos 250° F, de la carga en el cuerpo o biela que se puede manejar, y de vez en cuando del aumento total en la presión en una etapa, respecto del diseño de las válvulas del compresor, que suelen ser para menos del 1,000 PSI.

La relación de compresión (RC) se define como la presión de descarga entre la presión de succión (Pd,Ps), se recomienda que su valor sea menor de cuatro. Esta limitación es debida a que, al aumentar la relación de compresión disminuye la eficiencia mecánica de los compresores, y se incrementan los esfuerzos a que somete el equipo.

Las presiones interetapas y la relación por etapa reales, se modificarán después de tener en cuenta las caídas de presión en interenfriadores, tuberías entre etapas, separadores y amortiguadores de pulsaciones si se utilizan. Cuando el valor de la relación de compresión resulte mayor de cuatro, el proceso de compresión debe realizarse en varios pasos o etapas ($RC = (Pd/Ps)^{1/nC}$).

COMPRESORES ROTATIVOS.

Los compresores rotatorios son de desplazamiento positivo, en los cuales un elemento rotatorio desplaza un volumen fijo con cada revolución. Utilizados para gastos altos y bajas presiones diferenciales (10 lb/pg²) manejan la presión de descarga a bajos HP, tienen bajos costos de mantenimiento, operan a bajas velocidades. Los diferentes estilos se pueden agrupar en cuatro tipos básicos.

- El más antiguo y conocido es el soplador de lóbulos en el cual dos o tres rotores en forma de "B", se acoplan entre sí y se impulsan con engranes de sincronización montados en cada eje.

Los sopladores de lóbulos van desde los muy pequeños para compresores producidos en serie desde unos 2 pie³/min., hasta los más grandes para 20,000 pie³/min.

- El segundo estilo es el de aspas o paletas deslizables que tiene un rotor con ranuras dentro de las cuales, se deslizan las aspas hacia adentro y fuera en cada revolución.

Las aspas atrapan el gas y en forma gradual reduce su volumen y aumenta la presión hasta que escapa por orificios en la carcasa. Este estilo de compresión puede producir hasta 50 PSIG. por etapa, y también, los hay con dos etapas para presiones hasta 125 PSIG. Sus capacidades son de 1,500 a 2,000 pie³/min., y también se puede emplear como bomba de vacío.

- Un tercer tipo de compresor de espiral rotatorio, que se utiliza para altas presiones y viene en tamaños grandes, los hay en estructuras enfriadas por aceite y secas. Sus capacidades van de unos 30 hasta 3,500 pie³/min. en el tipo inundado con aire, y de 1,000 a 20,000 pie³/min., en los de tipo seco; éstos pueden funcionar a velocidades de 10,000 a 12,000 rpm con presiones de descarga de 250 a 400 PSIG., o sea un aumento de 50 PSIG. por carcasa.

- El cuarto estilo es el compresor o bomba de anillo de líquido que es rotatorio; pero tiene un principio exclusivo de funcionamiento diferente a cualquier otro rotatorio.

Un rotor con aspas gira en una cubierta circular u ovalada, dentro de la cual siempre hay agua u otro líquido sellador.

La fuerza centrífuga hace que el líquido forme un anillo en la periferia de la carcasa durante el funcionamiento. El aire o gas avanza hacia el centro del rotor y en forma gradual se reduce su volumen, y aumenta su presión hasta que pasa por los orificios de descarga y sale de la carcasa.

El líquido contenido en el aire o gas descargado, se separa y se enfría, se recircula, o se desecha. El tipo de anillo de líquido es el más se utiliza como bomba de vacío hasta 3 ó 4 pg. de Hg ABSOLUTAS.

También se pueden utilizar como soplador a baja presión hasta 25 PSIG., o como compresor de aire a presiones intermedias hasta de 100 PSIG., para instrumentos.

Sus tamaños van desde pequeños para unos 10 pie³/min., hasta los grandes de carcasa sencilla para 10,000 pie³/min. Estos compresores se emplean mucho con gases difíciles como cloro, gas ácido, gases cargados con sulfuro de hidrógeno, dióxido de carbono y otros. Para muchos tipos se puede obtener construcción de acero inoxidable.

En general los compresores rotatorios, sólo son para necesidades especiales con poco aumento de presión y baja capacidad.

ESTACIONES DE COMPRESION

A) ESTACION DE CAMPO

- TRANSPORTAR EL GAS DESDE EL POZO, CUYA PRESION, NO ES SUFICIENTE PARA PRODUCIR AL GASTO DESEADO, HASTA UN SISTEMA DE DISTRIBUCION.

PRESION [0 lb/pg² -- 750 lb/pg² man]

GASTO [1000 -- 5 x 10⁶ pie³/día]

B) ESTACIONES EN LAS LINEAS PRINCIPALES DE DISTRIBUCION

PRESION [200 -- 1200 lb/pg² man]

GASTO [100 -- 100 x 10⁶ pie³/día]

CORRELACION DE COMPRESION $r < 2$ $r = (P_d/P_s)^{1/n}$

P_d -> PRESION DE DESCARGA

P_s -> PRESION DE SUCCION

n -> N° DE ETAPAS DE COMPRESION

r -> RELACION DE COMPRESION

C) ESTACIONES DE REPRESIONAMIENTO

- SE UTILIZAN EN PROYECTOS DE RECUPERACION SECUNDARIA

PRESION > 6000 lb/pg²

D) ESTACIONES DE COMPRESION EN CAMPOS DE ALMACENAMIENTO

PRESION > 4000 lb/pg² $r = 4$

E) ESTACIONES EN PLANTAS DE DISTRIBUCION

- PARA SURTIR DEMANDA A TRAVES DE LINEA A PRESION

PRESION [20 -- 200 lb/pg²]

- PARA LLENADO DE CILINDROS

PRESION [2500 lb/pg²]

CICLO MECANICO DE COMPRESION

Este es un ciclo mecánico fundamentalmente, ya que la sustancia que se comprime, de hecho, sufre un sólo proceso y no retorna necesariamente a su estado inicial. En otras palabras el ciclo describe el movimiento del émbolo, y no del gas que se comprime.

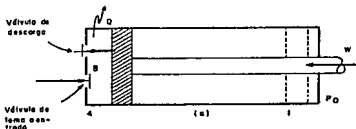


Fig. 6.6

Existen varios tipos de compresores, los centrífugos y los reciprocantes son los dos más usados en el transporte de hidrocarburos, con variaciones según sea el medio que utilicen para realizar la compresión. También se tiene un amplio rango de presiones que se pueden alcanzar, pudiendo hacerse combinaciones entre compresores según se requiera mayor presión, o mayor flujo de gas.

Vamos a analizar el ciclo mecánico ideal de compresión, y vamos a obtener el trabajo que hay que suministrar a un sistema para poder obtener un gas ideal a una determinada presión. Por sencillez vamos a servirnos de un compresor recíprocante (CILINDRO - EMBOLO).

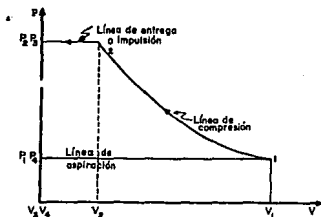


Fig. 6.7

**DIAGRAMA VOLUMEN-PRESION DEL CICLO MECANICO DE COMPRESION
DE GAS IDEAL.**

En el proceso 1 - 2 se tiene la compresión de un gas. En este proceso las válvulas permanecen cerradas; en el proceso 2 - 3 se lleva a cabo la descarga o impulsión; el proceso 3 - 4 es un evento en el que la presión dentro del cilindro, baja hasta tener el valor necesario para aspirar nuevamente gas, y que se inicie el proceso 4 - 1.

En este proceso se abre la válvula de admisión, y el sistema recibe gas para iniciar de nuevo el ciclo. El trabajo neto que se suministra al sistema es la suma de los trabajos de cada proceso.

$$W_{\text{neto}} = {}_1W_2 + {}_2W_3 + {}_3W_4 + {}_4W_1$$

$${}_4W_1 = - P_1 (V_1 - V_4) = - P_1 V_1$$

ya que $V_4 = 0$ (idealmente, ya que se considera que no existe volumen muerto).

$${}_3W_4 = 0 \text{ Por ser } V = \text{Constante}$$

$${}_2W_3 = - P_2 (V_3 - V_2) = P_2 V_2 \quad \text{Porque } V_3 = 0$$

En general, el proceso de 1 - 2 es politrópico.

$${}_1W_2 = \frac{(P_2V_2 - P_1V_1)}{n-1}$$

Por lo que el trabajo neto obtenido es:

$$W_{\text{neto}} = \frac{(P_2V_2 - P_1V_1)}{n-1} + P_2V_2 - P_1V_1, \quad W_{\text{neto}} = \frac{(P_2V_2 - P_1V_1)}{n-1}$$

Haciendo uso de la ecuación de gas ideal.

$$PV = m R T$$

$$W_{\text{neto}} = \frac{nmR (T_2 - T_1)}{n-1}$$

Recordando las relaciones del gas ideal para un proceso politrópico.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{n-1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}}$$

El W neto lo podemos escribir en función de las propiedades iniciales y de la presión de descarga.

$$W_{\text{neto}} = \frac{n}{n-1} P_1V_1 \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1$$

En el ciclo real con el que trabajan los compresores el volumen 3 y 4 no es cero, pues no se expulsa completamente todo el aire de la cámara.

6.3 SELECCION

Guía del ingeniero para la selección de compresores de gas

I. Símbolos

I Definición de los símbolos	A Conversión de unidades de volumen y las unidades de medida que se utilizan en este libro	N Número de etapas de compresión	V Volumen total (pies ³)
II La teoría de la compresión de gases	C Calor específico de la mezcla	n Exponente politrópico	Volumen específico (pies ³ /lbm)
III La determinación de Z, k, MW	C _v Calor específico a presión constante	P ₁ Presión absoluta	W Peso del gas (lb)
IV Procedimiento de selección	C _p Calor específico a volumen constante	P Presión (psia) absoluta	Z Factor de compresión
A Clasificación del procedimiento de selección	D Diagrama de presión-temperatura	P ₂ Presión absoluta requerida absoluta	Z ₁ Factor de compresión
B Datos de entrada requeridos	E Flujo de la mezcla	P ₃ Presión absoluta requerida absoluta	n Exponente
C Método de cálculo	F Aproximación de la gran masa de gas	P ₄ Presión de gas (psia)	Q Caudal de flujo
D Procedimiento de selección de compresores de etapas múltiples	G Diagrama de presión-temperatura por etapa	Q Cantidad (lbm) de flujo (min)	Q ₁ Caudal de diferencia de presión
E Consideraciones de diseño	H Relación de caudal específico (C _p /C _v)	R Constante de los gases	Subíndices
F Selección de compresores para gasolinas	I Ley de Charles	($\frac{P_2}{P_1}$) ⁿ (Z ₁) ⁿ (Z ₂) ⁿ (Z ₃) ⁿ (Z ₄) ⁿ (Z ₅) ⁿ (Z ₆) ⁿ (Z ₇) ⁿ (Z ₈) ⁿ (Z ₉) ⁿ (Z ₁₀) ⁿ (Z ₁₁) ⁿ (Z ₁₂) ⁿ (Z ₁₃) ⁿ (Z ₁₄) ⁿ (Z ₁₅) ⁿ (Z ₁₆) ⁿ (Z ₁₇) ⁿ (Z ₁₈) ⁿ (Z ₁₉) ⁿ (Z ₂₀) ⁿ (Z ₂₁) ⁿ (Z ₂₂) ⁿ (Z ₂₃) ⁿ (Z ₂₄) ⁿ (Z ₂₅) ⁿ (Z ₂₆) ⁿ (Z ₂₇) ⁿ (Z ₂₈) ⁿ (Z ₂₉) ⁿ (Z ₃₀) ⁿ (Z ₃₁) ⁿ (Z ₃₂) ⁿ (Z ₃₃) ⁿ (Z ₃₄) ⁿ (Z ₃₅) ⁿ (Z ₃₆) ⁿ (Z ₃₇) ⁿ (Z ₃₈) ⁿ (Z ₃₉) ⁿ (Z ₄₀) ⁿ (Z ₄₁) ⁿ (Z ₄₂) ⁿ (Z ₄₃) ⁿ (Z ₄₄) ⁿ (Z ₄₅) ⁿ (Z ₄₆) ⁿ (Z ₄₇) ⁿ (Z ₄₈) ⁿ (Z ₄₉) ⁿ (Z ₅₀) ⁿ (Z ₅₁) ⁿ (Z ₅₂) ⁿ (Z ₅₃) ⁿ (Z ₅₄) ⁿ (Z ₅₅) ⁿ (Z ₅₆) ⁿ (Z ₅₇) ⁿ (Z ₅₈) ⁿ (Z ₅₉) ⁿ (Z ₆₀) ⁿ (Z ₆₁) ⁿ (Z ₆₂) ⁿ (Z ₆₃) ⁿ (Z ₆₄) ⁿ (Z ₆₅) ⁿ (Z ₆₆) ⁿ (Z ₆₇) ⁿ (Z ₆₈) ⁿ (Z ₆₉) ⁿ (Z ₇₀) ⁿ (Z ₇₁) ⁿ (Z ₇₂) ⁿ (Z ₇₃) ⁿ (Z ₇₄) ⁿ (Z ₇₅) ⁿ (Z ₇₆) ⁿ (Z ₇₇) ⁿ (Z ₇₈) ⁿ (Z ₇₉) ⁿ (Z ₈₀) ⁿ (Z ₈₁) ⁿ (Z ₈₂) ⁿ (Z ₈₃) ⁿ (Z ₈₄) ⁿ (Z ₈₅) ⁿ (Z ₈₆) ⁿ (Z ₈₇) ⁿ (Z ₈₈) ⁿ (Z ₈₉) ⁿ (Z ₉₀) ⁿ (Z ₉₁) ⁿ (Z ₉₂) ⁿ (Z ₉₃) ⁿ (Z ₉₄) ⁿ (Z ₉₅) ⁿ (Z ₉₆) ⁿ (Z ₉₇) ⁿ (Z ₉₈) ⁿ (Z ₉₉) ⁿ (Z ₁₀₀) ⁿ	
V Ejemplo de cálculo	M ₁ Masa molar	T Temperatura absoluta (°R)	AD Proceso adiabático
VI Selección de datos	M ₂ Masa molar	T ₁ Temperatura absoluta (°R)	1 Proceso politrópico
A Compresores para procesos industriales (presión y densidades)	M ₃ Masa molar	T ₂ Temperatura absoluta (°R)	2 Aproximación al valor
B Compresores para gasolinas (presión y dimensiones)	MW Peso molecular	T ₃ Temperatura absoluta (°R)	3 División de la sección
	M ₁ P ₁ Presión absoluta de entrada (psia)	ΔT Variación de temperatura (°R)	4 El punto de partida de la expansión adiabática
		U Velocidad de los esteros (pies/min)	

II. La teoría de la compresión de gases.

La relación entre el volumen, la presión absoluta y la temperatura absoluta de un gas ideal, según las leyes de Charles y de Boyle es: $PV = nRT$; o, basándose en la masa, $Pv = RT$.

Una característica muy importante de los gases es su calor específico.

El calor específico se define como la cantidad de calor (BTU) (k) necesaria para elevar en un grado Fahrenheit (kelvin) la temperatura de una libra (kg) de gas. La cantidad de calor varía según se mantenga constante durante el proceso de calentamiento la presión o el volumen de gas. Esto se define por: $Rccp = Cv$. En los cálculos de gas se utiliza la relación del calor específico de un gas (k) a presión constante con el del calor específico a volumen constante (Cp/Cv).

Si durante la compresión del gas no se agrega ni retira calor, se dice del proceso que es isentrópico o adiabático. La relación entre la presión y el volumen de un gas ideal sometido a compresión adiabática es $PV^k = \text{constante}$.

Debido a que muchos gases no obedecen exactamente las leyes teóricas, debe tenerse en cuenta esta desviación, llamada compresibilidad (Z), que se define como la relación entre el volumen real o verdadero del gas a una presión y temperatura determinadas y el volumen calculado por la ley teórica ($PV = nRT$).

La ecuación general del trabajo adiabático es:

$$H = ZRT \left[\frac{k-1}{k} \ln \frac{P_2}{P_1} - 1 \right] \text{ pie lb-pie/lbm (Nm/kg)}$$

Los ciclos de compresión raras veces responden en la práctica a un proceso adiabático y en general se comportan de acuerdo con la fórmula $PV^n = \text{constante}$. Este es el llamado proceso politrópico que se define como reversible con transferencia de calor. n es el exponente de la compresión politrópica y se calcula mediante:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k} \left[\frac{1}{mp} \right]$$

donde mp es la eficiencia de la compresión politrópica. En la Figura 1 se ilustra la relación entre las eficiencias politrópica y la adiabática.

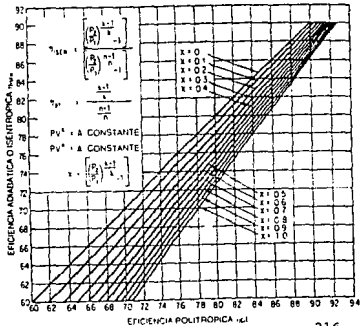


Figura 1

Por ejemplo, para una mezcla gaseosa con una composición (por volumen) de 14% de etano, 85% de metano y 1% de nitrógeno, Tc y Pc se calculan de la manera siguiente:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	3: DE TABLA 1
Gases	V(100X)	Tc	Tc	Vtc	Pc	Pc	Vpc	Vpc	Vpc	4: DE TABLA 1
C ₂ H ₆	0.14	550.1	305.4	77.01	42.76	708.3	48.8	99.16	6.83	5: DE TABLA 1
CH ₄	0.85	343.5	190.6	292.00	162.01	673.1	46.1	572.19	39.16	6: DE TABLA 1
N ₂	0.01	227.2	126.2	2.27	1.26	492.0	33.9	4.92	0.34	7: DE TABLA 1
										8: DE TABLA 2
										9: DE TABLA 2
										10: DE TABLA 2
										M = METRICO

Para la mezcla Tc = 371.28°R (206.03 C); Pc = 676.27 lb/pg² abs. (46.31 Bar)

Utilizando los valores expresados más arriba y suponiendo que la temperatura del gas sea de 90°F (32°C) y que la presión sea 124.5 lb/pulg² absolutas (8.5 bar):

$$TR = \frac{T}{T_c} = \frac{90 + 460}{371.3} = \frac{32 + 273.15}{206.03} = 1.48$$

$$PR = \frac{P}{P_c} = \frac{124.5}{676.3} = \frac{8.5}{46.35} = 0.18$$

Utilizando los valores calculados de temperatura a presión reducidas, puede leerse el valor de Z (0.98) en la Figura 2, que es una curva generalizada que puede utilizarse para cualquier mezcla gaseosa. La Figura 3 es una curva que muestra directamente los efectos de compresibilidad del gas natural a varias presiones y temperaturas:

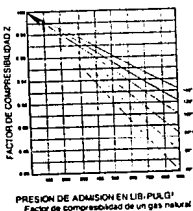


Fig. 3

() SIST. METRICO

El peso molecular de una mezcla gaseosa es igual a la suma de los productos del volumen proporcional y del peso molecular de cada constituyente.

$$M_w = m_1v_1 + m_2v_2 + \dots + m_nv_n$$

Un método simplificado para encontrar la relación de calores específico molar Mcp, es:

$$k = \frac{M_{cp}}{M_{cp} - 1.99} = \frac{M_{cp}}{M_{cp} - 8.33}$$

Pc = 676.27 lb/pg² abs. (46.31 bar)

El cálculo de las propiedades de una mezcla gaseosa puede hacerse en forma más sencilla en forma tabular. En el siguiente ejemplo se determinan las propiedades de un gas natural típico.

1	2	3	4	5	6	7	8
GAS (X100)	V	MW	V(MW)	Mcp A 100 F	Vncp	Mcp A 25 C	Vncp
C ₂ H ₆	0.14	30.07	4.21	12.96	1.814	52.88	7.40
CH ₄	0.85	16.04	13.63	8.65	7.353	35.80	30.43
N ₂	0.01	28.02	0.28	6.96	0.069	28.97	0.29
TOTAL	1.00	MW	18.12	Mcp	9.236	Mcp	38.12

$$k = \frac{9.236}{9.236 - 1.99} = 1.275$$

$$k = \frac{38.12}{38.12 - 8.33} = 1.280$$

3: DE TABLA 1
4: DE TABLA 1
5: DE TABLA 1
6: DE TABLA 1
7: DE TABLA 1
8: DE TABLA 1

IV. Procedimiento de selección

A. LIMITACIONES DEL PROCEDIMIENTO DE SELECCION

El procedimiento descrito tiene por fin ayudar al usuario a hacer una rápida selección preliminar del compresor y a determinar sus parámetros de funcionamiento. Solamente el departamento de ingeniería de Transamerica Delaval hará la selección final.

Este método debe utilizarse considerando el problema por secciones. Para ello se examina el gas antes de que entre y después de que sale del compresor o de una sección del compresor (Figura 4). En los casos de compresoras con interenfriamiento o con carga lateral, las secciones deben tratarse por separado y la que tenga el flujo de admisión mayor (a) es la que determina el tamaño del bastidor de compresor.

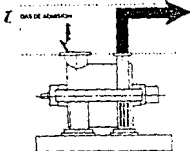


Figura 4

B. INFORMACION DE ENTRADA

La selección del tamaño del bastidor del compresor y al cálculo de los parámetros de funcionamiento requiere los siguientes datos: k, Z, MW, P1, P2, T1, Q1 (o m). Si se conoce el análisis del gas se pueden calcular los valores de k, Z, y MW.

C. METODO DE CALCULO

La línea de compresores de proceso Transamerica Delaval se diseñó basándose en el concepto de mantener una similitud de funcionamiento y componentes en todos los tamaños de bastidor. Si se utiliza el coeficiente adimensional de flujo de rodete impulsor (ϕ) como base para determinar los valores del funcionamiento aerodinámico de un impulsor de cualquier tamaño, se tiene un vínculo común entre todos los tamaños de bastidores.

De tal forma, se han combinado los datos teóricos y prácticos para definir las características de un compresor para cualquier tamaño de unidad. El procedimiento siguiente utiliza este enfoque para seleccionar un compresor.

D. PROCEDIMIENTO DE SELECCION DE UN COMPRESOR DE ETAPAS MULTIPLES DE CARCAZA SOLDADA

Pasos:

1. Cálculo de flujo (gasto) volumétrico de admisión utilizando cualquiera de los métodos siguientes:

- a. A partir del gasto de masa (flujo de masa por unidad de tiempo) (m).

$$ACFMx = Xx (m) \text{ donde } Vx = \frac{Zx RTx}{144 Px}$$

- b. A partir de los mol/hora,

$$ACFMx = \frac{(\text{mol/hora}) (MW) (Vx)}{60}$$

- c. A partir de los SCFM (pie cúbico estándar/minuto),

$$ACFMx = SCFM \frac{(Px) (Ts) (Zs)}{(Ps) (Tx) (Zx)}$$

1. Cálculo de la capacidad de admisión volumétrica utilizando cualquiera de los siguientes métodos (SISTEMA METRICO).

- a. A partir del flujo de masa

$$Qx = m (Vx) \text{ donde } Vx = \frac{Zx (R) Tx}{Px}$$

- b. A partir de los mol/hora

$$Qx = \frac{(\text{mol/hora}) (MW)Vx}{3600}$$

- c. A partir del flujo de admisión volumétrico normalizado

$$Qx = \frac{Qs (Rs) (Tx) (Zx)}{(Px) (Ts) (Zs)}$$

2. Cálculo de la diferencia de presión adiabática basándose en las condiciones de adición a la sección.

$$Had = Z_1 RT_1 \frac{r \frac{k-1}{k-1}}{k-1} \frac{P_2}{P_1}$$

3. Cálculo de la temperatura de descarga (T_2) debida al ciclo de compresión (NOTA 1, Pag 220)

$$\Delta T = T_1 \frac{\frac{k-1}{k-1}}{\gamma ad} \quad (\text{suponer } \gamma ad = 0.75)$$

$$T_2 = T_1 + \Delta T$$

4. Determinación del tamaño de bastidor mínimo a partir de la Figura 5.

VOLUMEN MÁXIMO DE ADMISIÓN PARA LA LÍNEA DE COMPRESORES DELAVAL DE CARCAJA SOLDADA

CAPALÍMETRO ADMISIÓN EN PIES CUBICOS REALES MINUTO POR 10³

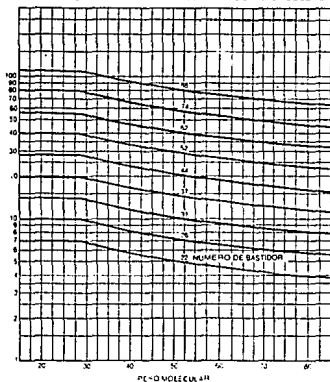


Figura 5

NOTA

* Los valores límites de la temperatura nominal son 450 °F (250 °C) para los sellos del tipo laberinto y 375 °F (190 °C) para los sellos de aceite frontal o bujes de aceite

5. Obtenga en la siguiente tabla el diámetro del impulsor.

Bastidor	D (pulgadas)	Bastidor	D (mm)
22	13.65"	22	347
26	16.25"	22	413
31	19.25"	31	489
37	22.875"	37	581
44	27.25"	44	692
52	32.5"	52	826
62	38.5"	62	978
74	45.6"	74	1158
88	54.25"	88	1378

6. Determine la máxima diferencia de presión de impulsor por etapa en la Figura 6. La cantidad mínima de etapas de compresión se calcula de la manera siguiente:

$$\text{No. de Etapas} = \frac{Had}{\text{diferencia de presión por etapa}}$$

Redondee el resultado al próximo número entero mayor.

7. Calcule la velocidad de los extremos: 1; NOTA 1, Pag. 221

$$U = \left[\frac{Had (g)}{N \psi} \right]^{\frac{1}{2}} \quad \left[U = \left[\frac{Had}{N \psi} \right]^{\frac{1}{2}} \right]$$

Elija el valor nominal de ψ

ψ	ψ
6	0.45
18	0.46
29	0.48
44	0.50
71	0.51

[]: SIST. METRICO

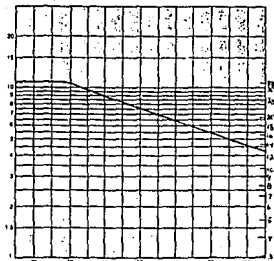
8. Calcule los coeficientes de flujo de adición y descargas¹; Nota 2, pag. 221

$$\phi_x = \frac{3.056 Qx}{UO_2} \quad \left[\phi_x = \frac{4Qx}{776O_2} \right]$$

[] SIST. METRICO.

DIFERENCIA DE PRESION POR ETAPA

LA DIFERENCIA DE CARGA ADIABATICA POR ETAPA (EN RILES DE 10^{-3} p₁/lb/DM)



DIFERENCIA DE CARGA ADIABATICA POR ETAPA (EN RILES DE Nm/kg)

NOTAS

1 Como aproximación inicial, lleite la velocidad de los extremos a 900 pies/s (275 m/s); o, si se requiere usar material de bajo de lleite de fluencia, a 800/s (245 m/s).

¹En este procedimiento, el coeficiente de flujo de descarga se calcula a partir de las condiciones de descarga. Normalmente se determina a partir de las condiciones previas a la última etapa de compresión.

PESO MOLECULAR

Fig. 6

9. Para calcular la eficiencia de la primera y de la última etapa y el promedio para la eficiencia total, utilice la Figura 7. Si cae a la derecha de la curva de eficiencia, seleccione un tamaño de bastidor más grande. Si cae a la izquierda, seleccione un tamaño más pequeño.

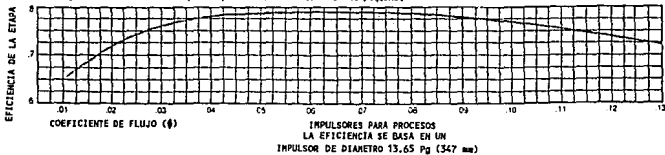


Fig. 7

CORRECCIÓN DE LA EFICIENCIA DEL IMPULSOR EFECTO APROXIMADO DEL TAMAÑO DEL IMPULSOR TOMANDO COMO REFERENCIA UNO DE DIÁMETRO 13.65 pulg (347 mm)

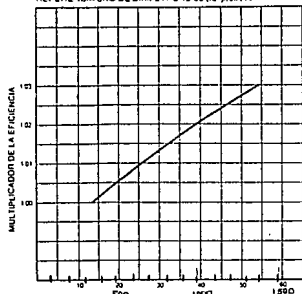


Figura 8

10. Corrige la eficiencia del impulsor con ayuda de la Figura 8.

11. Calcule la velocidad de funcionamiento del compresor.

$$\text{RPM} = \frac{229U}{D} ; \left[\text{RPM} = \frac{60U}{D} \right]$$

12. Calcule la potencia.

$$a. \text{GHP} = \frac{\text{Hed}[\text{w}]}{33.000 \text{D}[\text{ad}]} ; \left[\text{Pi} = \frac{\text{Hed}[\text{w}]}{1000 \text{D}[\text{ad}]} \right]$$

b. Determine las pérdidas mecánicas con ayuda de la Figura 9 (si se utilizan sellos de extremo del tipo de laberinto, divida el total por 2)

PÉRDIDAS EN LAS CHUMACERAS Y EN LOS SELLOS (RPM) ; (w)

PÉRDIDAS MECÁNICAS

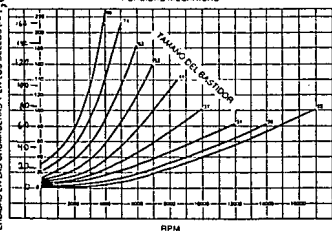


Figura 9

c. Calcule las fugas del tambor equilibrador (2% de GHP o Pi): (NOTA 1, pag. 223)

d. BHP = GHP + pérdidas mecánicas + fugas en el tambor equilibrador.

$$\left[\text{Pe} = \text{Pi} + \text{pérdidas mecánicas} + \text{fugas en el tambor equilibrador} \right]$$

13. Determine la división de la carcasa

La densidad del gas y la presión máxima de trabajo del compresor determinan la forma de división de la carcasa. La tabla siguiente de valores que pueden usarse como guía general:

Tamaño del bastidor.

bastidor 22 26 31 37 44 52 62 74 88

MVP para

Las

carcasas

bipartidas

horizontal

monte

(lb/pulg²)

800 600 600 600 450 300 300 300 300

Barios

56 42 42 42 32 22 22 22 22

MVP = 1.10 (máxima presión de descarga)

Si el gas contiene más del 70% de hidrógeno, la carcasa será del tipo bipartidas verticalmente si las presiones son del orden de 200 a 2085 lb/pulg² (14 a 20 barios) o superiores.

E. CONSIDERACIONES DE DISEÑO

En muchos casos, los compresores centrífugos deben diseñarse para atender requisitos especiales del proceso o del mendo. Disponiendo de distintas maneras las componentes internas o la estructura de la carcasa pueden respetar requisitos específicos sin dejar por ello de tener el rendimiento máximo. Las variantes pueden ser:

() SIST. METRICO

Disposición de flujo doble que permite que el tamaño de bastidor de la unidad sea más pequeño y con velocidad de rotación más elevada. El flujo de admisión se divide en dos partes y se comprime en paralelo (véase la Figura 10).

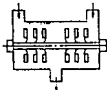


Figura 10

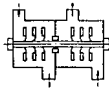


Figura 11

Disposición simétrica de dos secciones en una máquina con interenfriamiento, que mantiene el gas a elevadas temperaturas de descarga alejado de los sellos de los extremos y reduce o elimina las fuerzas aerodinámicas de empuje (véase la Figura 11).

1 Estimación moderada - no se aplica a las disposiciones simétricas o de flujo doble ni a determinados tamaños de bastidor.

El empleo de carcazas y diafragmas correspondientes a bastidores de mayor capacidad, lo que a veces se hace para aumentar la eficiencia del compresor. Se aumenta el diámetro de la placa del difusor y se mantiene constante el diámetro del impulsor.

El aumento de la capacidad de gasto del compresor, lo que a veces solamente puede requerir un aumento de la velocidad -si las variaciones de gasto requeridas son reducidas- o un cambio de componentes internos, si las variaciones son grandes. El tamaño de las boquillas y las dimensiones internas de la carcasa determinan la capacidad de gasto máximo del compresor.

El cambio de la velocidad de rotación, que puede variarse mediante dos métodos sin impedir que la sección siga produciendo una diferencia de presión constante.

(a) El agregado de un impulsor permite reducir la velocidad según lo indica la ecuación:

$$\text{RPM corregidas} = \left[\frac{N}{N+1} \right]^{\frac{1}{2}} \text{RPM}$$

(b) Rotoque de las dimensiones del impulsor reduciendo el diámetro externo del impulsor, lo que permite un aumento de la velocidad de rotación de hasta un 10%.

F. SELECCION DE UN COMPRESOR PARA GASODUCTOS

Si bien el método de cálculo presentado en esta sección se basa en la línea de compresores DeLaval para procesos industriales, pueden calcularse algunos datos de funcionamiento de las unidades para gasoductos utilizando el mismo procedimiento. Una vez que se han determinado la diferencia de presión y el gasto de admisión, pueden utilizarse las cifras para seleccionar el tamaño de bastidor apropiado y la cantidad de etapas. El diámetro del impulsor y la eficiencia que corresponde a cada tamaño de caja se dan a continuación:

ETAPAS MÚLTIPLES

Carcasa	12/12	16/16	18/18	20/20	24/24	30/30	36/36
Diámetro nominal del impulsor (pulgadas)	14	14	23	23	30	38	45
(mm)	355	355	584	584	762	965	1143
Eficiencia adiabática promedio	.78	.78	.80	.80	.81	.82	.82

UNA SOLA ETAPA (boquilla opuesta):

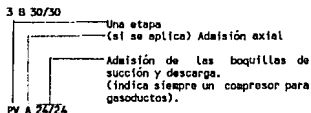
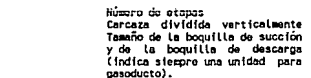
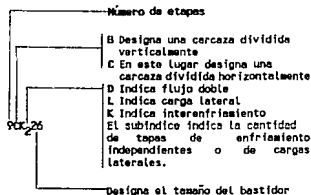
Carcasa	20/20	24/24	30/30	36/36
Diámetro nominal del impulsor (pulgadas)	18	32	32	38
(mm)	457	813	813	965
Eficiencia adiabática promedio	.80	.81	.82	.84

Nota: Todos las unidades de una etapa se ofrecen en configuraciones de admisión axial o boquillas opuestas.

La sustitución de esta información en los pasos 8 a 10 permite obtener una rápida estimación de los parámetros de funcionamiento de los compresores para gasoductos.

G. NUMERO DE LOS MODELOS DE LOS COMPRESORES

Todos los compresores centrífugos DeLaval se designan mediante un número de modelo que describe a cada unidad en particular. A continuación se indican siglas típicas de modelo (y su significado) para compresores para gasoductos y para procesos industriales.



EJEMPLO DE CALCULO (SISTEMA METRICO)

DATOS :

$$\begin{aligned}
 K &= 1.280 & P_2 &= 34.5 \text{ BAR} \\
 P_1 &= 8.5 \text{ bar} & T &= 30^\circ\text{C} = 303.15^\circ\text{K} \\
 m &= 42 \text{ kg/s} & R &= 8314.34 \text{ kg/kgmol}^\circ\text{K} \\
 Z &= 0.98 & MW &= 18.12 \text{ kg/kgmol}
 \end{aligned}$$

PASOS:

1.- CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ADMISION VOLUMETRICA A PARTIR DEL FLUJO DE MASA

$$Q_1 = m(V_1) \quad Q_1 = m \frac{Z_1 R T_1}{P_1}$$

$$Q_1 = \frac{42 \times 0.98 \times (8314.34 + 18.12) \times 303.15}{8.5 \times 10^5}$$

$$V = 6.736 \text{ m}^3/\text{s} = 404.16 \text{ m}^3/\text{min} = 24249.6 \text{ m}^3/\text{h}$$

2.- CALCULO DE LA DIFERENCIA DE PRESION ADIABATICA

$$\text{Had} = Z_1 R_1 T_1 \frac{\frac{\left[\begin{array}{c} K-1 \\ \dots \\ K-1 \end{array} \right] \Gamma}{K-1}}{K}$$

$$\text{Had} = 0.98 \frac{8314.34}{18.12} \cdot 303.15 \frac{\frac{34.5}{8.5 - 1}}{\frac{1.280 - 1}{0.21875}}$$

$$\text{Had} = 223460 \text{ Nm/Kg}$$

3.- CALCULO DE LA TEMPERATURA DE DESCARGA T_2

$$T = T_1 \frac{r^{\frac{k-1}{k}}}{\gamma_{ad}} \quad \text{suponer que } \gamma_{ad} = 0.75$$

$$\Delta T_2 = T_1 + \Delta T$$

$$\Delta T = 303.15 \frac{\frac{34.5}{8.5} - 1}{0.75} = 145^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 303.15 + 145 = 448.15^\circ\text{K} = 175^\circ\text{C}$$

4.- DETERMINACION DEL TAMAÑO DE BASTIDOR MINIMO A PARTIR DE LA FIGURA 5

$$Q = 24249.6 \text{ m}^3/\text{h}$$

SE OBTIENE QUE EL FLUJO DE ADMISION ESTA CERCANO AL MAXIMO ADMITIDO POR EL BASTIDOR 31 PERO CAE DENTRO DE LA CAPACIDAD DEL BASTIDOR 37

5.- DIAMETROS DE IMPULSOR

BASTIDOR 31 -----> 489 mm

BASTIDOR 37 -----> 581 mm

6.- DETERMINE LA MAXIMA DIFERENCIA DE PRESION DE IMPULSOR POR ETAPA EN LA FIGURA 6

LA CANTIDAD MINIMA DE ETAPAS DE COMPRESION SE CALCULA DE LA MANERA SIGUIENTE.

$$\text{No. DE ETAPAS} = \frac{\text{Had}}{\text{DIFERENCIA DE PRESION POR ETAPA}}$$

DE LA FIGURA 6 SE OBTIENE LA MAXIMA CAIDA POR ETAPA = 33000 Nm/Kg

$$N = \frac{223460}{33000} = 6.77 \text{ ES DECIR 7 ETAPAS.}$$

7.- CALCULE LA VELOCIDAD DE LOS EXTREMOS ELIJA EL VALOR NOMINAL DE " ψ ".

$$U = \left[\frac{\text{Had (g)}}{N \psi} \right]^x ; \frac{\text{MW}}{18} \quad \psi$$

$$U = \left[\frac{223460}{7 \times 0.46} \right]^x = 263 \text{ m/s}$$

8.- CALCULE LOS COEFICIENTES DE FLUJO DE ADMISION Y DESCARGA

$$\phi_1 = \frac{4Q_1}{\pi U D^2}$$

φ PARA EL BASTIDOR 31

$$\phi = \frac{4 \times 6.736}{\pi \times 263 \times 0.489^2} = 0.136$$

SEGUN LO INDICA LA FIGURA 7, UN BASTIDOR 31 ES DEMASIADO PEQUEÑO

φ₁ PARA EL BASTIDOR 37

$$\phi_1 = \frac{4 \times 6.736}{\pi \times 263 \times 0.581^2} = 0.097$$

φ₂ SE CALCULA A PARTIR DE Q₂ : Q₂ = mv₂

$$Q_2 = m \frac{Z_2 R T_2}{P_2}$$

Z₂ SE CALCULA A PARTIR DE LA PRESION REDUCIDA Y LA TEMPERATURA REDUCIDA.

$$T_R = \frac{T_2}{T_c} = \frac{448.15}{206.3} = 2.18$$

$$P_R = \frac{P_2}{P_c} = \frac{34.5}{46.31} = 0.74$$

DE LA FIGURA 2 Z₂ = 0.99

POR LO TANTO Q₂

$$Q_2 = 42 \frac{8314.34}{0.99 \times 18.12 \times 448.15} = 2.478 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$34.5 \times 10^5$$

$$\phi_2 = \frac{4 \times 2.478}{\pi \times 263 \times (0.581)^2} = 0.036$$

9.- PARA CALCULAR LA EFICIENCIA DE LA PRIMERA Y DE LA ULTIMA ETAPA Y EL PROMEDIO PARA LA EFICIENCIA TOTAL UTILICE LA FIGURA 7

$$\eta_1 = 0.775$$

PROMEDIO 0.775

$$\eta_2 = 0.775$$

10.- CORRIJA LA EFICIENCIA DEL IMPULSOR CON AYUDA DE LA FIGURA 8

$$1.0075 \times 0.775 = 0.781$$

11.- CALCULE LA VELOCIDAD DE FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR

$$N = \frac{60U}{\pi D} \text{ [RPM]}$$

$$N = \frac{60 \times 263}{\pi \times 0.581} = 8645 \text{ RPM}$$

12.- CALCULE LA POTENCIA

$$P_1 = \frac{\text{Had (m)}}{1000 \eta_{ad}}$$

$$P_1 = \frac{223460 \times 42}{1000 \times 0.781}$$

$$P_1 = 12017 \text{ Kw}$$

DETERMINE LAS PERDIDAS MECANICAS CON AYUDA DE LA FIGURA 9 Y CALCULE LAS FIGURAS DEL TAMBOR EQUILIBRADOR

(2% DE Pi)

Perdidas origen mecánico 63 Kw

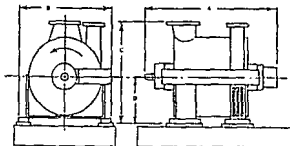
$$P_c = 1.02 \times 12017 + 63 = 12320 \text{ Kw}$$

- 13.- UNA PRESION DE DESCARGA DE 34.5 BAR CORRESPONDE A UNA CARCAZA DE MWP DE 42 BAR POR LO TANTO LA CARCAZA DEBE SER DEL TIPO BIPARTIDA HORIZONTALMENTE EL MODELO ELEGIDO ES DE 7 ETAPAS DIVIDIDO HORIZONTALMENTE Y CON BASTIDOR 37:7C 37

TABLA DE CONVERSION

PARA OBTENER	MULTIPLICAR	POR
mm	PULGADAS	25.40
m ³	pie ³	0.0283
m/s	pie/s	0.305
m ³ /h	pie ³ estandar/m	1.6997
Nm/Kg	DIFERENCIA DE PRESION (PIES)	2.989
Kg/s	Ibm/min	7.58 x 10 ⁻³
bar	Ib/pg ²	0.0703
Kw	hp	0.746
Pa	bar	10 ⁵
N/m ²	bar	10 ⁵

**PESOS Y DIMENSIONES
COMPRESORES CENTRIFUGOS DE CARCAZA SOLDADA**

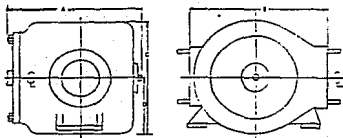


TAMANO DEL BASTIDOR	CANTIDAD DE ETAPAS	A			B			C			D			TAMANO DE LA BOQUILLA SUCCION			TAMANO DE LA BOQUILLA DESCARGA			MWP	LINEA C			LINEA B			PESO DEL ROTOR	
		Pulg	mm	Pulg	mm	Pulg	mm	Pulg	mm	Pulg	mm	Pulg	mm	Pulg	mm	Pulg	mm	Pulg	mm		lb	kg	lb	kg	lb	kg	lb	kg
		PESO TOTAL			PESO MAXIMO PARA EL MANTENIMIENTO			PESO TOTAL			PESO MAXIMO PARA EL MANTENIMIENTO			PESO TOTAL			PESO MAXIMO PARA EL MANTENIMIENTO				lb	kg						
22	5	54	1625	56	1420	55	1400	25	635	12	305	10	250	800	56	13000	5900	5000	2300	1500	105	15500	7100	3500	1600	425	200	
	6	69	1750	56	1420	55	1400	25	635	12	305	10	250	800	56	14000	6400	5500	2700	1500	105	16500	7500	4000	1800	475	215	
	7	73	1850	56	1420	55	1400	25	635	12	305	10	250	800	56	15000	6800	6000	2700	1500	105	17500	8000	4500	2000	525	240	
	8	78	1980	56	1420	55	1400	25	635	12	305	10	250	800	56	16000	7250	6500	3000	1500	105	18500	8400	5000	2300	600	275	
26	5	68	1725	64	1625	62	1580	28	715	14	356	12	305	600	42	18000	8200	6500	3000	1500	105	22500	10200	5000	2300	675	300	
	6	73	1850	64	1625	62	1580	28	715	14	356	12	305	600	42	19500	8900	7000	3200	1500	105	24500	11100	6000	2700	775	350	
	7	78	1980	64	1625	62	1580	28	715	14	356	12	305	600	42	21300	9700	7500	3400	1500	105	26500	12000	7000	3200	875	400	
	8	84	2130	64	1625	62	1580	28	715	14	356	12	305	600	42	23000	10500	8000	3700	1500	105	28500	13000	8000	3700	975	450	
31	5	75	1905	69	1750	69	1750	31	790	18	457	14	356	600	42	26000	11800	8500	3900	1000	70	27000	12300	8000	3700	1100	500	
	6	81	2063	69	1750	69	1750	31	790	18	457	14	356	600	42	28500	12900	9100	4100	1000	70	29500	13400	8500	4300	1250	550	
	7	88	2235	69	1750	69	1750	31	790	18	457	14	356	600	42	31000	13900	9700	4200	1000	70	32000	14500	11000	5000	1400	650	
	8	94	2390	69	1750	69	1750	31	790	18	457	14	356	600	42	33500	15200	10500	4600	1000	70	34500	15700	12500	5700	1550	700	
37	5	82	2080	77	1955	77	1650	35	890	20	508	16	406	600	42	37000	16800	13000	5900	600	56	39500	16400	13000	5900	1700	800	
	6	88	2260	77	1955	77	1650	35	890	20	508	16	406	600	42	41000	18600	14500	6400	600	56	43000	19500	14500	6900	1950	900	
	7	96	2440	77	1955	77	1650	35	890	20	508	16	406	600	42	45000	20400	15500	6800	600	56	47000	21000	16000	7500	2200	1000	
	8	105	2670	77	1955	77	1650	35	890	20	508	16	406	600	42	49000	22250	16500	7300	600	56	49500	22000	18000	8600	2450	1100	
44	5	92	2340	84	2130	84	2130	38	970	24	610	18	457	450	32	50000	22700	16500	7300	450	32	45300	20400	20000	9100	2850	1300	
	6	104	2640	84	2130	84	2130	38	970	24	610	18	457	450	32	55000	25400	17000	7700	450	32	50000	22700	24000	11000	3300	1550	
	7	112	2845	84	2130	84	2130	38	970	24	610	18	457	450	32	60000	28100	18000	8200	450	32	55000	25000	26000	12700	3750	1700	
	8	124	3150	84	2130	84	2130	38	970	24	610	18	457	450	32	66200	30850	19000	8600	450	32	60000	27200	30700	14500	4200	1900	
52	5	107	2720	98	2490	98	2490	45	1145	30	762	20	508	300	22	70000	31750	18000	8200	300	22	64000	29000	34000	15500	4200	1900	
	6	117	2970	98	2490	98	2490	45	1145	30	762	20	508	300	22	78500	35400	19000	8600	300	22	70000	32700	41000	18600	4800	2200	
	7	127	3225	98	2490	98	2490	45	1145	30	762	20	508	300	22	87000	39500	21000	9500	300	22	80000	36300	48000	21800	5500	2500	
	8	140	3555	98	2490	98	2490	45	1145	30	762	20	508	300	22	96000	43500	24000	11000	300	22	88300	39900	55000	25000	6150	2800	
62	5	118	3000	112	2845	114	2900	53	1350	36	914	24	610	300	22	108000	49000	28000	12700	300	22	100000	45400	53000	22000	6500	3000	
	6	130	3300	112	2845	114	2900	53	1350	36	914	24	610	300	22	127000	55500	30000	13600	300	22	117000	50800	64000	29000	7550	3400	
	7	145	3650	112	2845	114	2900	53	1350	36	914	24	610	300	22	136000	62000	34000	15500	300	22	125000	56700	75000	34000	8600	3900	
	8	157	3990	112	2845	114	2900	53	1350	36	914	24	610	300	22	150000	68200	38000	17300	300	22	137000	62100	86000	39000	9650	4400	
74	5	134	3400	130	3300	135	3450	62	1575	36	914	30	762	300	22	161000	73000	40000	16000	300	22	150000	69000	80000	36000	10000	4500	
	6	154	3910	130	3300	135	3450	62	1575	36	914	30	762	300	22	182000	82500	43000	17500	300	22	169000	77000	96000	43500	11650	5300	
	7	168	4270	130	3300	135	3450	62	1575	36	914	30	762	300	22	202000	91500	50000	22700	300	22	187000	85000	115000	50500	13300	6000	
	8	181	4600	130	3300	135	3450	62	1575	36	914	30	762	300	22	223000	101000	56000	25400	300	22	206000	93500	127000	57600	14900	6800	
88	5	156	3960	150	3810	156	3965	71	1810	48	1219	36	914	300	22	252000	114500	63000	28600	300	22	236000	107000	127000	57600	16100	7200	
	6	179	4550	150	3810	156	3965	71	1810	48	1219	36	914	300	22	285000	129500	67000	30400	300	22	266000	121000	152000	69000	18400	8100	
	7	195	4950	150	3810	156	3965	71	1810	48	1219	36	914	300	22	316000	144500	78000	35400	300	22	296000	134000	177000	80300	21400	9700	
	8	211	5360	150	3810	156	3965	71	1810	48	1219	36	914	300	22	351000	159000	85000	40400	300	22	326000	146000	202000	91500	24000	11000	

NOTAS:

- 1.- LOS PESOS INDICADOS SE APLICAN SOLAMENTE PARA LOS TAMAÑOS DE BOQUILLA Y LAS PRESIONES NOMINALES LISTADOS.
- 2.- PESO MAXIMO PARA EL MANTENIMIENTO ES EL MAYOR PESO QUE DEBE MANTENERSE DURANTE LAS OPERACIONES NORMALES DE MANTENIMIENTO.
- 3.- TODAS LAS DIMENSIONES SON APROXIMADAS.

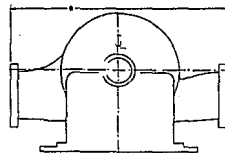
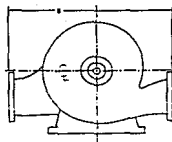
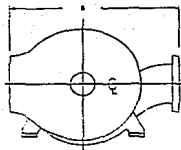
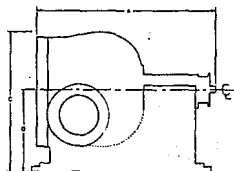
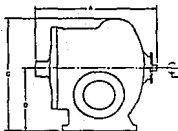
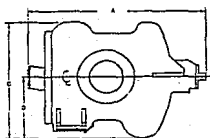
MODELO B 12/12
MODELO B 14/14



PESOS Y DIMENSIONES

COMPRESORES PARA GASODUCTOS

TAMAÑO DEL BASTIDOR	CANTIDAD MÁXIMA DE ETAPAS	A		B		C		D		TAMAÑO DE LA BOQUILLA SUCCION		DESCARGA		PESO TOTAL		PESO MÁXIMO PARA EL MANTENIMIENTO	
		pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	lb.	kg	lb.	kg
B 12/12	5	53	1346	48	1219	38	965	27	685	12	305	12	305	13,000	5900	3,050	950
B 16/16	5	57	1448	48	1289	49	1295	29	737	16	406	16	408	16,200	7300	3,100	1400
B 18/18	5	103	2616	96	2348	69	1753	36	915	18	457	18	457	34,300	19600	10,300	5200
B 20/20	5	105	2667	96	2438	72	1829	30	760	20	508	20	508	45,000	20900	11,500	5300
B 24/24	3	103	2616	102	2591	84	2134	45	1143	24	610	24	610	48,000	21800	12,900	5900
B 30/30	3	125	3175	144	3658	90	2286	54	1372	30	762	30	762	85,000	38500	15,500	7000
B 36/36	3	126	3200	160	4064	117	2972	67	1702	36	914	36	914	120,000	54500	18,600	8500
PV 20/20	1	87	2210	81	2057	64	1626	33	838	20	508	20	508	30,000	13600	3,400	1550
PV 24/24	1	96	2438	120	3048	77	1956	43	1092	24	610	24	610	40,500	18300	4,960	2300
PV 30/30	1	102	2591	134	3404	81	2057	45	1143	30	762	30	762	51,000	23100	6,250	2850
PV 36/36	1	104	2642	144	3658	104	2642	53	1346	36	914	36	914	66,000	29000	8,300	3800



Modelo B 18/18
Modelo B 20/20

Modelo B 24/24
Modelo B 30/30
Modelo B 36/36

Modelo de la Serie "PV"

Nota: La admisión en los compresores del tipo PV4) está ubicada en la tapa del extremo en la línea de centro de la flecha.

CONSIDERACIONES PARA LA SELECCION

No todos los tipos de compresoras se fabrican en todas las gamas de presión y volumen. En la figura 6.8 se indican, en una forma muy general, las capacidades de los compresores reciprocantes, centrífugos, de espiral rotatoria y de flujo axial disponible. La aplicación más común se indica con la zona de sombreado más oscuro. Aunque en estas figuras no se indican los límites teóricos o de ingeniería de cualquier diseño (los límites se están ampliando continuamente), se pueden aplicar como guías acerca de la tecnología actual.

Dado que los sistemas de sellos de los compresores de flujo axial no son tan adaptables como los de otros tipos, por lo común sólo se deben manejar con este tipo, aquellos gases que se pueda permitir su fuga hacia la atmósfera.

Los compresores de lóbulos rotatorios, de aspas deslizables, de pistón líquido y de diafragma, tienen relativamente pequeña capacidad y su succión por lo general es a la presión atmosférica. De éstos, el de lóbulos rotatorios es el que puede manejar mayor cantidad de gas, pues su volumen máximo de succión es de unos 30,000 pie³/min reales, y puede producir una presión máxima de descarga de alrededor de 40 psia. Sin embargo, son los más competitivos para capacidades de 17,500 pie³/min reales, o menos, y presiones de descarga de alrededor de 22 psia.

Las capacidades máximas de entrada o admisión de los compresores de aspas deslizables, es de unos 3,000 pie³/min reales, o el doble si se utiliza un compresor dúplex; éste consta de dos compresores conectados con una sola unidad motriz. Las presiones de descarga de los compresores estándar son de unas 65 psia. con una sola etapa, y de unas 140 psia con el de dos.

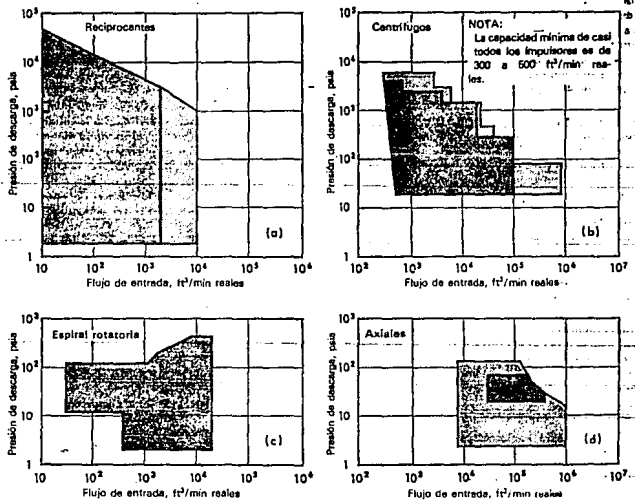
El compresor de pistón líquido tiene una capacidad máxima de unos 10,000 pie³/min reales, una presión de descarga de unas 30 psia. Los volúmenes de 300 pie³/min reales o menores se pueden comprimir al alrededor de 115 psia.

Los tres tipos citados de compresor pueden producir un vacío desde moderado hasta alto, en particular si son de etapas múltiples.

Los compresores de diafragma tienen capacidades volumétricas mucho más pequeñas, y flujos máximos que suelen ser de 40 a unos 200 pie³/min reales. Sin embargo, pueden producir presiones hasta de 40,000 psi.

Antes de seleccionar un tipo de compresor, se debe decidir cuántos se necesitarán para manejar la carga del proceso. Durante muchos años se utilizaban compresores reciprocantes para casi todas las aplicaciones; como era de capacidad baja, se necesitaba una

Fig. 6.8



LIMITES DE PRESION Y VOLUMEN DE FUNCIONAMIENTO
(PRESION DE DESCARGA CONTRA VOLUMEN DE ALIMENTACION)
DE DIVERSOS COMPRESORES

batería de ellos en las plantas grandes. Conforme se fueron mejorando la capacidad y la confiabilidad, la tendencia fue instalar dos compresores, cada uno con 55% ó 60% de la capacidad y, a veces, un tercero para reserva.

El compresor de reserva aseguraba el funcionamiento a plena capacidad, pero representaba un costo adicional del 50% aproximadamente. Si no se hubiera el compresor de reserva pero hubiera dos de la mitad de la capacidad cada uno, hay una seguridad razonable de funcionamiento continuo. Esto era de particular importancia si en el proceso se utilizaba equipo, como hornos, que no se podían parar con frecuencia. Algún tiempo después, para aprovechar la mayor capacidad de los compresores, se alimentaban varios servicios desde uno de ellos.

La situación ha cambiado un tanto desde que se están utilizando más compresores centrífugos. El tiempo perdido por reparaciones en los rotatorios es menor que en los reciprocantes; por lo tanto, en muchos casos, un solo compresor centrífugo puede ser suficiente.

Pero se debe tener en cuenta que la reparación, o acondicionamiento de un centrífugo, lleva mucho más tiempo que en un reciprocante, salvo que se tenga un rotor completo para repuesto.

Además, la estructura de precios de los compresores centrífugos es muy distinta de la de los reciprocantes.

Como primera aproximación se puede suponer que, al utilizar un compresor reciprocante de la mitad del tamaño, el costo también se reducirá a la mitad. Sin embargo, reducir a la mitad el tamaño de un compresor centrífugo pequeño, es posible que sólo baje el costo un 20%, y en uno grande, esa reducción en tamaños puede que sólo disminuya su costo un 30%.

Además por su característica de operación plana, cuando se operan compresores centrífugos en paralelo, pueden ocurrir oscilaciones, salvo que se tenga mucho cuidado para evitar la inestabilidad. Por esa razón en muchas aplicaciones en las cuales es suficiente un compresor centrífugo, no se tiene uno de reserva, sino que puede adquirirse un rotor completo para repuesto.

No siempre es fácil elegir entre un compresor reciprocante y uno centrífugo, en particular, para servicio con carga elevada y mediana capacidad, como en los campos de extracción de gas. Si se utilizan varios compresores reciprocantes, pueden ser de etapas múltiples para producir la carga deseada. Si se detiene uno, sólo se reduciría la capacidad de la planta; pero si hay varios centrífugos en serie, la falla de uno detendría todas las operaciones.

Características especiales de diseño de los compresores centrífugos para gasoductos

Soporte estructural

El conjunto de pedestal y de carcasa se ha diseñado formando una estructura fuerte y rígida para mantener una buena alineación de la flecha en todo tipo de condiciones de funcionamiento. En los bastidores de mayor tamaño, la carcasa del compresor está sostenida por una masiva base rectangular que le confiere un sólido soporte. Toda la unidad puede montarse ya sea directamente sobre la cimentación o en una base soldada dimensionada para que la línea de centro de la flecha coincida con una turbina de gas.

Conjunto de componentes internos removible

Las partes rotativas de la máquina están dentro de un tambor que pueda colocarse y retirarse del compresor en una sola pieza. Las chumaceras y los sellos pueden armarse y ajustarse en el banco de trabajo. La totalidad del conjunto puede desarmarse sin romper las conexiones de las bridas principales.

Construcción tipo paquete

Los compresores DeLaval para gasoductos están conformados por dos tipos de paquetes:

- (1) La máquina y su correspondiente base con un tanque de sello de emergencia montado sobre la carcasa y (2) con consola auxiliar, que puede cumplir las funciones de un simple sistema de apoyo cuando todo el aceite del compresor se recibe de la turbina de gas, o como un sistema completo de aceite para lubricación y sello. Si así se solicita, la consola auxiliar puede incorporarse a la base del compresor.

Diseños aerodinámicos

La línea estándar DeLaval de impulsores provee las ruedas para muchos de los compresores para gasoductos. Para atender correctamente las necesidades específicas de cualquier aplicación, se ofrecen los impulsores con gran variedad de diseños. Los modelos ofrecidos varían desde los de tipo radial para grandes diferenciales de presión hasta los de flujo mixto, gran caudal, para los bajos diferenciales de presión. El uso de estos últimos se imponen cada vez más en los proyectos de gasoductos de hoy en día, en los que se utiliza como una mejor solución la operación en serie de dos unidades en una estación de compresión.

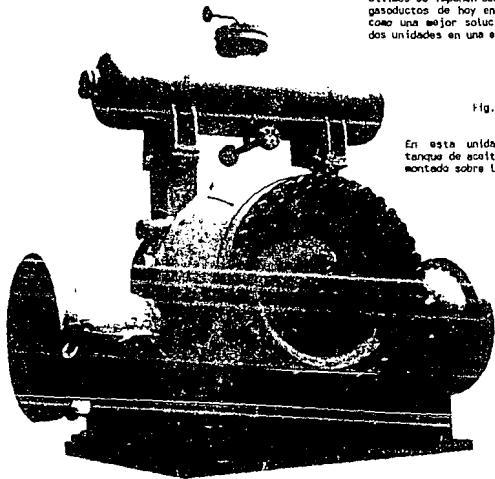


Fig. 6.9

En esta unidad soportada rigidamente, el tanque de aceite de sello de emergencia está montado sobre la carcasa.

6.4 APLICACION

Transporte de gas natural por gasoductos. El transporte de gas natural, desde los pozos en los que se produce al punto de utilización en otra parte de la propiedad productora, o a una planta cercana de extracción de gasolina natural, o a un punto de embarque en el que lo recibe una compañía de servicio público para transmitirlo a un mercado distante, es un asunto de la responsabilidad directa, del productor.

El gas fluye por cualquier sistema de tuberías comunicadas, debido a la presión que tiene y a su tendencia inherente a expansiones. A veces se entrega en la cabeza del pozo, o escapa de la trampa de gas a suficiente presión, para suministrar la energía necesaria para efectuar su transmisión a un mercado lejano; pero cuando la presión del campo declina, el gas que llega a la superficie con frecuencia tiene tan baja presión, que debe comprimirse para forzarlo a través de tuberías hasta el punto de empleo.

El volumen de gas que puede moverse a través de una tubería, depende de la diferencia de presiones entre los extremos de entrada y salida de la línea, y el flujo puede incrementarse ya sea aumentando la presión en el extremo de entrada o aplicando succión en el extremo de salida.

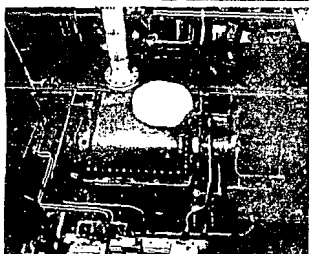
Cuando la distancia a la que se va a mover el gas es corta, la línea de transmisión de diámetro grande, y la cantidad de gas pequeña, el vacío aplicado en el extremo de descarga es efectivo; pero cuando la distancia es grande, el volumen también y la sección transversal de la tubería pequeña, se debe recurrir a la compresión para crear una diferencia de presión, lo suficientemente grande para vencer la resistencia al flujo.

La compresión del gas es ventajosa por que el volumen más pequeño así obtenido, puede transmitirse por una línea de diámetro más chico, y con una velocidad de flujo y una pérdida de presión dadas, la distancia de transmisión puede aumentarse cuando la presión es alta, en comparación con la que es posible a baja presión.

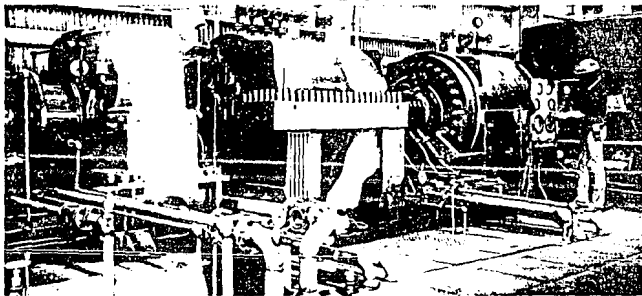
Los primeros tipos de compresoras usadas para comprimir gas natural eran movidas por máquinas de vapor; pero ahora se usan casi universalmente los motores de gas.

Las unidades movidas a motor son menos comunes. Las unidades compresoras pueden ser directamente acopladas o movidas con banda.

Para facilitar la instalación rápida y barata para servicio temporal o semipermanente, se han fabricado ultimamente las unidades compresoras de tipo ángulo.



Uno de los ocho compresores que actualmente se están instalando en Alaska para rectificación de gases. Para soportar temperaturas ambientes de hasta -75°F (-60°C), se utilizaron materiales de construcción especiales.



Dos compresores (7CL37, 6B37) en tandem prestan servicios distintos en una planta de tratamiento de gas. La unidad comprime el propano para la refrigeración, mientras que la carcaza de alta presión recomprime el gas natural. Una turbina de gas de 21 000 HP (15 650 kW) es el elemento motor de los compresores, los cuales a su vez están acoplados a una generador eléctrico mediante reductores de velocidad.

Fig. 6.10

Estas combinan un cilindro compresor horizontal montado en la misma base metálica que una unidad motriz de varios cilindros verticales, esas máquinas se surten en tipos de dos o cuatro tiempos y en capacidades hasta de 600 HP. Sólo se requiere una cimentación ligera y ocupan menos espacio que las unidades horizontales de capacidad equivalente.

En la compresión de gas se usan generalmente grandes compresoras reciprocantes horizontales de gran diámetro, carrera larga, doble acción y con dos tandems.

La compresión puede ejecutarse en una o dos etapas con enfriamiento intermedio y final. Se pueden usar máquinas de acción combinada cruzada para compresión de dos etapas, aunque en algunas situaciones las cargas variables a las diferentes etapas pueden provocar una condición de desequilibrio, haciendo que sean preferibles unidades separadas para cada etapa.

Cuando los pozos estan entregando gas a diferentes presiones, el cilindro de alta presión puede manejar más que el de baja, tomando gas de presión intermedia dentro del sistema entre los dos pasos. A diferencia de la compresión de aire, no se fijan las presiones de succión ni de descarga; por lo tanto, la capacidad y los requerimientos de potencia son variables.

La compresión de una sólo etapa, puede usarse para relaciones de compresión hasta de 1 a 8; para relaciones más altas, es conveniente la compresión de dos etapas tanto desde el punto de vista de operación como económico, raras veces es recomendable comprimir gas por más de dos etapas para propósitos de transmisión, a veces serán necesarias tres etapas para comprimir gas para inyectarlo en las formaciones de alta presión, para arrancar pozos profundos de elevación con gas.

APLICACIONES DE LA INDUSTRIA DEL PETROLEO Y GAS

Los compresores centrífugos Delaval han sido los primeros en introducir toda una serie de cambios, los primeros en estandarizar impulsores totalmente soldados, en los que los álabes se fresan sobre el cubo y la placa lateral que a su vez se suelda totalmente a los álabes; los primeros en encoger hidráulicamente el impulsor y acoplamiento para eliminar chavetas y chaveteros; y los primeros en fabricar una línea de turbinas de vapor y compresores centrífugos de etapas múltiples.

Estos y muchos otros adelantos se incorporan a los diseños de la línea Delaval de compresores de una o varias etapas para líneas de transmisión, compresores de etapas múltiples de proceso y compresores axiales para prácticamente todas las aplicaciones de la industria del gas, desde su recolección en los campos hasta su utilización en los procesos y su almacenamiento para moderar los picos de demanda. Los procesos que actualmente se están desarrollando para producir gas natural sintético (GNS) a partir de carbón y otras materias primas, podrán aprovechar la experiencia que tiene la Compañía en el empleo de compresores centrífugos de etapas múltiples, con numerosos tipos de gases a muy diferentes flujos y presiones.

REINYECCION DE GAS

Donde no se tienen medios para recoger y conducir convenientemente el gas producido, durante la explotación de los pozos de petróleo, este valioso recurso se reinyecta en el pozo. La reinyección conserva el gas para su futura utilización y mantiene la presión en los pozos, aumentando la extracción del petróleo. La alta presión que requieren muchas instalaciones de reinyección, exige tolerancias particularmente severas en materia de alineación, sellado y estabilidad del rotor del compresor. La línea de compresores de etapas múltiples fabricada por Delaval, tiene las características necesarias para cubrir las necesidades especiales de los procesos de reinyección.

ALMACENAMIENTO PARA MODERAR LOS PICOS DE DEMANDA

La licuefacción de gas es un modo de balancear la carga en líneas troncales. Se emplean para ello pequeñas plantas que licúan el gas para almacenarlo eficientemente durante los períodos de poca demanda. Cuando se debe cubrir la demanda, el líquido se vuelve a gasificar, lo que permite una utilización más eficiente del gasoducto y su equipo de compresión.

RECOLECCION DE GAS

Los compresores para las líneas que recogen el gas de los pozos, y lo conducen a los gasoductos troncales, tienen características de funcionamiento similares a los de las grandes estaciones en los gasoductos troncales; pero usualmente requieren potencias menores. Estas unidades se impulsan usualmente con pequeñas turbinas de gas de alta velocidad, o con motores eléctricos acoplados a reductores de velocidad.

GAS NATURAL SINTETICO (S N G)

En el campo de la manufactura de gas sintético a partir de los recursos naturales más abundantes que el gas natural, está emergiendo una tecnología totalmente nueva. Uno de los procesos más importantes es el de gasificación del carbón.

El objetivo es desarrollar nuevas fuentes de gas para aquellas aplicaciones, como las que emplean gas como materia prima para la fabricación de productos químicos, que no pueden utilizar los combustibles sólidos (más fácilmente obtenibles) sin someterlos a procesos previos.

Transamerica Delaval está trabajando activamente con los ingenieros y organismos que desarrollan nuevos procesos en esta nueva tecnología. Los compresores y equipos conexos de la Compañía, satisfacen las exigencias que plantea el funcionamiento con estos nuevos procesos.

RECTIFICACION Y RECOMPRESION

El gas que se obtiene de la boca del pozo es principalmente metano; pero también contiene otros hidrocarburos como el etano y el propano, que pueden recuperarse por rectificación sin disminuir el valor del gas como combustible, o materia prima para la industria química. La rectificación se realiza por absorción de los hidrocarburos más pesados en aceite cíclico frío. El aceite luego se calienta en un intercambiador de calor para extraer los hidrocarburos deseados.

La refrigeración para este proceso, se obtiene mediante un sistema cerrado de propileno, o propano, o mediante un sistema de expansión criogénica. El sistema de refrigeración requiere un compresor diseñado especialmente para utilizarlo en la refrigeración con propano. Para la recompresión, el compresor debe tomar gas de un sistema de expansión y elevar su presión hasta igualar la del gasoducto. Los compresores para procesos de etapas múltiples Delaval, se utilizan extensamente, tanto en los servicios de refrigeración como en los servicios de recompresión. Los compresores para líneas de transmisión también se utilizan para servicios de recompresión.

COMPRESORES PARA LINEAS DE TRANSMISION

Desde las primeras instalaciones, de las que ya hemos hablado, hasta las más recientes que requieren compresores de etapas múltiples, la confiabilidad y la flexibilidad han sido de capital importancia para la utilización de compresores en el servicio de gasoductos. Respondiendo a las necesidades de la industria, Transamerica Delaval, ha producido la línea más amplia de compresores centrífugos diseñados especialmente para transmisión de gas. Desde el pequeño compresor centrífugo B 12/12, con un flujo mínimo de 800 pies cúbicos por minuto (1,360 m³/hora) aproximadamente, se manejan compresores con capacidad de hasta 36,000 pies cúbicos por minuto (61,000 m³/hora), lo que representa flujos desde varios millones de pies cúbicos estándar por día, hasta más de 3,000 millones de pies cúbicos estándar por día (50,000 m³/día hasta más de 85 millones m³/día), con potencias que van desde 1,000 HP (750 KW) hasta más de 40,000 HP (30,000 KW). Estas capacidades se cubren con cuatro compresores de una etapa, y con siete tamaños de compresores del tipo de carcaza de etapas múltiples.

COMPRESOR DE UNA ETAPA PARA GASODUCTO

El compresor Delaval de una etapa para gasoductos se fabricó por primera vez en el año 1948 y desde entonces su uso se ha extendido. Las constantes mejoras produjeron máquinas de rendimiento superior, simples, sólidas y confiables, que incorporan a su diseño lo más avanzado de la tecnología. Además de utilizarlas en servicio de troncales, estas máquinas de una etapa también se utilizan en aplicaciones de recompresión. Emplean carcazas de fundición o soldadas, y un pesado pedestal integral que les confiere una estructura extremadamente rígida, lo que mantiene un buen alineamiento de la flecha aún en condiciones severas de operación. Las bridas de succión y descarga están ubicadas en lados opuestos del compresor, sobre una misma línea de centros para minimizar los esfuerzos a los que el compresor se ve sometido por tuberías. La línea de compresores de una etapa también se ofrece con succión axial. Esto permite una mayor eficiencia de compresión que el diseño de toma lateral, especialmente en las aplicaciones que requieren grandes volúmenes y diferencial reducida.

Las máquinas centrífugas se caracterizan por su bajo nivel de vibración que, unido al empleo de una carcaza rígida y la ausencia de fuerzas desequilibradoras, significa que todo lo que estos compresores requieren es una cimentación de bajo costo. Las chumaceras y los componentes rotativos de los sellos están contenidos en una carcaza bipartida horizontalmente. La carcaza y el impulsor pueden retirarse y reemplazarse sin que sea necesario afectar las conexiones en las bridas principales.

El control de flujo y presión generalmente se obtiene con elementos motrices de velocidad variable. Si se utiliza un motor de velocidad constante, ya sea solo o en conjunción con un elemento motriz de velocidad variable, Delaval puede ofrecer flexibilidad con guías en la succión operadas ya sea manualmente, o mediante un control automático.

La capacidad y las relaciones de presión de estos compresores, pueden variarse substancialmente cambiando los componentes del impulsor y del difusor, de manera que es fácil modificarlos para adaptarlos a cada necesidad particular. La carcasa puede construirse según las posibles exigencias, y utilizar varios conjuntos de impulsores y difusores, para tener un funcionamiento eficiente en los niveles intermedios durante el período de crecimiento de la demanda.

Las presiones de trabajo nominales de las carcasas, van de 1200 a 1800 lb/pulg² (85 a 125 kg/cm²); pero pueden entregarse carcasas para mayores presiones. Las relaciones de presión van desde 1.05 hasta 1.5, con velocidades de rotación de la flecha de 3,000 a 13,500 rpm.

COMPRESORES DE ETAPAS MÚLTIPLES PARA GASODUCTOS

La línea Delaval de compresores de etapas múltiples para gasoductos, se ha diseñado para incorporar las ventajas de los conocidos compresores Delaval, de una etapa para gasoductos, a aquellas aplicaciones que requieren relaciones de compresión más elevadas. La recolección de gas y su transmisión a las troncales, son las principales aplicaciones de estos compresores, que se utilizan también a menudo en la recompresión.

Las dimensiones de la carcasa se han estabilizado, y se provee una sola carcasa para cada medida de bastidor, dentro del cual pueden instalarse hasta 5 etapas en la mayoría de los casos. Eligiendo correctamente los impulsores y los componentes internos, pueden satisfacerse las necesidades en todo tipo de condición dentro de la capacidad de la carcasa. Esto hace posible dimensionar una instalación teniendo en cuenta las futuras necesidades de relación de presión y flujo, e instalar solamente los componentes estacionarios y rotativos internos que se necesiten para las condiciones iniciales. Los componentes internos pueden agregarse a medida que varíen las necesidades.

En el caso de algunos tamaños, se ofrecen diseños con flujo de un paso o flujo paralelo. Las configuraciones de flujo en paralelo permiten emplear elementos motrices de alta velocidad para obtener flujos elevados con una máquina pequeña.

Las guías de entrada variable se ofrecen como una opción para controlar la relación flujo/presión, y pueden utilizarse para reemplazar los elementos motrices de velocidad variable, o como adicional. El control de las guías puede ser manual o automático.

Todas las unidades se han diseñado para permitir un fácil acceso y facilitar las operaciones de mantenimiento, puesto que para retirar los componentes internos basta deslizarlos en sentido axial, con ayuda de herramientas especiales que se entregan junto con el compresor.

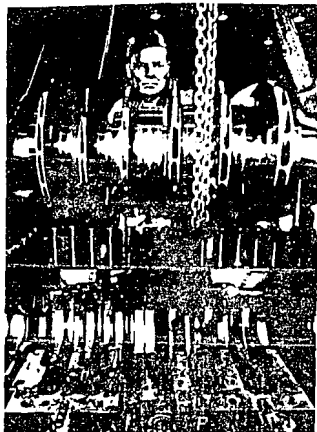
Las medidas de los bastidores permiten volúmenes de entrada de hasta 60,000 piés cúbicos por minuto (102,000 m³/hora), con presiones de trabajo de hasta 1,800 lb/pulg² (125 kg/cm²).

COMPRESORES CENTRIFUGOS DE CARCAZA SOLDADA Y ETAPAS MÚLTIPLES

Los compresores Delaval centrífugos de carcasa soldada y etapas múltiples, que se utilizan en aplicaciones de procesos industriales, se introdujeron en el mercado en el año 1970. Estos compresores emplean los más modernos diseños y materiales, y cumplen con las especificaciones actuales de la industria. Se utilizan entre otras aplicaciones, en el procesamiento de gas natural, los procesos de síntesis de gas natural, la refrigeración para licuefacción de gas, la recolección de gas, la intensificación de presión y los servicios de recompresión.

La presión nominal de trabajo de los compresores de carcasa soldada para proceso, alcanza hasta 1,500 lb/pulg² (105 kg/cm²). Se pueden lograr mayores presiones, de 5,500 lb/pulg² (387 kg/cm²) o más, utilizando carcazas forjadas. Se tienen nueve tamaños distintos de bastidores con capacidades que van desde 300 piés cúbicos por minuto (510 m³/hora), hasta más de 180,000 piés cúbicos por minuto (306,000 m³/hora).

Colocación de un rotor completo dentro de la carcasa. Obsérvese la disposición simétrica de las secciones de esta unidad con interentramamiento. Esta disposición permite disminuir el tamaño del tambor de compensación y reduce las fuerzas de empuje.



IMPULSOR TRIDIMENSIONAL



IMPULSOR BIDIMENSIONAL



IMPULSOR DE CUNA (SIN TAPA)



IMPULSOR DE FLUJO MIXTO

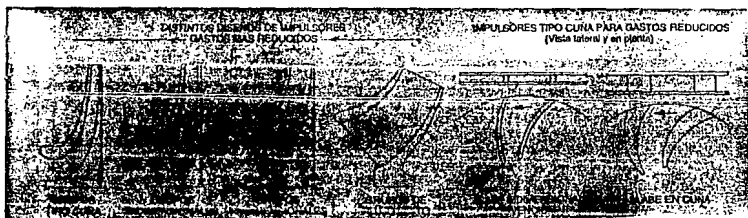
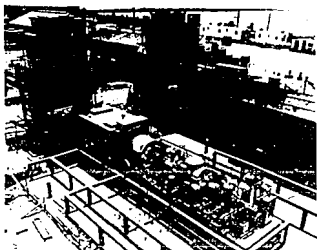


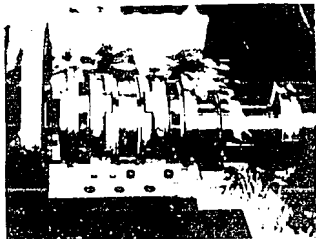
Fig. 6.11



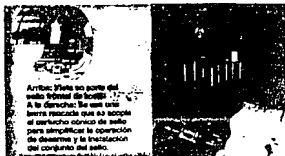
Sistema de distribución de gas combinado durante su instalación en una estación del sudeste de los Estados Unidos. El vapor de escape de la turbina de gas que impulsa a un compresor DeLaval se utiliza para generar vapor que a su vez impulsa a una turbina de vapor. A su vez, a extremo opuesto del compresor. De esta manera se logran 200 hp (1490 kW) adicionales.



Un compresor DeLaval P 24 24 impulsado por una turbina de gas de 7500 hp (5505 kW) y una turbina de vapor generada por recuperación de calor de 1900 hp (1417 kW) que prestan actualmente servicios en una turbina de distribución de gas de los Estados Unidos.



Conjunto de chumaceras fijado mediante tornillos a la caja del compresor. Su fin retrasa la mitad superior de la carcasa para mostrar la chumacera completa de empuje de doble acción y la mitad inferior de la chumacera radial de zapata volante.



Arriba: Vista en parte del sello típico de los D. A la derecha: Se ve una línea marcada que se soporta al cerchero cónico de sello para simplificar la operación de desarme y la instalación del conjunto del sello.

SELLO FRONTAL DEL ACEITE

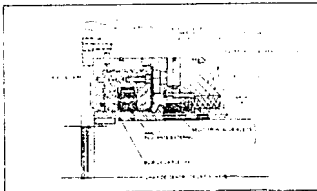
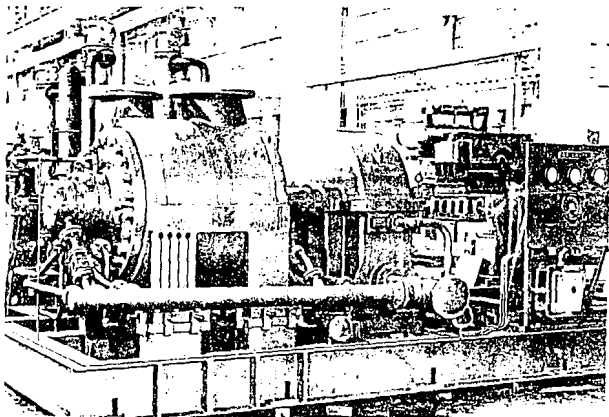


Fig. 6.12

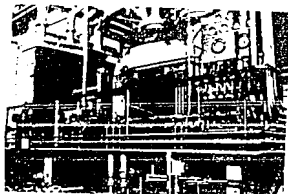
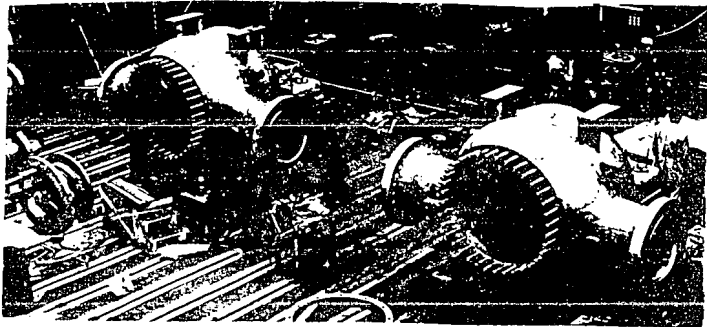
Fig. 6.13



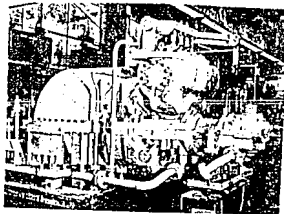
COMPRESOR DELAVAL DE RECÍCLO IMPULSADO POR UN MOTOR ELÉCTRICO A TRAVÉS DE UN MECANISMO DELAVAL DE VELOCIDAD

Fig. 6.14

DOS COMPRESORES PARA GASODUCTO MODELOS PV30/30 EN LAS ULTIMAS ETAPAS DE FABRICACION EN EL TALLER

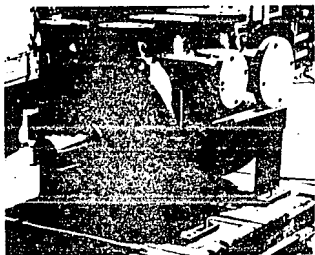


EN ESTE YACIMIENTO DEL OESTE DE CANADA, UNA TURBINA DE GAS IMPULSA UN COMPRESOR DELAVAL MODELO 78K44. LA UNIDAD SE UTILIZA EN UN PROCESO QUE RECUPERA ETANO DEL GAS NATURAL.

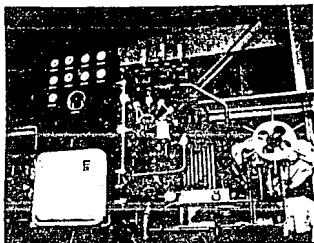


LA DIVISION DE COMPRESORES Y TURBINAS DE DELAVAL TRANSAMERICA ES UNO DE LOS DISEÑADORES Y FABRICANTES MAS IMPORTANTES DE TURBINAS PARA ELEMENTOS MOTRICES DE COMPRESOR.

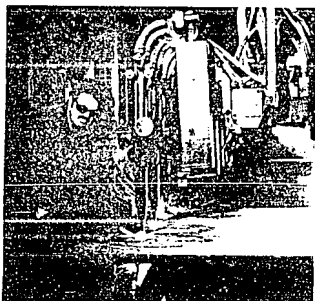
Fig. 6.15



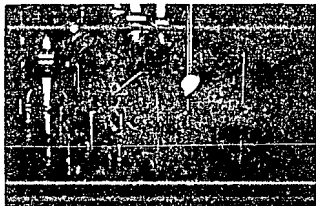
La utilización de una carcasa soldada en vez de una de fundición ha hecho posible diseñar este compresor Modelo ECK 24. El compresor se muestra listo para embarque. Las seis turbinas están ubicadas en la mitad superior de la caja.



La extensa línea de turbinas de vapor T-Class que fabrica Transamerica Delaval pueden integrarse a las instalaciones existentes con recuperadores del calor perdidos. Las presiones de vapor típicas van de 60 a 600 lb/pulg² (4.2 a 42 bar).



En las primeras etapas de la fabricación de la carcasa soldada, la placa de acero se corta con precisión mediante sopletes.



El compresor Modelo 88K26, una unidad con enfriamiento intermedio y una presión absoluta de descarga de 1 850 lb/pulg² (130 bar) es impulsado por una turbina de gas y un reductor de velocidad. Se utiliza para la reinyección de gas natural en un campo petrolero del Canadá.

COMPRESION DE GAS

El diseño del sistema de recolección de gas, debe ser atendido a su relación con las condiciones de presión en los pozos, la caída de presión originada por la transmisión del gas hasta el punto de utilización, y la presión deseada en ese punto. Con frecuencia será necesario comprimir el gas, ya sea para lograr su transmisión a través de las líneas de recolección y distribución, o para dotarlo de la presión necesaria para su uso eficiente. Si el gas producido en la cabeza del pozo, es de muy baja presión para efectuar su transmisión al punto de utilización en el campo, o a una planta de compresoras en la vecindad, en la que se comprime para transmisión a larga distancia, será necesario instalar una planta reforzadora de presión en el campo cerca de los pozos.

El propósito de la planta reforzadora es aumentar moderadamente la presión para facilitar la transmisión a través de las líneas colectoras.

Un pequeño aumento de presión del orden de 0.7 kg/cm^2 a veces es suficiente, y para ese servicio, un soplador o abanico de gran capacidad del tipo giratorio se adapta bien.

La presión diferencial entre los extremos de entrada y entrega del sistema de recolección, puede aumentarse en 0.84 kg/cm^2 o más si se conecta en el extremo de entrega una bomba de vacío de trabajo pesado.

La compresión del gas a altas presiones para transmisión a larga distancia, requiere del uso de compresoras reciprocantes, y generalmente se efectúa en dos etapas. Las capacidades de esas compresoras están determinadas, en gran parte, de acuerdo con la presión a la que se suministra el gas en las válvulas de succión del cilindro de baja presión, por el sistema de recolección de gas.

6.5 OPERACION Y MANTENIMIENTO

Tener compresores con mínimos problemas de funcionamiento, depende no sólo de que sean de tipo y tamaño adecuados para el trabajo, también son esenciales las especificaciones y las condiciones de trabajo, así como una vigilancia constante de las fases de ingeniería e instalación.

Un compresor suele ser un aparato costoso, un componente crítico en un proceso, y una parte del equipo difícil de especificar y de comprar, debido a las muchas opciones que tiene el ingeniero.

En esta situación sobre que bases se debe hacer la selección para tener el compresor idóneo para el trabajo.

TIPOS DE COMPRESORES

Hay dos métodos mecánicos básicos para aumentar la presión de un gas; reducir su volumen o aumentar su velocidad de modo que la energía de velocidad se pueda convertir en presión.

Los compresores de desplazamiento positivo que aumentan la presión mediante la reducción de volumen son:

- Compresores reciprocantes que tienen un piston que se mueve dentro de un cilindro.
- Compresores de espiral rotatorio en los cuales, se comprime el gas entre dos hélices rotatorias acopladas y la carcasa del compresor.
- Compresores de lóbulos rotatorios, en los que el gas se empuja por lóbulos acoplados.
- Compresores de aspas deslizables, en los cuales un cuerpo o rotor excéntrico (En el que se deslizan las aspas selladoras), giran dentro de una carcasa.
- Compresores de diafragma, con un diafragma flexible que funciona a pulsaciones en una cubierta cóncava.

Los dos tipos de compresores que convierten la velocidad en presión son:

- Compresores de flujo radial, llamados generalmente centrífugos.
- Compresores de flujo axial, llamados sencillamente axiales.

En los compresores CENTRIFUGOS el gas entra en el ojo del impulsor y la fuerza de rotación, lo mueve hacia el borde de cada rueda o etapa. Los difusores convierten la carga de velocidad en presión, y se utilizan conductos de retorno para llevar el gas a la descarga del compresor o la siguiente etapa impulsora.

En los compresores AXIALES, el flujo ocurre por una serie de aspas rotatorias, y estacionarias alternadas, en dirección básicamente paralela al árbol del compresor.

Cada pasada por las aspas rotatorias aumenta la velocidad del fluido, y su paso por las aspas difusoras estacionarias, convierte la carga de velocidad en carga de presión.

CARACTERISTICAS DE OPERACION

Un compresor de desplazamiento positivo, tiene una curva de aumento de presión contra volumen que es casi vertical; no es completamente vertical debido a las holguras mecánicas, al deslizamiento y a las fugas desde la descarga hasta la succión, y porque el deslizamiento se incrementa cuando aumenta la relación de compresión. Este compresor puede producir cualquier carga de presión, hasta el límite de su resistencia mecánica y de la capacidad de la unidad motriz. La capacidad es casi directamente proporcional a la velocidad.

Las características de un compresor centrífugo tienen diferencias apreciables, por lo general, la curva de aumento de presión contra volumen es muy plana.

Puede tener algo más de pendiente si se comprime un gas más denso. Un pequeño cambio en la relación de compresión produce un marcado efecto en la salida del compresor; cuando aumenta la presión de descarga, se reduce el flujo y si éste se reduce mucho, empezarán las oscilaciones.

Las oscilaciones de presión ocurren cuando la velocidad del gas que sale de una rueda impulsora, es muy baja para que avance a lo largo del compresor. Cuando no sale gas del impulsor, puede caer la presión de descarga; si ocurre, se reiniciará la compresión y se repetirá el ciclo, este funcionamiento intermitente puede causar serios daños en el compresor.

La curva característica se puede modificar con la instalación de aspas de guía de entrada ajustables, que son más eficaces en compresores con pocas etapas, en algunos se han utilizado difusores con aspas ajustables.

En algunas instalaciones el proceso, puede exigir que el compresor funcione en el extremo derecho de la curva característica, que tiene mucha pendiente, si va a funcionar así, se requiere un control cuidadoso; pero con cierta pérdida de eficiencia.

La capacidad volumétrica de un compresor centrífugo está casi en relación directa con su velocidad; su carga producida, con el, cuadrado de la velocidad, el caballaje requerido por tanto, está en relación con el cubo de la velocidad; la eficiencia de los compresores centrífugos es menor que la de los reciprocantes, quizá entre 5% y 20% menor.

Estas características establecen la sensibilidad del compresor a las variaciones en las condiciones de flujo.

Por ejemplo: un cambio en la densidad del fluido que se comprime tendrá poco efecto en el volumen del gas que se mueve, o en la presión de descarga producida por el compresor reciprocante, aunque habría que cerciorarse de que ningún componente sufra esfuerzos mecánicos excesivos, cualquier variación en la densidad del gas que se comprime producirá un cambio proporcional en su peso.

Por otra parte, debido a que la carga producida por un compresor centrífugo sólo depende de la velocidad, un cambio en la densidad del gas se reflejará en forma directa en un cambio proporcional en la presión de descarga.

Sin embargo con una densidad dada, si se puede permitir un ligero cambio en la presión de descarga, se pueden lograr grandes variaciones en el caudal (o gasto), en el compresor.

El compresor axial tiene curva característica con pendiente muy pronunciada, por lo tanto su capacidad en el punto de oscilación está muy cercana a la de operación.

Sin embargo si se suministra un método para ajustar el ángulo de las paletas del estator, y la aspas de guía de entrada, se pueden obtener límites de funcionamiento (rango más amplio).

Por lo general un compresor axial tiene una eficiencia de un 5 a un 10% mayor que la de un centrífugo de etapas múltiples. El axial no tiene diafragmas que se dilaten en sentido radial cuando se calienta el gas que se comprime.

Este factor mecánico, combinado con una eficiencia más alta, da más libertad en los límites de temperatura y permite una relación de compresión más alta por etapa que en los centrífugos.

COMBINACIONES DE COMPRESORES

En ciertas ocasiones puede valer la pena combinar los compresores. Por ejemplo, para comprimir a presiones muy altas, se puede utilizar uno centrífugo, o bien uno de espiral rotatoria para presiones menores, y enviar el gas a un compresor reciprocante.

En algunos casos, se pueden montar impulsores axiales, y centrífugos en el mismo árbol. Además también se podrían acoplar un compresor axial y uno centrífugo en un tren de transmisión común.

Como alternativa del compresor centrífugo de una etapa, mediante un tren de engranes, a una sólo unidad motriz, si hay enfriamiento después de cada etapa (y los engranes diseñados para permitir que cada etapa funcione a la velocidad óptima), la eficiencia de estos centrífugos es comparable con la de los axiales, aunque con sus propias características de operación. Sin embargo, la gran cantidad de engranaje es una desventaja.

UNIDADES MOTRICES

Los compresores pequeños suelen tener un motor eléctrico con acoplamiento directo o transmisión con banda; para los medianos y grandes hay una amplia elección de unidades motrices que son: motores eléctricos (síncronos de inducción y de baja o alta velocidad); turbinas de vapor (de contrapresión, condensación, o extracción controlada); motores de combustión interna (integrales o de acoplamiento directo); turbinas de gas (de árbol sencillo o doble) y expansores.

La selección de la unidad motriz depende en cierto grado, del servicio del compresor, pero son más importantes el balanceo total de energía, la utilización y disponibilidad de la energía y los métodos para la disipación del calor.

Dentro de los límites impuestos por estos criterios se debe tratar de seleccionar una unidad motriz sencilla y confiable. El tipo de compresor es la razón para seleccionar esta unidad y no a la inversa.

Las unidades con motores de combustión interna y turbinas de vapor, pueden funcionar por lo general dentro de amplios límites (rango) de velocidades. Pero, puede no ser así con unidades de turbinas de gas o motor eléctrico. Con respecto a las turbinas de gas, casi todas tienen compresores de aire de tipo axial. En las unidades con un sólo árbol (compresor de aire, turbina de gas y la unidad impulsada montadas en un solo eje), los límites de velocidad quedan determinados casi siempre por la pronunciada curva de rendimiento de los compresores axiales del proceso.

Hay una selección un tanto limitada en cuanto a tamaño, velocidad y potencia de las turbinas de gas comerciales, no siempre se puede elegir unidades con eje sencillo o doble.

Las unidades de motor eléctrico suelen ser de velocidad constante; pero en unos cuantos casos se pueden emplear acoplamientos con motores de rotor devanado o de polos múltiples de velocidad variable. Los motores grandes pueden ser síncronos o de inducción. En un compresor que funcione por arriba de la velocidad sincrónica (3,600 rpm o 60 Hz), la selección se debe basar en el costo total del motor y del aumentador de velocidad.

Los centrífugos de velocidad constante en las plantas de proceso, tienden a operar con una carga promedio, suficientemente alta, de modo que resultan pequeñas las compensaciones económicas de la corrección del factor de potencia la cual se obtiene al utilizar un motor síncrono.

Las unidades motrices de combustible, se utilizan cuando los costos iniciales y de operación, son más atractivos que con unidades de vapor o eléctricas, cuando no se cuenta con suficiente energía eléctrica y cuando el suministro eléctrico o de vapor no es confiable, en este último caso, hay que especificar con cuidado todo el sistema a fin de asegurar que detalles menores, como las bombas para agua de enfriamiento, los interruptores de presión, el aire de control etc... tengan un suministro de energía más confiable que la unidad motriz del compresor.

Los motores de combustión interna, suelen ser turbocargados y pueden ser de 2 ó 4 tiempos y estar integrados o separados al compresor. El tipo de motor normalmente se puede seleccionar sobre la base de las características de la unidad, incluso accesorios y costos (precio, instalación, consumo de combustible, piezas de repuesto, mantenimiento), independientes del compresor. La capacidad mecánica nominal de los engranajes, incluso el factor de servicio de la American Gears Manufacturer Association (AGMA), se debe seleccionar para que no sea el factor que limite el compresor y el tren de transmisión. Las unidades de turbina de vapor combinadas con un engrane (en las que la turbina funciona a menos velocidad que el compresor), a veces tienen menor costo que las turbinas de alta velocidad.

También incluye la selección, la cantidad de piezas de repuesto para engranes que se deban tener en existencia, porque los engranes y el acoplamiento adicionales aumentan la probabilidad de paralización.

M A N T E N I M I E N T O

Una vez que se ha puesto a funcionar el compresor, hay que seguir un estricto programa de mantenimiento preventivo. Los representantes técnicos de los fabricantes, especializados en reacondicionar compresores, muchas veces adiestran al personal de la planta en los métodos de mantenimiento. Una importante ayuda para el mantenimiento, a la cual no siempre se presta mucha atención, son los manuales de operación y mantenimiento que publica el fabricante.

El funcionamiento seguro del compresor exige vigilancia y mantenimiento cuidadoso. Han ocurrido incendios de compresores porque las válvulas o los anillos de empaquetadura, no estaban bien montados o instalados. Los aparatos de seguridad que no funcionan, también provocarán que ocurran serios daños; hay que probarlos con cierta frecuencia para asegurarse de su funcionamiento adecuado.

Durante el funcionamiento normal hay que vigilar lo siguiente: flujo del agua de enfriamiento; nivel, presión y temperatura del aceite, funcionamiento de los controles y presión de control, presiones y temperaturas de succión y descarga, ruidos anormales, carga y temperatura del motor.

Si se cuenta con una luz negra portátil, el exámen de la biela entre la carcasa y el cilindro indicará la presencia de contaminantes en el espaciador, como los que se ocasionarían por desgaste de los anillos de control de aceite. Esta inspección se debe programar a intervalos fijos y en horarios convenientes.

Se han producido incendios debidos a puntos calientes en los cilindros, cuando los conductos del agua en las camisas se obstruyen con lodo o incrustaciones. Hay que inspeccionar las camisas, los enfriadores y el sistema de enfriamiento de la empaquetadura, cada vez que se repare el compresor. Las superficies limpias permitirán un funcionamiento más seguro y temperaturas más bajas. Es indispensable utilizar agua tratada para impedir las incrustaciones o sedimentos.

Es indispensable un registro diario de funcionamiento del compresor, en especial de los de etapas múltiples, para un mantenimiento eficiente. Se debe registrar, cuando menos, lo siguiente:

- 1) Temperaturas y presiones de succión, descarga y entre etapas.
- 2) Temperaturas de agua de las camisas, de entrada, salida y entre etapas.
- 3) Temperaturas y presión de aceite para lubricar los cojinetes.
- 4) Carga, amperaje y voltaje de motor.
- 5) Temperatura ambiente.
- 6) Hora y fecha.

Con ese registro, el supervisor puede observar cambios en la presión o temperaturas que indican un mal funcionamiento del sistema. La corrección rápida evitará problemas serios más tarde.

Hay que seguir haciendo inspecciones frecuentes de la parte abierta de la carcasa entre el cilindro y el depósito de aceite, con una luz negra para ver si hay contaminación o arrastre de aceite del depósito.

DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD Y ALARMA

Los controles de seguridad de los compresores suelen estar en una estación central, y permiten determinar con rapidez una falla y el lugar en que ocurre. También pueden poner a funcionar sistemas de alarma y de paro de emergencia. Se pueden utilizar detectores para hacer sonar una alarma y encender una luz ámbar; si continúa la falla suena otra vez la alarma, se enciende una luz roja y se para automáticamente el compresor. Otros detectores para situaciones más críticas, pueden hacer sonar una alarma, encender una luz roja y hacer el paro inmediato del compresor.

Los controles para las siguientes emergencias producen el paro del compresor con cierta demora, después de que se produce la alarma: temperatura excesiva del gas entre etapas, bajo nivel de aceite en el depósito, alta temperatura o presión del gas en la descarga final y temperatura excesiva de aceite.

Por lo general, se utiliza alarma y paro inmediato en los siguientes casos: caída de la presión de aceite, vibraciones excesivas y falta de flujo de agua de enfriamiento.

Las exigencias del trabajo durante la instalación, pruebas preliminares y arranque, ocasionan riesgos para la obtención de los resultados deseados con el sistema del compresor; para minimizar estos riesgos, hay que aplicar los siguientes lineamientos:

REPRESENTANTES DEL FABRICANTE

No debe evitarse la amplia participación de los representantes de la organización de servicio del proveedor, y de quienes le suministran los componentes adicionales principales (Turbinas, unidades de engranes y motores). Casi todos los proveedores incluyen cierto número de días de sus representantes en su propuesta original, (y por consiguiente en la orden de compra), y un cargo adicional por día excedente.

No hay que ahorrar estos días "gratis" para cuando ocurra un problema, sino aprovecharlos para evitar dificultades. No debe dudarse en pagar esos días adicionales para examinar los cimientos y colocación, alineación, arranque preliminar, y arranque y pruebas definitivas.

ESTUDIO DE DOCUMENTACION

Hay que consultar y estudiar toda la documentación; no sólo los planos, sino también hojas de flujo del compresor y propulsor, manuales de operación, mantenimiento y otros.

CIMIENTOS Y SUPERESTRUCTURAS

Hay que estudiar estos elementos vitales del sistema con los planos y recomendaciones del fabricante para su instalación, y los planos de ingeniería para la construcción.

La exactitud dimensional y la calidad de la construcción son de máxima importancia.

MATERIALES DE CONSTRUCCION

Hay que verificar si se recibieron las especificaciones certificadas de la fábrica y si son aceptables.

TUBERIAS, DUCTOS Y SOPORTES

Hay que determinar que la estructura tenga la exactitud necesaria para no imponer cargas excesivas sobre las bridas del equipo.

También hay que asegurarse de que se incluyen provisiones para controlar el movimiento debido a la dilatación térmica; de que se mantienen las pendientes correctas de tubos; que el ruido y vibraciones sean mínimos o inexistentes, y de que se eviten las condiciones que produzcan resonancia.

Se deben efectuar las pruebas hidrostática y de fugas antes de instalar, hay que quitar todos los tapones y cubiertas temporales y colocar filtros adecuados en la tubería.

Hay que enjuagar, desengrasar, efectuar limpieza mecánica y en su caso con productos químicos. También hay que hacer limpieza con productos químicos de los tubos de acero al carbono para servicios como el de aceite lubricante.

Si se hace limpieza con productos químicos en los componentes armados en el sitio, hay que tener mucho cuidado porque puede haber un serio peligro si esos productos entran al compresor durante el arranque. El drenaje y los respiraderos son esenciales para la eliminación segura de los productos químicos.

Estos no impiden los problemas ocasionados por lodos, guijarros o arena, electrodos de soldadura y escoria que pueden estar en los componentes o tubos.

Hay que examinar que los sistemas pequeños de tubería como los de líquido de sello, respiración, drenaje y conexiones para los controles tengan continuidad y esten completos; a menudo no se les presenta la debida atención.

Estas tuberías que suelen ser parte de la instalación en el sitio deben permitir acceso al compresor para lubricación y mantenimiento.

Los soportes deben ser fuertes para evitar fugas o roturas durante el funcionamiento normal o con alteraciones.

INSTRUMENTOS Y CONTROLES

Para su funcionamiento correcto.

- a) Hay que efectuar pruebas de continuidad e hidráulicas, neumáticas y eléctricas.

- b) Conectarlos, calibrarlos y establecer puntos de referencia.
- c) Comprobar que estén accesibles y visibles para el operador, para ajustes y mantenimiento.
- d) Utilizar métodos y lugares de montaje para eliminar las vibraciones; no hay que montarlos directamente en el compresor, plataformas o barandillas.
- e) Comprobar que el suministro de aire y electricidad para instrumentos sea adecuado y confiable.

POTENCIA ELECTRICA Y ALUMBRADO

En las instalaciones de potencia, hay que comprobar la continuidad que el aislamiento sea el correcto, que la tierra y el ajuste de los relevadores sean los adecuados, incluso el buen funcionamiento de los dispositivos de paro, sobrecargar térmicamente; aprietamiento y calidad de todas las conexiones, sellado de los accesorios para tubos y empleo de conectores flexibles para equipo e instrumentos.

La iluminación debe ser la requerida para estaciones de control, instrumentos y puntos de lubricación si la del local es insuficiente.

AISLAMIENTO TERMICO Y PINTURA

- A) Evitará riesgos para el personal.
- B) Impedirá choques térmicos en la tubería, compresor y tubería, ocasionados por la lluvia.
- C) Evitará que ocurra un incendio por derrames de aceite sobre una superficie caliente.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Los sistemas de bombeo y compresión, al igual que gran variedad de sistemas en la industria petrolera representan un papel fundamental en el desarrollo de las operaciones de producción, refinación y transporte de petróleo crudo y sus derivados. A través del tiempo estos equipos se han ido renovando y perfeccionando, es por ésto que el ingeniero en la actualidad debe estar a la vanguardia en el área donde esté laborando, por medio de cursos de actualización y especialización. El crecimiento del mercado existente para los productores del petróleo y el desarrollo económico general del mundo, requiere que el personal tenga el compromiso de superación de un mayor número de profesionales que laboran en la industria petrolera.

La evaluación de las consideraciones hidráulicas en un sistema de bombeo o compresión, para recibir más atención que los diversos factores económicos que son parte inseparable en todo problema de bombeo o compresión desde el punto de vista del usuario de una bomba o compresora, ambos son factores de primordial importancia. Una vez que se ha elegido un tipo y clase adecuados de una bomba o compresora para una aplicación dada, el ingeniero se encuentra con que debe tomar todavía varias decisiones. Estas se relacionan con el costo inicial de la bomba o compresora y su motor, costos de instalación y operación, vida estimada de la unidad, su costo probable de mantenimiento, la recuperación de la inversión en la unidad, la recuperación de la inversión y el valor posible de salvamento si existe, de la unidad y su motor.

Esperamos que el presente trabajo pueda servir como una guía de consulta general para los estudiantes que cursan la carrera de Ingeniero Petrolero en las aulas de nuestra Facultad.

BIBLIOGRAFIA

- Termodinámica de las Turbomaquinas S.L. Dixon
Mecánica de Fluidos
Editorial Dossat, S.A.

- Bombas Centrífugas Igor J. Karassik, Roy Carter
Compañía Editorial Continental S.A.
Mex.

- Petroleum Production Engineering Compañía Editorial Continental S.A. Lester Charles Uren

- Bombas Teoría y Diseño y Aplicaciones Manuel Viejo
Zubicaray Editorial Limusa

- Compresoras Delaval para la Industria del Petróleo y del Gas del mundo entero
Transamerica Delaval Inc.

- Oleoductos y Gasoductos
Petroleos Mexicanos

- Tecnología de la perforación de pozos petroleros Mccray
Cole Editorial Continental

- Compresores selección, operación y mantenimiento
Richard Green Editorial Continental S.A.D