



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE  
MÉXICO**

---

---

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
CUAUTITLÁN**

**SELECCIÓN DE EQUIPO DE BOMBEO CENTRÍFUGO  
IMPULSADO POR MOTOR ELÉCTRICO PARA MANEJO DE  
HIDROCARBUROS.**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

**INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

P R E S E N T A :

**LUIS ALBERTO CAMPOS BARCENAS**

ASESOR:

M. en I. FELIPE DÍAZ DEL CASTILLO RODRÍGUEZ

CUAUTITLÁN IZCALLI, ESTADO DE MÉXICO.

2013



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN  
UNIDAD DE ADMINISTRACIÓN ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXÁMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.  
FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLÁN

ASUNTO: VOTO APROBATORIO



DRA. SUEMI RODRÍGUEZ ROMO  
DIRECTORA DE LA FES CUAUTITLÁN  
PRESENTE

ATN: L.A. ARACELI HERRERA HERNÁNDEZ  
Jefa del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la FES Cuautitlán.

Con base en el Reglamento General de Exámenes, y la Dirección de la Facultad, nos permitimos a comunicar a usted que revisamos LA TESIS:

“Selección de Equipo de Bombeo Centrífugo Impulsado por Motor Eléctrico Para Manejo de Hidrocarburos”.

Que presenta el pasante: CAMPOS BARCENAS LUIS ALBERTO

Con número de cuenta: 40807649-4 para obtener el Título de: Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE

“POR MI RAZA HABLARA EL ESPÍRITU”

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 21 de Junio de 2013.

PROFESORES QUE INTEGRAN EL JURADO

	NOMBRE	FIRMA
PRESIDENTE	Ing. Javier Hernández Vega	
VOCAL	M.I. Felipe Díaz del Castillo Rodríguez	
SECRETARIO	Ing. Eusebio Reyes Carranza	
1er SUPLENTE	Dr. Rolando Cortés Montes de Oca	
2do SUPLENTE	Ing. Ernesto Alfonso Ramírez Orozco	

NOTA: los sinodales suplentes están obligados a presentarse el día y hora del Examen Profesional (art. 127).

HHA/Vc

## **AGRADECIMIENTOS.**

- A DIOS:** Por darme la salud y fortaleza necesaria para llegar a este momento tan importante en mi vida.
- A MI PADRE:** **Noel Campos Solís**, por creer en mí y apoyarme en todo momento de mi vida y de mi carrera, a ti te debo todo lo que soy ahora, este logro también es tuyo, muchas gracias por ayudarme a llegar a la meta.
- A MI MADRE:** **Paula Barcenás Luna**, por tus consejos y los ánimos a seguir adelante, jamás tendré con que pagarte todo el amor y apoyo que me brindas, tu formas parte de este logro y espero que así lo sientas.
- A MIS HERMANOS** **Fabiola Campos Barcenás y Osvaldo Campos Barcenás**, por su entusiasmo y porque me ayudan siempre y me apoyan en todas mis decisiones, este trabajo se los dedico a ustedes también.
- A MIS PROFESORES** Y a mí asesor de tesis, **M.I. Felipe Díaz del Castillo** por su apoyo y conocimiento a lo largo de mi trayectoria escolar y en la elaboración de esta tesis.
- A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO** Por darme las herramientas para enfrentar la vida, jamás olvidaré de dónde vengo y espero recompensar en un futuro a mi querida casa de estudios.
- AL INSTITUTO MEXICANO DEL PETRÓLEO** Y a los ingenieros **Leticia Valentina Chávez Sánchez, Alberto Romero Serrano y Armando Medina Segoviano** por ofrecerme apoyo, conocimiento y la primera oportunidad para demostrar mis capacidades. Ustedes creyeron en mí y eso jamás lo olvidaré.

# ÍNDICE

	Página
OBJETIVOS.....	1
INTRODUCCIÓN.....	2
RESUMEN.....	4

## CAPÍTULO 1

### FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

1.1. Principios de hidráulica.....	6
1.1.1. Bombas hidráulicas.....	6
1.1.2. Fluido.....	6
1.1.3. Densidad específica, Peso específico y Gravedad específica.....	7
1.1.4. Caudal.....	8
1.1.5. Presión.....	8
1.1.6. Columna.....	9
1.1.7. Elevación estática de succión.....	11
1.1.8. Columna estática de succión.....	11
1.1.9. Columna estática de descarga.....	12
1.1.10. Columna estática total.....	12
1.1.11. Columna de presión.....	12
1.1.12. Columna de fricción (pérdidas en tuberías).....	13
1.1.13. Columna de velocidad.....	13
1.1.14. Teorema de Bernoulli y su relación con la columna diferencial (total) del sistema.....	14
1.1.15. Presión de Vapor.....	18
1.1.16. Viscosidad.....	18
1.1.16.1. Viscosidad Dinámica ( $\mu$ ).....	19
1.1.16.2. Viscosidad Cinemática ( $\nu$ ).....	19
1.1.17. NPSH.....	20
1.1.17.1. NPSH requerido ( $NPSH_r$ ).....	20
1.1.17.2. NPSH disponible ( $NPSH_d$ ).....	21
1.1.18. Potencias.....	23

1.1.19.	Leyes de semejanza .....	25
---------	--------------------------	----

## **CAPÍTULO 2**

### **EQUIPOS DE BOMBEO.**

2.1.	Clasificación de las bombas. ....	27
2.2.	Bombas de Desplazamiento Positivo. ....	29
2.2.1.	Bombas reciprocantes. ....	31
2.2.2.	Bombas rotatorias. ....	33
2.2.2.1.	Bomba de aspas. ....	34
2.2.2.2.	Bombas de elementos flexibles. ....	34
2.2.2.3.	Bomba de engranes. ....	35
2.2.2.4.	Bomba de lóbulos. ....	35
2.2.2.5.	Bomba de tornillo. ....	36
2.3.	Bombas Centrífugas. ....	37
2.3.1.	Curvas características. ....	37
2.3.2.	Curvas de velocidades variables. ....	40
2.3.3.	Curvas con impulsores de distinto diámetro. ....	41
2.3.4.	Cobertura Hidráulica. ....	42

## **CAPÍTULO 3**

### **BOMBAS CENTRÍFUGAS EN LA INDUSTRIA PETROLERA.**

3.1.	Bombas. ....	44
3.2.	Bombas en voladizo. ....	45
3.2.1.	Bomba OH1 .....	45
3.2.2.	Bomba OH2. ....	46
3.2.3.	Bomba OH3. ....	48
3.2.4.	Bomba OH4. ....	50
3.2.5.	Bomba OH5. ....	52
3.2.6.	Bomba OH6. ....	53
3.3.	Bombas montadas entre cojinetes. ....	55
3.3.1.	Bomba BB1 .....	55
3.3.2.	Bomba BB2. ....	56

3.3.3.	Bomba BB3. ....	57
3.3.4.	Bomba BB4. ....	58
3.3.5.	Bomba BB5. ....	59
3.4.	Bombas verticalmente suspendidas.....	60
3.4.1.	Bomba VS1.....	61
3.4.2.	Bomba VS2.....	62
3.4.3.	Bomba VS3.....	63
3.4.4.	Bomba VS4.....	64
3.4.5.	Bomba VS5.....	66
3.4.6.	Bomba VS6.....	66
3.4.7.	Bomba VS7.....	67

## **CAPÍTULO 4**

### **PARTES Y REQUERIMIENTOS DE LA BOMBA DE ACUERDO A NORMATIVIDAD.**

4.1.	Impulsor.....	69
4.2.	Coples.....	70
4.2.1.	Cople Flexible.....	71
4.2.2.	Cople Rígido.....	71
4.2.3.	Guardacople.....	72
4.3.	Boquillas y conexiones.....	73
4.4.	Sellos mecánicos.....	73
4.4.1.	Categoría, arreglo y tipo de sellos.....	75
4.4.2.	Planes de enfriamiento y lubricación al sello.....	77
4.5.	Cojinetes.....	81
4.5.1.	Cojinetes antifricción.....	82
4.5.1.1.	Cojinetes de bolas.....	82
4.5.1.2.	Cojinetes de rodillos cilíndricos.....	83
4.5.1.3.	Cojinetes de rodillos cónicos.....	85
4.5.2.	Cojinetes hidrodinámicos.....	85
4.6.	Lubricación a los cojinetes de la bomba y el motor.....	86
4.6.1.	Lubricación con anillo de aceite.....	87
4.6.2.	Lubricación por niebla de aceite.....	88

4.7.	Enfriamiento a cojinetes.....	95
4.8.	Anillos de desgaste.....	97
4.9.	Materiales.....	98
4.10.	Bases de montaje.....	104
4.11.	Desviación del punto de operación con respecto al punto de máxima eficiencia (BEP). .....	106
4.12.	Requerimientos adicionales.....	106

## **CAPÍTULO 5**

### **SELECCIÓN DEL EQUIPO DE BOMBEO.**

5.1.	Información general de la refinería.....	108
5.2.	Caso 1: Bomba para manejo de condensados.....	109
5.2.1.	Condiciones de operación.....	109
5.2.2.	Preselección de bomba.....	114
5.2.3.	Materiales.....	134
5.2.4.	Orientación y tamaño de bridas.....	135
5.2.5.	Clasificación de áreas peligrosas.....	136
5.2.6.	Selección de los sellos.....	138
5.3.	Caso 2: Bomba para manejo de Nafta Pesada con caudal variable.....	139
5.3.1.	Soluciones.....	140
5.3.2.	Evaluación de soluciones.....	141
5.3.3.	Selección de la bomba.....	142
5.3.4.	Solución Final.....	152
5.3.5.	Selección Final.....	154

## **CAPÍTULO 6**

### **SELECCIÓN DEL MOTOR Y DIMENSIONAMIENTO DEL EQUIPO**

6.1.	Motores IEC y NEMA.....	156
6.2.	Tipo de enclaustramiento en un motor.....	157
6.3.	Clases de aislamiento.....	158
6.4.	Requisitos de eficiencia.....	159

6.5.	Selección de la potencia, número de polos y eficiencia mínima del motor eléctrico para los casos 1 y 2.....	161
6.6.	Dimensionamiento del motor para el caso 1 y 2. ....	162
6.7.	Dimensionamiento de la bomba para el caso 1 y 2. ....	165
6.8.	Dimensiones y pesos finales.....	169
6.9.	Llenado de Hojas de Datos.....	171
DISCUSIÓN.....		172
CONCLUSIONES.....		173
BIBLIOGRAFÍA.....		175
GLOSARIO.....		176
ANEXOS.....		178
ANEXO A. Hojas de datos. ....		178
ANEXO B. Selección de bridas ANSI.....		181
ANEXO C. Tabla de selección de materiales de acuerdo al servicio. ....		183
ANEXO D. Clase de Materiales y sus Abreviaturas. ....		185
ANEXO E. Especificación de materiales para partes de bomba. ....		189
ANEXO F. Dimensiones de bases estándar. ....		193

## **OBJETIVOS.**

- Estudiar los elementos que componen un equipo de bombeo y su papel en la industria de refinación de petróleo.
- Conocer el tipo de normas que se manejan en la industria mexicana petrolera.
- Mostrar la importancia de una buena selección de bomba para manejo de hidrocarburos.
- Realizar selecciones de equipo de bombeo con todos sus componentes y con distintos fabricantes de acuerdo a la normatividad internacional y nacional vigente.

## INTRODUCCIÓN.

Existen máquinas que debido a su funcionamiento y a su importancia se han convertido en equipos indispensables para uso industrial o incluso doméstico. Este es el caso de las bombas hidráulicas que nos permiten trasladar fluidos de un punto a otro por medio de la transformación de energía mecánica en energía hidráulica.

Hoy en día las aplicaciones industriales de las bombas hidráulicas son muchas y muy variadas, estos equipos tienen un gran uso en la industria alimenticia, papelera, química, textil, minera, entre muchas otras, y en esta ocasión enfocaremos nuestro estudio a una industria tan importante en México como es la industria petrolera que permite la transformación y aprovechamiento de los recursos naturales y contribuye en gran medida al progreso y desarrollo del país.

El procesamiento del petróleo crudo y del gas asociado se ha incrementado a nivel mundial en los últimos años como resultado del crecimiento de la población que demanda mayor cantidad de combustibles y lubricantes, y del desarrollo de tecnologías que permitan el procesamiento de los hidrocarburos para la generación de productos de alto valor agregado de origen petroquímico, y es preciso mencionar que los equipos de bombeo se encuentran presentes en muchos de los procesos que se utilizan para este fin.

Existe mucha y muy buena información que muestra el funcionamiento y diseño de una bomba centrífuga, los fabricantes de estos equipos ofrecen gran cantidad de catálogos para sectores industriales específicos que fácilmente pueden llegar a confundir al ingeniero por la amplia gama de modelos y configuraciones existentes. Esta es una de las razones por la que se ha creado normatividad internacional para bombas centrífugas en la industria petrolera y de gas como el código ANSI/API Standard 610 y la norma ISO 13709. En el caso específico de México, la empresa pública paraestatal Petróleos Mexicanos y Organismos Subsidiarios (PEMEX) emite normas de referencia para adquirir, arrendar o contratar bienes o servicios.

Lamentablemente, aún con toda la literatura y normatividad disponible, para muchos ingenieros la aplicación y selección de bombas es todavía un tema confuso. En base a lo anterior, se puede justificar la necesidad de estudiar las máquinas de bombeo con el fin de facilitar la correcta selección de estos equipos incluyendo bomba, accesorios y equipo accionador, apoyándonos en las herramientas informáticas que actualmente los fabricantes ponen a disposición del usuario,

evitando así, daños en el equipo o alteraciones en el proceso que deriven también en gastos excesivos por mala operación o simplemente porque la bomba, en consecuencia de una mala selección, se encuentra trabajando de manera ineficiente.

Aunque no se planea transformar esta tesis en una guía estricta de selección de equipos de bombeo, se desea que el lector encuentre en estas páginas un apoyo que le permita conocer los procedimientos de cálculo, selección y adquisición de estos equipos desde la etapa de desarrollo de la planta, o en su defecto, en una etapa de reconfiguración de la misma. Hay que resaltar que aunque las bombas que estudiaremos en esta ocasión son diseñadas para la industria del petróleo y gas, gran parte de los conceptos y procedimientos de selección no se limitan únicamente a este tipo de industria, el lector puede aplicar lo descrito en esta tesis en otras de las muchas aplicaciones que las bombas tienen en distintos sectores.

## RESUMEN.

El alcance de esta tesis consiste en la selección de equipo de bombeo (bomba y motor) con sus sistemas de enfriamiento y lubricación a sellos, enfriamiento a cojinetes, base, pruebas, inspecciones y características en general que debe cumplir el equipo para que pueda ser instalado en cualquier planta de procesamiento de hidrocarburos en México.

En el capítulo 1 se abordan conceptos fundamentales de hidráulica, conceptos que es necesario conocer acerca de las bombas, además, desde este primer capítulo se incluyen fórmulas que servirán en capítulos posteriores (capítulo 5) para realizar el procedimiento de selección y cálculo de los equipos. Esta es la base teórica de esta tesis por lo que es de suma importancia que las fórmulas y conceptos fundamentales queden bien comprendidos por el lector.

El capítulo 2 contiene información de las bombas en general y se estudia la clasificación que más se utiliza para estos equipos, se habla de las diferencias entre una bomba reciprocante y una bomba centrífuga, y también se mencionan ventajas y limitaciones importantes de cada tipo. Para cada tipo de bomba ya sea reciprocante o centrífuga se incluyen ilustraciones de diseños actuales de varios fabricantes con la finalidad de que el lector identifique las partes constitutivas de estos equipos y al mismo tiempo entienda su funcionamiento. Uno de los puntos destacables del capítulo 2 es que se incluye dentro del mismo, el tema de las curvas características de las bombas centrífugas, este tema es de los más importantes de esta tesis, ya que a partir de las curvas, el ingeniero mecánico selecciona la bomba más adecuada en cuanto a funcionamiento, por esta razón, se incluyen gráficos de curvas reales en todas sus modalidades para su mejor entendimiento.

A partir del capítulo 3 nos adentramos en el mundo de la industria del petróleo introduciendo la clasificación de las bombas API (Bombas que cumplen con la normatividad internacional de bombas para manejo de hidrocarburos), en este tema se muestran los tipos de bombas horizontales en que los fabricantes basan sus diseños para cumplir con los requerimientos del cliente y de la industria en cuestión, y es precisamente en el capítulo 4 donde se conocerán los requerimientos específicos del cliente, en este caso de PEMEX. Dichos requerimientos deben tomarse en cuenta en la preselección de la bomba, algunos de ellos tiene que ver con la seguridad operacional de los equipos y algunos otros son a conveniencia de PEMEX basados en

la experiencia que la paraestatal ha adquirido a lo largo de muchos años y que se describen a través de la norma de referencia *NRF-050-PEMEX-2007*.

El capítulo 5 es el tema central de estudio, en este capítulo, se realiza en primer lugar, preselecciones de bombas con distintos fabricantes para después evaluarlos y seleccionar el modelo y tipo adecuado de acuerdo al servicio y condiciones para el que se eligió. Los casos que se estudiarán fueron cuidadosamente seleccionados, de tal manera que se involucren distintas variables que se pueden presentar en el análisis de un problema de bombas.

El primer caso consiste en encontrar una bomba para manejo de condensado que se instalará en una planta nueva, en este caso aunque no es hidrocarburo, la importancia de esta bomba radica en el hecho de seleccionar adecuadamente los materiales, sellos, pruebas, y equipo auxiliar que cumplan con el proceso y con la normatividad.

El segundo caso es muy interesante, la razón es que se pone a prueba el criterio del ingeniero mecánico al presentarse un proceso donde se requiere una bomba que demanda caudales variables y carga constante en todo momento, se proponen 4 posibles soluciones para este problema, y se evalúa cada una para que al final, se llegue a la solución más viable y económica a mediano y largo plazo.

Para finalizar, en el capítulo 6, se seleccionará la potencia adecuada del motor que impulsará a las bombas que se seleccionaron en el capítulo 5 y se estimarán tanto pesos como dimensiones del motor y de la bomba, esto con el fin de dar las herramientas al ingeniero civil para el dimensionamiento y diseño de la planta (si se tratase de una planta nueva).

# CAPÍTULO 1

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

### 1.1. Principios de hidráulica.

Para analizar un proyecto de ingeniería en cualquier campo, es necesario tener bases de conocimiento bien establecidas para atacar los problemas a los que el ingeniero tendrá que dar solución. Por esta razón, resulta útil recordar algunos de los conceptos básicos de hidráulica que son aplicados en equipos dinámicos hidráulicos como son las bombas.

De ninguna manera se desea convertir el capítulo entero en un glosario de términos, o una recopilación de conceptos, la finalidad del capítulo es darle las herramientas que el lector necesita para la comprensión y resolución de problemas de bombas que se presentan en la industria petrolera, por lo que sobra decir que el entendimiento de este capítulo es fundamental para lograr los objetivos planteados.

#### 1.1.1. Bombas hidráulicas.

Para el propósito de esta tesis resulta útil comenzar por definir a la bomba hidráulica, de esta manera, una bomba es una máquina hidráulica capaz de transportar un fluido de un punto a otro por medio de la transformación de energía mecánica en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad, tal fluido puede ser agua, pulpas o en este caso hidrocarburos.

#### 1.1.2. Fluido.

Un fluido es aquella sustancia que adopta la forma del recipiente que lo contiene. Los líquidos y los gases cumplen con esta definición (*Figura 1.1*), las máquinas que impulsan fluidos en estado líquido se conocen como bombas y aquellas que impulsan gases son llamados compresores. La diferencia entre ambos obedece a propiedades únicas que se verán más adelante.



**Figura 1.1. Comportamiento de un fluido dentro de un recipiente.**

Un fluido ideal es aquel en el cual la viscosidad es nula, es decir entre sus moléculas no se producen fuerzas de roce tangenciales <sup>(1)</sup>.

En la práctica se toma a los líquidos como fluidos incompresibles donde su volumen no varía en función de la presión, aunque se sabe que esto no es del todo cierto, ya que los fluidos también se comprimen aunque en menor medida comparándolos con los gases, por lo tanto, en el caso de fluidos gaseosos no se puede usar un estudio parecido a los líquidos ya que los gases son sustancias compresibles y su estudio es distinto.

### **1.1.3. Densidad específica, Peso específico y Gravedad específica.**

La densidad específica ( $\rho$ ) es función de la temperatura y de la presión, expresa la masa por unidad de volumen que ella ocupa. La variación de la densidad específica de los líquidos es muy pequeña, salvo a muy altas presiones. Las unidades más utilizadas son:  $kg/m^3$  (SI),  $kg/dm^3$  y  $lb/ft^3$ .

$$\rho = \frac{\text{masa}}{\text{Volumen}} \rightarrow (1.1)$$

El peso específico ( $\gamma$ ) de una sustancia es el peso de la misma por la unidad de volumen que ella ocupa, es función de la temperatura y de la presión aunque en los líquidos no varía prácticamente con esta última. Las unidades más utilizadas son:  $N/m^3$ ,  $kg_f/m^3$ ,  $kg_f/dm^3$  y  $lb_f/ft^3$ .

$$\gamma = \frac{\text{peso}}{\text{Volumen}} \rightarrow (1.2)$$

Recordando que el peso es el producto de la masa por la aceleración de la gravedad se determina una relación entre el peso y la gravedad específica:

$$\gamma = \frac{m g}{\text{Volumen}} = \frac{\text{masa}}{\text{Volumen}} g \rightarrow (1.3)$$

$$\gamma = \rho g \rightarrow (1.4)$$

Normalmente en la selección de un equipo de bombeo para cualquier otro fluido que no sea agua se utiliza el valor de la densidad específica o de la gravedad específica también llamada densidad relativa, para obtener una relación entre el líquido manejado y el líquido de referencia, de esta manera, se puede definir a la gravedad específica de un líquido como la razón entre el peso específico o densidad específica de esa sustancia y el peso específico o densidad específica de una sustancia padrón de referencia. Normalmente la sustancia de referencia es agua a la presión atmosférica y a una temperatura de 4°C, pero en el caso de la industria petrolera las normas API señalan que la temperatura de referencia para el agua debe ser 15°C (59°F), de esta forma la gravedad específica es:

$$sg = \frac{\gamma_{Sustancia}}{\gamma_{H2O \text{ a } 15^{\circ}C}} \quad \text{ó} \quad \frac{\rho_{Sustancia}}{\rho_{H2O \text{ a } 15^{\circ}C}} \rightarrow (1.5)$$

En algunas áreas de la industria se puede encontrar la gravedad específica expresada en grados, en el caso de la Industria Petroquímica se puede encontrar como grados API que se convierten en valores de gravedad específica con el uso de tablas, sin embargo, para propósitos de esta tesis, todos los valores de gravedad específica serán expresados como un valor adimensional que se obtiene de los cocientes de peso específico o gravedad específica ya mencionados.

#### 1.1.4. Caudal.

El caudal Q (flujo volumétrico) es el volumen de líquido suministrado por la bomba, por unidad de tiempo <sup>(2)</sup>. Las unidades comúnmente empleadas son los litros por minuto (l/min), litros por segundo (l/s), metros cúbicos por hora (m<sup>3</sup>/h), galones por minuto (gpm) entre otras.

#### 1.1.5. Presión.

La presión es la fuerza que ejerce, en este caso, un fluido sobre una unidad de área:

$$P = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}} \rightarrow (1.6)$$

Las unidades más utilizadas son: *kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup>*, *bar*, *psi*, *pascal*, *atmósfera* y *mm Hg*. En la práctica, los kilogramos sobre centímetro cuadrado (*kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup>*) son utilizados en casi todos los equipos, el uso de esta unidad tiene que ver más con la práctica y costumbre de las personas que operan las

bombas, los ingenieros también se han acostumbrado al uso de los kilogramos sobre centímetro cuadrado como unidad estándar, y aunque los psi y el bar son unidades también utilizadas con frecuencia, en esta tesis se trabajará con las unidades más utilizadas en México.

En los problemas de bombas, generalmente se consideran tres tipos de presión; absoluta, barométrica, y de columna (manométrica) <sup>(2)</sup>. Aun cuando en muchos problemas de bombeo es posible trabajar en función de presiones de columna, algunos ingenieros prefieren trabajar con presiones absolutas, la decisión de utilizar una u otra depende de la experiencia o preferencias personales.

### 1.1.6. Columna.

Una columna de agua u otro líquido en un tubo vertical desarrolla una cierta presión sobre la superficie horizontal en el fondo del tubo. Esta presión puede expresarse en  $kg_f/cm^2$ , o como el número de metros de líquido que ejerce una presión igual sobre la misma superficie. La altura de columna del líquido que produce la presión en cuestión se conoce como columna sobre la superficie. El peso del líquido que actúa sobre la superficie es lo que produce la presión <sup>(2)</sup>.

El concepto de *columna* (también conocido como carga) es muy importante en las bombas, generalmente las gráficas y datos de los fabricantes son expresadas bajo este término y es fundamental manejar ambos. Para convertir  $kg_f/cm^2$  a *metros columna de líquido* se realiza el siguiente análisis.

$$H = \frac{P}{\rho g} \quad \rightarrow \quad (1.7)$$

Dónde:

- H = columna
- P = presión
- $\rho$  = densidad del líquido manejado
- g = aceleración de la gravedad

Se sabe que el peso específico es igual al producto de la densidad específica por la aceleración de la gravedad;  $\gamma = \rho g$  (ecuación 1.4), por lo que se simplifica la ecuación 1.7 a la siguiente:

$$H = \frac{P}{\gamma_{Sustancia}} \rightarrow (1.8)$$

El peso específico ( $\gamma$ ) es característico del líquido a bombear, pero normalmente se utiliza la gravedad específica ( $sg$ ) para este propósito, por lo que resulta conveniente dejar la ecuación anterior en función de este término, despejando el peso específico de la sustancia a manejar de la ecuación 1.5:

$$\therefore \gamma_{Sustancia} = sg (\gamma_{H2O \text{ a } 15^\circ C}) \rightarrow (1.9)$$

Sustituyendo la ecuación 1.9 en la ecuación 1.8:

$$\therefore H = \frac{P}{sg (\gamma_{H2O \text{ a } 15^\circ C})} \rightarrow (1.10)$$

Se sabe que el peso específico depende en gran medida de la temperatura, para  $15^\circ C$  (temperatura a la que se debe calcular de acuerdo a API) el agua tiene un peso específico de  $9,798 \text{ N/m}^3$ :

$$H = \frac{P}{sg \left(9,798 \frac{N}{m^3}\right)} \rightarrow (1.11)$$

Para simplificar el procedimiento de cálculo en las selecciones de bombas del capítulo 5, se realiza un análisis dimensional para adecuar la fórmula a las necesidades planteadas.

Análisis dimensional:

$$H = \frac{\frac{kg_f}{cm^2} \left(\frac{9.807 N}{1 kg_f}\right) \left(\frac{100^2 cm^2}{1 m^2}\right)}{sg \left(9,798 \frac{N}{m^3}\right)} \rightarrow (1.12)$$

Resolviendo:

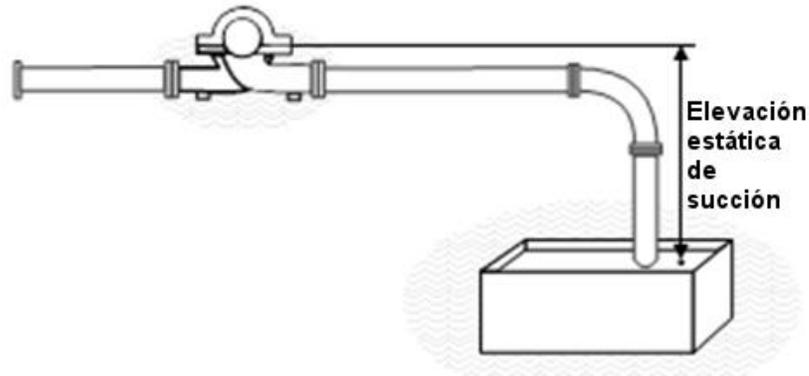
$$H = \frac{P (10.01)}{sg} \rightarrow (1.13)$$

Dónde:

- H es expresada en metros
- P es expresada en  $kg_f/cm^2$

### 1.1.7. Elevación estática de succión.

Es la distancia vertical, en metros, del nivel de suministro de líquido y la línea de centros de la bomba, encontrándose la bomba arriba del nivel de suministro <sup>(2)</sup>. Las distancias horizontales no se consideran (*Figura 1.2*).

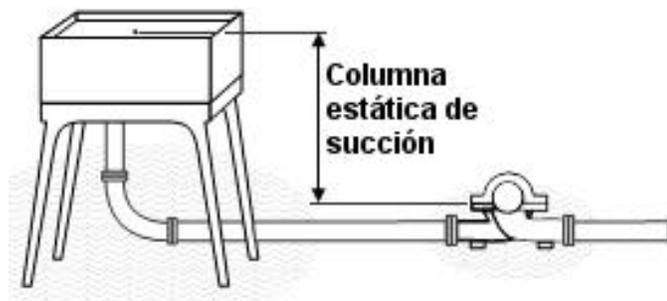


*Figura 1.2. Elevación estática de succión.*

También se le conoce como carga estática de succión negativa pero a fin de distinguir los términos se manejará como elevación cuando el tanque o depósito de succión se encuentra por debajo de la línea de centros de la bomba, en caso contrario (tanque por encima de la línea de centros de la bomba), se llamará carga o columna.

### 1.1.8. Columna estática de succión.

Es la distancia vertical en metros, entre el nivel de suministro de líquido y la línea de centros de la bomba pero en este caso la bomba se encuentra por debajo del nivel del tanque o depósito de suministro (*Figura 1.3*).



*Figura 1.3. Columna estática de succión*

Se trata de una succión positiva y este tipo de configuración es el más común en refinerías, ya que al tratarse de una planta con equipos como tanques o separadores, las bombas se instalan por debajo del nivel de los mismos. Los casos que se cubrirán en esta tesis son de este tipo, por lo que la configuración que se utilizará es; tanque elevado y bomba instalada por debajo del mismo.

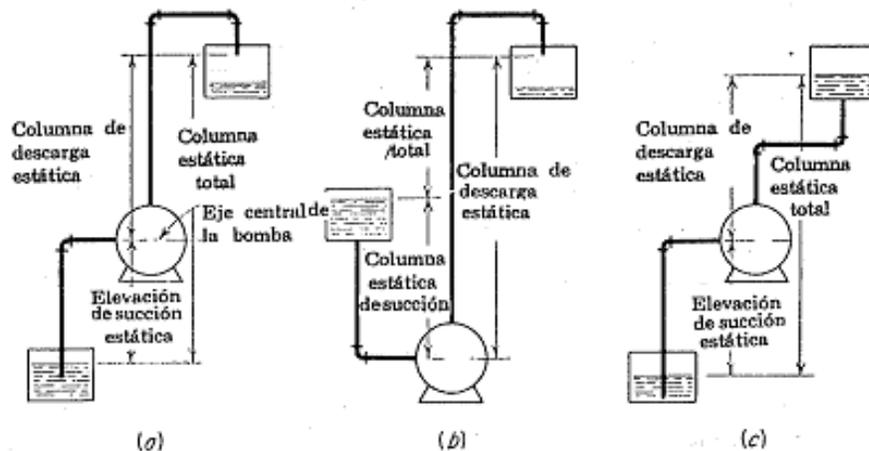
### 1.1.9. Columna estática de descarga.

Es la distancia vertical en metros, de la línea de centros de la bomba al punto donde llegará el líquido, que puede ser un tanque u otro recipiente (*Figura 1.4*).

### 1.1.10. Columna estática total.

Es la distancia vertical en metros, entre el nivel de suministro y el nivel de descarga del líquido (*Figura 1.4*):

$$\text{Columna estática total: } (Z_{\text{descarga}} - Z_{\text{succión}}) \rightarrow (1.14)$$



*Figura 1.4. Términos de columna estática*

### 1.1.11. Columna de presión.

Es la diferencia de presión existente entre los depósitos de descarga y succión. Esta expresión solo es aplicable en depósitos cerrados. Para depósitos abiertos, esta expresión puede ser considerada como nula <sup>(1)</sup>.

Esta columna se puede representar a través de la siguiente fórmula considerando que la presión en la descarga siempre será mayor a la presión de succión:

$$\frac{P_{Dd} - P_{Ds}}{\gamma} \rightarrow (1.15)$$

Dónde:

- $P_{Dd}$  = Presión en el depósito de descarga
- $P_{Ds}$  = Presión en el depósito de succión
- $\gamma$  = Peso específico

Debido a que la mayoría de los equipos de refinería succionan y descargan a depósitos cerrados, este concepto es muy importante y debe tenerse en cuenta para futuros cálculos.

#### **1.1.12. Columna de fricción (pérdidas en tuberías).**

Se mide en metros de líquido, y es la columna equivalente necesaria para vencer la resistencia de tuberías, válvulas y aditamentos del sistema de bombeo como codos, “Tes”, reducciones, ampliaciones, o instrumentos de medición. Se presenta tanto en la descarga como en la succión y varía de acuerdo a la velocidad del líquido, tamaño y la condición en que se encuentre la tubería, así como características del líquido.

Existen métodos para calcular la carga por fricción cuando se diseña un sistema, este estudio escapa al alcance de esta tesis, sin embargo, los datos que se utilizarán en el capítulo 5 ya incluyen estas pérdidas que son evaluadas y calculadas por la persona encargada del diseño de la planta.

#### **1.1.13. Columna de velocidad.**

Es la diferencia entre la carga de velocidad del fluido en el depósito de succión y en el depósito de descarga. Esta altura se puede representar a través de la ecuación:

$$\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \rightarrow (1.16)$$

Dónde:

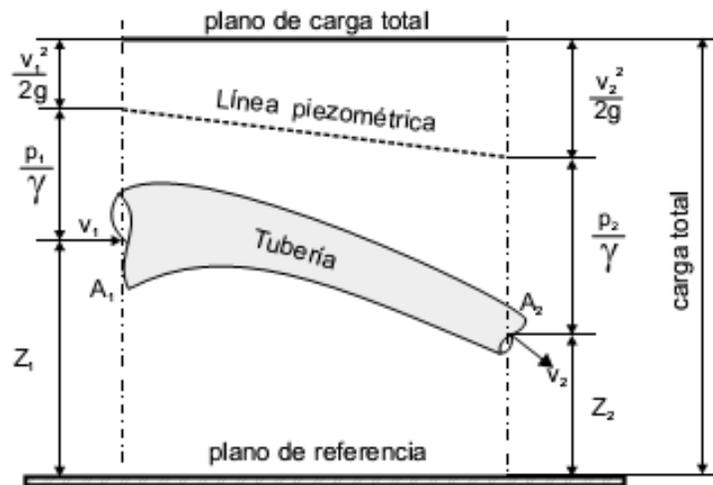
- $v_s$  = velocidad en la succión
- $v_d$  = velocidad en la descarga
- $g$  = aceleración debida a la gravedad

En la práctica, esta expresión puede ser despreciada.

#### 1.1.14. Teorema de Bernoulli y su relación con la columna diferencial (total) del sistema.

El teorema de Bernoulli es uno de los más importantes de la hidráulica y representa un caso particular del principio de conservación de la energía. <sup>(1)</sup>.

“La energía no se crea ni se destruye, solo se transforma”, esto es básicamente lo que establece el teorema de Bernoulli, considerándose como hipótesis un flujo permanente de un líquido perfecto, sin recibir o entregar energía y sin intercambiar calor, bajo estas condiciones la energía total es la suma de la columna de presión (energía de presión), columna de velocidad (energía cinética) y la columna estática total, que como ya se estudió, es la diferencia de cotas entre el nivel de succión y descarga (energía potencial), *Figura 1.5*.



*Figura 1.5. Teorema de Bernoulli aplicado a un líquido perfecto*

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \quad \rightarrow \quad (1.17)$$

En la ecuación anterior, se considera el teorema de Bernoulli de un líquido perfecto a través de una tubería, sin contemplar el efecto de las pérdidas de energía, producto de la viscosidad y del

roce del líquido con las paredes. Para que se pueda trabajar con estos conceptos en el sistema de bombeo resulta necesario adaptar el Teorema de Bernoulli introduciendo las pérdidas mencionadas:

$$\frac{P_{Ds}}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2g} + Z_s - Hp_s = \frac{P_{Dd}}{\gamma} + \frac{v_d^2}{2g} + Z_d + Hp_d \quad \rightarrow \quad (1.18)$$

Dónde:

- $P_{Ds}$  = Presión en el tanque de succión.
- $P_{Dd}$  = Presión en el tanque de descarga.
- $v_s$  = Velocidad del líquido en la tubería de succión
- $v_d$  = Velocidad del líquido en la tubería de descarga
- $Z_s$  = Nivel del líquido en el tanque de succión con respecto a la línea de centros de la bomba.
- $Z_d$  = Nivel del líquido en el tanque de descarga con respecto a la línea de centros de la bomba.
- $Hp_s$  = Pérdidas en la tubería de succión
- $Hp_d$  = Pérdidas en la tubería de descarga

Nótese el signo negativo de  $Hp_s$  que denota la pérdida de energía del líquido a causa de válvulas y accesorios así como del roce con las paredes de la tubería. El signo positivo de  $Hp_d$  indica el extra de energía que debe de proporcionar la bomba para vencer todas las pérdidas en la descarga.

La primera parte de la fórmula representa la columna total en la succión:

$$H_s = \frac{P_{Ds}}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2g} + Z_s - Hp_s \quad \rightarrow \quad (1.19)$$

Con la segunda parte se puede calcular la columna total en la descarga:

$$H_d = \frac{P_{Dd}}{\gamma} + \frac{v_d^2}{2g} + Z_d + Hp_d \quad \rightarrow \quad (1.20)$$

La carga diferencial (columna diferencial) es la diferencia entre la columna total de descarga menos la columna total de succión:

$$H_{dif} = H_d - H_s \quad \rightarrow \quad (1.21)$$

Sustituyendo la ecuación 1.19 y 1.20 en la ecuación 1.21:

$$H_{dif} = \left( \frac{P_{Dd}}{\gamma} + \frac{v_d^2}{2g} + Z_d + Hp_d \right) - \left( \frac{P_{Ds}}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2g} + Z_s - Hp_s \right) \quad \rightarrow \quad (1.22)$$

Uniendo términos semejantes:

$$H_{dif} = \frac{P_{Dd} - P_{Ds}}{\gamma} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + (Z_d - Z_s) + (Hp_d + Hp_s) \quad \rightarrow \quad (1.23)$$

*Energía de presión + Energía cinética + Energía potencial + Pérdidas*

En la práctica se puede ir simplificando esta ecuación, de la siguiente manera:

Ya se mencionó que la columna de velocidad  $\left(\frac{v_d^2 - v_s^2}{2g}\right)$  se puede despreciar en la práctica, sin embargo no se dijo cuál era el motivo, a continuación se demuestra este hecho:

El caudal es igual a la velocidad del fluido dentro de la tubería multiplicado por el área transversal por donde está pasando, esto es:

$$Q = v A \quad \rightarrow \quad (1.24)$$

El caudal es un parámetro conocido (dependiendo de la aplicación) y el área de sección transversal también se puede obtener, ya que depende del diseño del sistema de tuberías, lo que interesa ahora es calcular la velocidad.

$$v = \frac{Q}{A} \quad \rightarrow \quad (1.25)$$

Suponiendo un flujo de 50 m<sup>3</sup>/h, un diámetro de tubería en la succión de 8 pulgadas y un diámetro de tubería en la descarga de 6 pulgadas, se puede obtener la columna de velocidad para una tubería circular en ambos puntos (succión y descarga):

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad \rightarrow \quad (1.26)$$

Calculando el área de la tubería de succión:

$$A_s = \frac{\pi \left[ 8 \text{ plg} \left( \frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ plg}} \right) \right]^2}{4} = 0.032429278 \text{ m}^2$$

Para la tubería de descarga donde el área de sección transversal es también circular:

$$A_d = \frac{\pi \left[ 6 \text{ plg} \left( \frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ plg}} \right) \right]^2}{4} = 0.018241469 \text{ m}^2$$

De la ecuación 1.25 se calcula la velocidad en la tubería de succión:

$$v_s = \frac{50 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \left( \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right)}{0.032429278 \text{ m}^2} = 0.42828 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad en la tubería de descarga:

$$v_d = \frac{50 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \left( \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right)}{0.018241469 \text{ m}^2} = 0.76139 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ahora se calcula la columna de velocidad de la ecuación 1.16:

$$\text{Columna de velocidad} = \frac{\left( 0.76139 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 - \left( 0.42828 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 \left( 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)}$$

$$\text{Columna de velocidad} = 0.02 \text{ m}$$

El valor de 0.02 m es muy pequeño considerando que en las refinerías se pueden manejar columnas de más de 500 m, por esta razón, normalmente se desprecia la energía cinética en el cálculo de la columna diferencial.

En las plataformas petroleras las bombas para extracción de crudo se encuentran instaladas en diferentes puntos a lo largo de la tubería vertical, en este caso, la energía potencial (diferencia entre cotas de altura) debe ser considerada para el cálculo, sin embargo, en instalaciones terrestres como complejos petroquímicos, de gas y refinerías a menudo los equipos se encuentran a nivel de suelo con niveles semejantes de líquido en los tanques, en este caso, la energía potencial en la succión y en la descarga puede ser despreciada. De lo contrario la ecuación de Bernoulli se puede expresar de la siguiente forma:

$$H_{dif} = \frac{P_{Dd} - P_{Ds}}{\gamma} + (Z_d - Z_s) + (Hp_d + Hp_s) \quad \rightarrow \quad (1.27)$$

Dejando todo en términos de gravedad específica se utiliza el análisis de la sección 1.1.6.

$$H_{dif} = \frac{(P_{Dd} - P_{Ds}) (10.01)}{sg} + (Z_d - Z_s) + (Hp_d + Hp_s) \quad \rightarrow \quad (1.28)$$

Dónde:

- $H_{dif}$  es la columna diferencial total.
- $sg$  es la gravedad específica del líquido bombeado.

Para finalizar solo se adaptan las ecuaciones 1.19 y 1.20, dejándolas en términos de la gravedad específica y despreciando la carga de velocidad:

$$H_s = \frac{P_{Ds} (10.01)}{sg} + Z_s - Hp_s \quad \rightarrow \quad (1.29)$$

$$H_d = \frac{P_{Dd} (10.01)}{sg} + Z_d + Hp_d \quad \rightarrow \quad (1.30)$$

### 1.1.15. Presión de Vapor.

Todo líquido, a cualquier temperatura arriba de su punto de congelación, ejerce una presión debida a la formación de vapor en su superficie libre. La presión de vapor de un fluido (a una cierta temperatura) es aquella en la que coexisten las fases líquido y vapor.

A esa misma temperatura, cuando se tiene una presión mayor que la presión de vapor, habrá solo fase líquida y cuando existe una presión menor que la presión de vapor, habrá solo fase vapor.

A medida que aumenta la temperatura, la presión de vapor aumenta, así, en caso de que la temperatura se eleve hasta el punto en que la presión de vapor iguale, por ejemplo, a la presión atmosférica, el líquido se vaporizará, dando origen al fenómeno de ebullición.

La presión de vapor tiene una importancia fundamental en el estudio de las bombas, principalmente en los cálculos de *NPSH*, como se verá más adelante.

### 1.1.16. Viscosidad.

La viscosidad es la propiedad del fluido la cual determina la cantidad de resistencia opuesta a las fuerzas cortantes y se debe principalmente a las interacciones entre las moléculas del fluido.

En los líquidos la viscosidad disminuye al aumentar la temperatura, sin embargo, no se ve afectada apreciablemente por las variaciones de presión, caso contrario a los gases en donde la viscosidad del gas aumenta con la temperatura.

La viscosidad solo se manifiesta si hay movimiento, en reposo no existe esfuerzo cortante, por lo tanto no hay efecto de resistencia al mismo.

La ley de la viscosidad de Newton afirma que la tensión de corte es proporcional al gradiente de velocidad como se ve en la siguiente fórmula:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad \rightarrow \quad (1.31)$$

Dónde:

$\tau \rightarrow$  *tensión de corte*

$\mu \rightarrow$  *coeficiente de proporcionalidad*

$\frac{dv}{dy} \rightarrow$  *gradiente de velocidad*

Si el fluido cumple con esta ley se le llama fluido newtoniano de lo contrario se le conoce como fluido no Newtoniano. Todos los fluidos del interés de esta tesis son fluidos Newtonianos.

#### **1.1.16.1. Viscosidad Dinámica ( $\mu$ )**

La viscosidad dinámica también conocida como viscosidad absoluta es el coeficiente de proporcionalidad expresado en la ley de Newton (ecuación 1.31), su símbolo es la letra  $\mu$  (mhu) y las unidades más usadas son el centiPoise (cP) o Poise así como el Pascal por segundo, Pa.s (Sistema Internacional).

#### **1.1.16.2. Viscosidad Cinemática ( $\nu$ )**

La viscosidad cinemática es la relación entre la viscosidad dinámica o absoluta y la densidad de masa:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \rightarrow \quad (1.32)$$

Las unidades más utilizadas son el centiStoke (cSt), Stoke (St) o el m<sup>2</sup>/s (SI).

### **1.1.17. NPSH.**

Cuando se realiza un estudio de bombas el NPSH (Net Positive Suction Head) también conocido como Carga Neta Positiva de Succión, es uno de los conceptos que se deben comprender desde el principio, ya que este fenómeno se presenta en todas las bombas centrífugas de cualquier industria donde se tengan instalados estos equipos y no hace falta decir que la comprensión de este concepto es esencial para la correcta selección.

El NPSH puede ser dividido en NPSH requerido ( $NPSH_r$ ) y NPSH disponible ( $NPSH_d$ ).

Como se verá en el siguiente capítulo, toda curva característica de cualquier bomba, incluye la curva de *NPSH requerido* en función del caudal. Esta curva representa la energía mínima necesaria que el líquido debe tener, en unidades absolutas, en la brida de succión de la bomba, para evitar el fenómeno de cavitación y al mismo tiempo garantizar el funcionamiento del equipo, pero, ¿Qué representa el  $NPSH_r$  y el  $NPSH_d$ ?, a continuación se estudia cada concepto.

#### **1.1.17.1. NPSH requerido ( $NPSH_r$ ).**

El valor de  $NPSH_r$  es una característica propia de la bomba y solamente se puede obtener de forma experimental en los bancos de prueba de los fabricantes, se mide en *metros columna de líquido*. Para un mismo modelo de carcasa, la bomba puede tener distintos valores de  $NPSH_r$  si se cambian tamaños de impulsor, velocidades, caudales, tipo de líquido, características del mismo o cualquier combinación de estos, de aquí la dificultad de obtenerlos de forma teórica.

Para la obtención de este parámetro, se utiliza como referencia la línea de centros de la bomba y como ya se mencionó, la expresión de  $NPSH_r$  representa la energía mínima que el fluido debe tener en la succión (por encima de la presión de vapor) a la temperatura de bombeo, la razón de medir este valor en la succión es porque precisamente en este punto se presenta la presión más baja en todo el trayecto del líquido, de acuerdo a esto, si se mantiene la presión en la succión por encima de la presión de vapor, no se tendrá vaporización y se evitará así el fenómeno de cavitación.

No se puede hacer mucho para modificar el  $NPSH_r$  ya que como se vio, es característico del diseño de la bomba, el fabricante indica este valor como un límite de energía que la bomba necesita, entonces, el ingeniero que seleccione la bomba debe buscar que la energía de succión sea mayor por lo menos 1 metro por encima del valor de  $NPSH_r$  especificado por el fabricante.

Generalmente el valor de 1 metro es el criterio utilizado por PEMEX para las bombas centrífugas que se instalen en sus plantas industriales ubicadas en tierra (por ejemplo refinerías) o costa afuera (por ejemplo, plataformas).

### 1.1.17.2. NPSH disponible (NPSH<sub>d</sub>).

Seguramente surge la siguiente pregunta; ¿Cómo saber que no se tendrán problemas de NPSH en la bomba?, y es aquí donde entra el concepto de NPSH disponible. El NPSH<sub>d</sub> se utiliza para representar la energía que se tiene disponible en la succión producto del arreglo de tuberías, elevación y presión en el tanque de succión, o incluso la energía de velocidad en este punto. Como ya se dijo antes, siempre se debe respetar que el NPSH<sub>d</sub> sea mayor que el valor de NPSH<sub>r</sub> (NPSH<sub>d</sub> > NPSH<sub>r</sub>). Si por cualquier circunstancia no se puede asegurar por lo menos 1m de diferencia entre NPSH<sub>d</sub> y NPSH<sub>r</sub>, entonces se tiene que determinar, de alguna manera, que la bomba no tendrá problemas de cavitación, para este fin, se puede especificar que el equipo se pruebe antes de ser instalado en campo, para esto se pide que se realice una prueba de NPSH.

Caso contrario al NPSH<sub>r</sub> donde el valor de este, depende únicamente de la bomba que se elige, el valor de NPSH<sub>d</sub> es un valor que es característico del sistema donde se instale el equipo, entiéndase por “sistema” a los elementos que se ven involucrados en la instalación del equipo de bombeo, por ejemplo, tuberías, válvulas, alturas, presiones, entre otros. De esta manera, el valor de NPSH<sub>d</sub> no es fijo y se puede modificar a conveniencia. Normalmente siempre se busca tener un valor de NPSH<sub>d</sub> alto o por lo menos lo suficiente para superar el requerimiento de las normas internacionales y nacionales (*Párrafo 8.1.1.10 de NRF-050-PEMEX-2007*).

Para calcular el valor del NPSH<sub>d</sub> se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$NPSH_d = \frac{P_s + P_a - P_v}{sg} \quad (10.01) \quad \rightarrow \quad (1.33)$$

Dónde:

- $P_s$  = Presión de succión en kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup>
- $P_a$  = Presión atmosférica del sitio en kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup>
- $P_v$  = Presión de vapor en kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup> absolutos.
- $sg$  = Gravedad específica del fluido

El valor de 10.01 es utilizado como factor de conversión (ver desarrollo de ecuación 1.13).

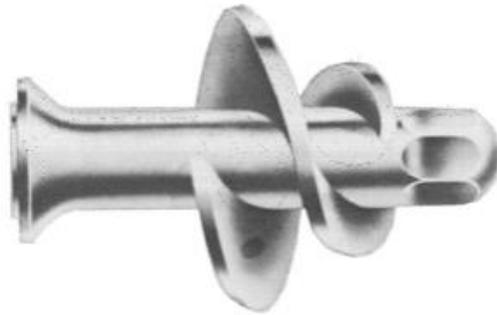
Para obtener valores elevados de  $NPSH_d$ , se puede considerar lo siguiente:

- Aumentar la carga estática de succión (subir el depósito de succión o bajar la bomba).
- Minimizar las pérdidas de carga en la succión, pues éstas influyen en el cálculo del  $NPSH_d$ . Se recomienda utilizar tuberías cortas; diámetros de tuberías que impliquen bajas velocidades del líquido en la succión; minimizar las pérdidas localizadas, por ejemplo, en el filtro de succión, válvulas, curvas, etc. Normalmente en el diseño de la planta estos parámetros si se pueden cambiar, pero en el caso de plantas existentes, esta solución no es viable, básicamente hay que adaptarse a lo que se tiene.
- La temperatura de bombeo tiene influencia sobre la viscosidad, presión de vapor, peso específico, etcétera, por consiguiente, variando la temperatura de bombeo, habrá una variación del  $NPSH_d$ . En la mayoría de los casos en las bombas de proceso, la temperatura de bombeo es un parámetro fijo ya que depende de dónde viene y a dónde va el fluido, sin embargo, si el proceso permite esta variación de temperatura incorporando enfriadores, entonces, se puede considerar esta opción.
- Cambiar el caudal de operación, implica alterar la pérdida de carga en la succión, consecuentemente el valor del  $NPSH_d$ . Si se selecciona la bomba para un punto fijo de caudal, entonces esta solución no puede ser considerada.
- Variando la presión en el depósito de la succión, se altera el valor del  $NPSH_d$ . Si el proceso permite que el tanque o depósito incremente su presión entonces esta solución puede ser aplicada.

De los puntos anteriores se puede determinar que bajo condiciones de operación normales en refinerías las soluciones para aumentar el  $NPSH_d$  se limitan únicamente a variar las alturas estáticas de succión y si se trata de plantas nuevas entonces la opción de minimizar las pérdidas puede también ser viable.

Si ninguna de las opciones anteriores resultan útiles para un caso determinado, el fabricante ofrece una solución sobre la bomba, que, aunque no aumenta el valor de  $NPSH_d$ , puede disminuir el  $NPSH_r$ , aunque la bomba ya se encuentre construida y con una velocidad y tamaño de impulsor ya determinados.

Se trata del uso de un inductor como el mostrado en la *Figura 1.6* que no es más que un rodete normalmente axial o de flujo mixto ubicado al frente del impulsor de la bomba. El objetivo principal del inductor es funcionar como impulsor auxiliar, reduciendo el valor de  $NPSH_r$  en la succión.



**Figura 1.6. Inductor de bomba**

### 1.1.18. Potencias.

La potencia hidráulica es el trabajo útil realizado por una bomba centrífuga producto del peso del líquido bombeado y la altura desarrollada considerando este trabajo por unidad de tiempo. Para calcular la potencia hidráulica se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_h = Q H_{dif} \gamma \quad \rightarrow \quad (1.34)$$

Análisis dimensional:

$$P_h = \frac{m^3}{s} (m) \frac{N}{m^3} = \frac{N m}{s} = Watts \quad \rightarrow \quad (1.35)$$

Surge la necesidad de adaptar la ecuación 1.34 utilizando las unidades convencionales en la industria petrolera e introduciendo el término de gravedad específica en lugar del peso específico y obteniendo una constante de conversión que a continuación se determina:

Recordando que el peso específico de la sustancia es (ecuación 1.9):

$$\gamma_{sustancia} = sg (\gamma_{H_2O \text{ a } 15^\circ C})$$

Se sustituye en la ecuación 1.34:

$$P_h = Q H_{dif} sg (\gamma_{H_2O \text{ a } 15^\circ C}) \quad \rightarrow \quad (1.36)$$

El peso específico del agua a 15°C es de 9798 N/m<sup>3</sup>:

$$P_h = Q H_{dif} sg \left( 9798 \frac{N}{m^3} \right) \rightarrow (1.37)$$

Realizando un análisis dimensional donde se manejan unidades de caudal en m<sup>3</sup>/h y de carga diferencial en metros (m):

$$P_h = \frac{m^3}{h} (m) sg \left( 9798 \frac{N}{m^3} \right) \left( \frac{1 h}{3600 s} \right) \rightarrow (1.38)$$

$$P_h = (Q)(H_{dif})(sg)(2.72) \rightarrow (1.39)$$

El valor de potencia hidráulica ( $P_h$ ) en este caso estará expresado en W (watts) si se divide la ecuación 1.39 entre 1000 se obtiene el valor en kW:

$$P_h = \frac{(Q)(H_{dif})(sg)(2.72)}{1000} \rightarrow (1.40)$$

$$P_h = 0.00272 (Q)(H)(sg) \rightarrow (1.41)$$

Dónde:

- $P_h$  = Potencia hidráulica en kW.
- $Q$  = Caudal en m<sup>3</sup>/h
- $H_{dif}$  = Carga diferencial en m
- $sg$  = gravedad específica (adimensional)
- 0.00272 es el factor de conversión

No se debe confundir la potencia hidráulica con la potencia consumida por la bomba para cumplir con las condiciones de operación, a esta última se le conoce como potencia al freno e involucra la eficiencia de la bomba. Para encontrar la potencia al freno basta con dividir la potencia hidráulica entre la eficiencia de la bomba:

$$P_f = \frac{P_h}{\eta_b} \rightarrow (1.42)$$

Es importante calcular también la potencia que la bomba demandaría en caso de que por imprudencia o equivocación llegara a operar en condiciones máximas, es decir, al extremo de la curva, esto con el fin de elegir correctamente la potencia del motor en el capítulo 6. La potencia al extremo de la curva se puede calcular con la misma ecuación utilizada para el cálculo de la

potencia hidráulica (ecuación 1.41) pero agregando la eficiencia y los valores de caudal y carga en el extremo de la curva:

$$P_{Ext} = \frac{0.00272 (Q_{Ext})(H_{Ext})(sg)}{\eta_{Ext}} \rightarrow (1.43)$$

Dónde:

- $P_{Ext}$  = Potencia al extremo de la curva en kW.
- $Q_{Ext}$  = Caudal en el extremo de la curva en m<sup>3</sup>/h
- $H_{Ext}$  = Carga en el extremo de la curva en m.
- $sg$  = gravedad específica.
- $\eta_{Ext}$  = Eficiencia en el extremo de la curva.

### 1.1.19. Leyes de semejanza

Las leyes de afinidad son muy utilizadas en el trabajo de diseñar bombas. Resultaría excesivamente costoso trabajar con equipos reales, así que generalmente se trabaja con modelos a escala. Estos modelos presentan semejanza hidráulica con el equipo real o prototipo y para que esto ocurra deben existir tres tipos de semejanzas; semejanza geométrica, semejanza cinemática y semejanza dinámica. Aún en la etapa en que la bomba ya tiene un diseño determinado, las leyes que se verán a continuación pueden ser una gran herramienta para el ingeniero que selecciona o que opera una bomba.

Una carcasa de bomba de tamaño determinado es capaz de dar acomodo a impulsores de diámetros distintos. Es importante entender la manera en que cambia la capacidad, la carga y la potencia, cuando se modifica la velocidad o el diámetro del impulsor. A continuación se presenta una serie de relaciones, denominadas leyes de semejanza o también comúnmente llamadas leyes de afinidad.

Cuando la velocidad varía:

- a) El caudal varía en forma directa con la velocidad:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \rightarrow (1.44)$$

b) La carga varía con el cuadrado de la velocidad:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \rightarrow (1.45)$$

c) La potencia que requiere la bomba varía con el cubo de la velocidad:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \rightarrow (1.46)$$

Cuando el diámetro del impulsor varía:

a) El caudal varía en forma directa con el diámetro del impulsor:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \rightarrow (1.47)$$

b) La carga varía con el cuadrado del diámetro del impulsor:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \rightarrow (1.48)$$

c) La potencia que requiere la bomba varía con el cubo del diámetro del impulsor:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \rightarrow (1.49)$$

La eficiencia permanece casi constante para cambios moderados en la velocidad y cambios pequeños en el diámetro del impulsor, sin embargo, es una práctica común que el fabricante recomiende un límite mínimo de velocidad de operación debido a que si la velocidad es demasiado baja, las eficiencias podrían disminuir considerablemente, o incluso la misma bomba podría resultar con daños debido al tipo de diseño con el que se ha fabricado.

## CAPÍTULO 2

### EQUIPOS DE BOMBEO.

#### 2.1. Clasificación de las bombas.

Existen en el mercado varios tipos de bombas que se distinguen unas de otras por sus características tanto de funcionamiento como de construcción, surgiendo la necesidad de clasificarlas, dividiéndolas así en dos grandes grupos. Por una parte se tienen las bombas centrífugas que impulsan el fluido por medio de un elemento transmisor de energía que se conoce como rodete o impulsor, por otro lado también existen las bombas de desplazamiento positivo que se basan en un principio del mismo nombre que más adelante se estudiará.

Antes de entrar en materia y como una pequeña introducción, la clasificación de bombas que se maneja en este capítulo es de acuerdo al funcionamiento de las mismas ya que existen muchas otras formas de clasificación, por ejemplo, de acuerdo al material con el que son construidas, por el tipo de aplicación, etcétera. En este apartado se estudian las bombas en general y en el capítulo 3 se estudiarán las bombas centrífugas para la industria petrolera, en donde también se realiza una clasificación de acuerdo a la normatividad vigente.

Se comienza con las bombas reciprocantes, en este tema, se estudian los tipos que existen y se explica de manera general el funcionamiento de cada uno de ellos, si el lector se ve atraído o interesado por las bombas de desplazamiento positivo, puede resultar conveniente consultar bibliografía especializada y visitar los sitios web de los fabricantes, algunos de ellos ponen a disposición de los usuarios, manuales y folletos en los que se describe a detalle las partes constitutivas y se da información sobre el uso de estas bombas en diferentes aplicaciones industriales.

En la *Tabla 2.1* se muestra la clasificación de las bombas de acuerdo a su funcionamiento. El campo de aplicación de cada bomba está limitado por la cantidad de flujo (capacidad) y carga que pueden entregar, por esta razón resulta conveniente analizar, en primer lugar, el servicio y las condiciones de operación para elegir de manera adecuada el tipo de bomba que se utilizará.

**Tabla 2.1. Clasificación de bombas.**

<b>B O M B A S</b>	Centrífugas	Flujo radial Flujo mixto	Simple o doble succión	Autocebantes	
				Cebadas con medios externos	
				1 etapa o Multietapas	Impulsor abierto
		Impulsor semiabierto			
		Impulsor cerrado			
		Flujo axial	Simple succión	1 etapa o Multietapas	Impulsor abierto
	Impulsor cerrado				
	Desplazamiento Positivo	Reciprocantes	Pistón	Simple efecto	
				Doble efecto	
			Diafragma	Simple diafragma	
				Doble diafragma	
		Rotatorias	Rotor Simple	Aspas	
				Pistón	
				Miembro flexible	
				Tornillo	
Rotor Múltiple			Engranés		
			Lóbulos		
			Balancines		
			Tornillos		

Se debe tener en cuenta que existen otros factores que también juegan un papel importante en la selección, como el costo inicial, el costo de operación e incluso de mantenimiento, ya que, una bomba de desplazamiento positivo demandará un mantenimiento más riguroso que una bomba centrífuga, esto por la simple razón de que las partes en movimiento de la bomba (por ejemplo el pistón y el vástago) sufren mayor desgaste por el hecho de estar en contacto con otras superficies, sin embargo, las bombas reciprocantes cubren un campo de aplicación único al poder manejar altas cargas y bajos flujos que una bomba centrífuga no podría manejar.

En resumen, antes de seleccionar la bomba adecuada siempre es bueno realizar un análisis sobre los pros y contras de cada tipo, así, el ingeniero podrá tener un panorama más claro sobre el tipo que cubrirá las expectativas al menor costo.

## **2.2. Bombas de Desplazamiento Positivo.**

Se comienza por las bombas de desplazamiento positivo que constituyen una de las dos grandes categorías de bombas utilizadas en la actualidad y aunque esta tesis enfoca su estudio a las bombas centrífugas, es importante conocer el funcionamiento y tipos básicos de las bombas de desplazamiento positivo.

El *principio de desplazamiento positivo* consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara, el órgano intercambiador de energía puede ser un émbolo con movimiento alternativo o un rotor con movimiento rotativo y la cámara se encarga, en primer lugar, de aumentar el volumen (succión de la bomba) para posteriormente disminuirlo (impulsión) <sup>(3)</sup>.

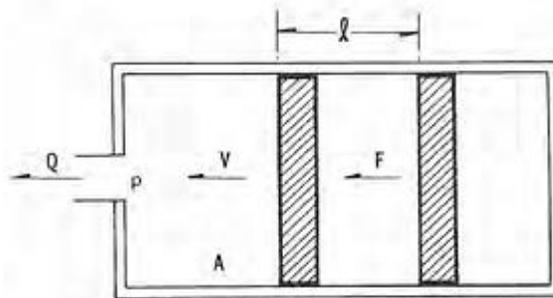
Como se puede observar en la *Tabla 2.1*, las bombas de desplazamiento positivo se dividen en dos grupos: las bombas reciprocantes y las bombas rotatorias que constituye un grupo cada vez más amplio y variado.

Hay que recordar que se está hablando de bombas de desplazamiento positivo y el fluido normalmente es un líquido el cual se afirma, para fines de cálculo, que se trata de un fluido incompresible (aunque se sabe que esto no es del todo cierto ya que los líquidos presentan de cierta manera poca compresibilidad). Una vez entendiendo esto se analiza el principio del desplazamiento positivo en el que se basan estas máquinas.

Suponiendo que se tiene un cilindro con un émbolo en su interior que se desplaza con movimiento uniforme a una velocidad denominada “V” y además existe un fluido a cierta presión “P”, entonces partiendo del supuesto que se trata de un líquido incompresible y el cilindro y el émbolo son rígidos e indeformables, el movimiento del émbolo se debe a la fuerza “F” que se aplica, y si el émbolo se mueve, desplaza el líquido a través del orificio “p” que se observa en la *Figura 2.1*. Si el émbolo recorre un espacio “l” hacia la izquierda, entonces el volumen que ocupa el líquido será el mismo que salga por el orificio, por lo tanto este volumen

se reducirá con un valor igual a  $A \times \ell$  (donde  $A$  es igual al área de sección transversal del embolo) <sup>(4)</sup>.

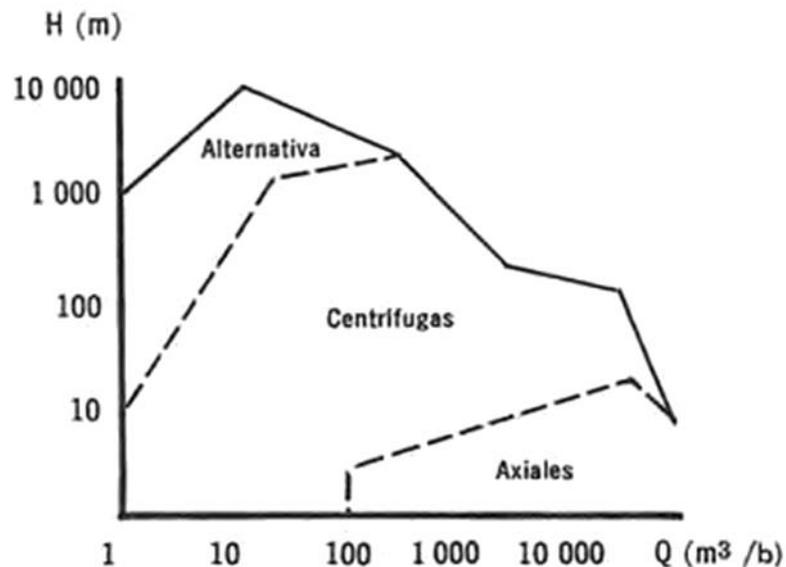
Se aprecia en la *Figura 2.1* que la máquina puede funcionar como bomba o como motor, de esta manera al funcionar como bomba absorbe potencia mecánica y restituye potencia hidráulica. En el caso de que funcionara como motor absorbería potencia hidráulica para restituir potencia mecánica, esta es una de las principales características que distinguen a las bombas de desplazamiento positivo con las bombas centrífugas.



**Figura 2.1. Cilindro de una bomba de desplazamiento positivo**

Cabe señalar que el elemento que origina el intercambio de energía no tiene que ser forzosamente de movimiento alternativo (émbolo), sino que puede ser también de movimiento rotatorio (rotor).

La *Figura 2.2* muestra el campo de aplicación de los diferentes tipos de bombas.



**Figura 2.2. Campos de aplicación de los distintos tipos de bombas**

### 2.2.1. Bombas reciprocantes.

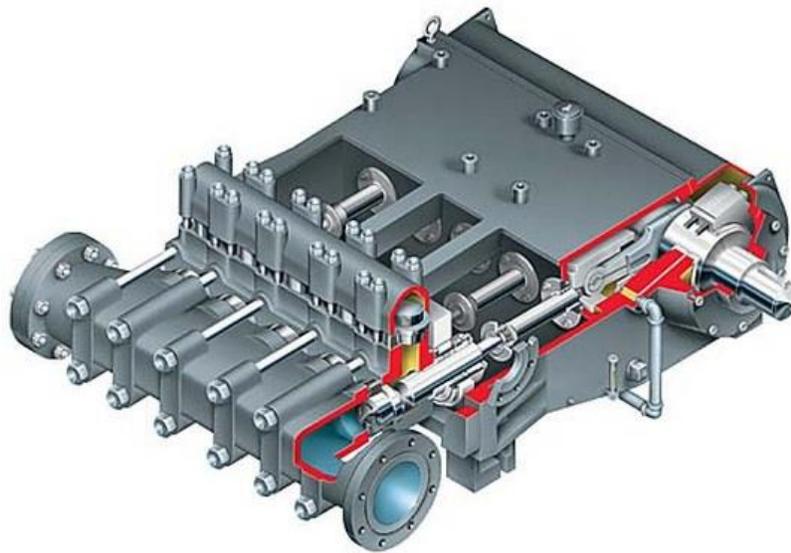
Ya se habló un poco de este tipo de bombas refiriéndose a las bombas de desplazamiento positivo. Toca el turno de hablar de las ventajas y limitaciones que tienen sobre las bombas centrífugas.

Analizando una curva característica H-Q de una bomba centrífuga (ver sección 2.3.1) se puede observar que la bomba puede proporcionar una altura máxima (presión diferencial) de acuerdo al caudal que se esté manejando en ese momento. En una bomba reciprocante el caudal no va a depender de la carga del sistema (fricción en las tuberías, codos, etcétera) sino que dependerá del desplazamiento y de la velocidad del émbolo, además, de acuerdo a la construcción de la bomba y el motor que la acciona, la bomba tendrá la capacidad de proporcionar toda la presión deseada y teóricamente la curva H-Q de la bomba reciprocante será una paralela al eje H (eje vertical), es por esta razón que en determinadas aplicaciones el uso de bombas reciprocantes es casi exclusiva y un ejemplo de ello es en el sistema de presión del accionamiento hidráulico de una excavadora, donde si se utilizara una bomba centrífuga, se podría presentar que al encontrar una resistencia considerable en el terreno se tendría que aumentar la presión, y al variar la presión varía también el caudal por lo que resultaría en una disminución de la velocidad de trabajo de la misma, todo esto sin considerar que la presión demandada para realizar el trabajo podría exceder la presión máxima que la bomba centrífuga puede proporcionar, en este caso el trabajo de la excavadora no se podría realizar. En una aplicación de este tipo se utilizan bombas de desplazamiento positivo por las razones ya mencionadas.

Actualmente se construyen bombas reciprocantes para presiones mayores a  $15,000 \text{ lb}_f/\text{plg}^2$  ( $1055 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ ), en general para aumentar la presión basta con construir una bomba reciprocante más robusta y dotarla de un motor más potente, en cambio, aunque actualmente las bombas centrífugas también pueden desarrollar grandes presiones, si llegase a aumentar el número de pasos, la eficiencia se verá disminuida.

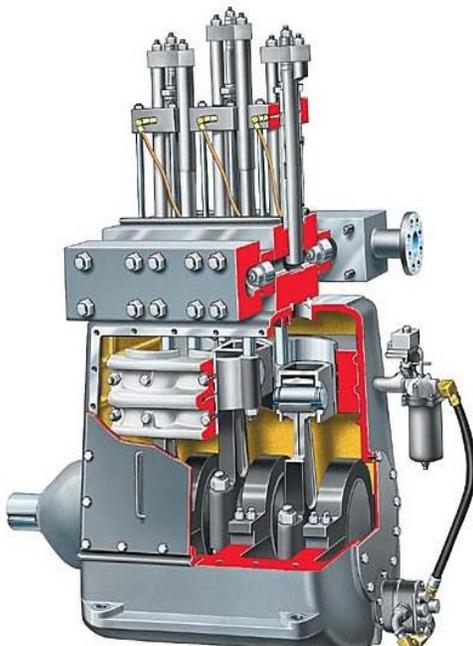
En resumen, las bombas reciprocantes son adecuadas para caudales reducidos y altas cargas. Para aumentar el caudal se tendría que aumentar el tamaño de la bomba, ya que, los fenómenos de inercia impiden aumentar el gasto mediante el aumento de velocidad, en cambio las bombas centrífugas y axiales pueden manejar sin problema grandes caudales.

En la *Figura 2.3* se muestra una bomba reciprocante del tipo horizontal que cumple con los requerimientos de la norma *API 674 (Positive Displacement Pumps – Reciprocating)*.



***Figura 2.3. Bomba reciprocante del tipo horizontal, modelo VTE de la compañía Flowserve***

La *Figura 2.4* ilustra una bomba reciprocante del tipo vertical y la *Figura 2.5* es una imagen de este mismo tipo de bomba instalada en campo.



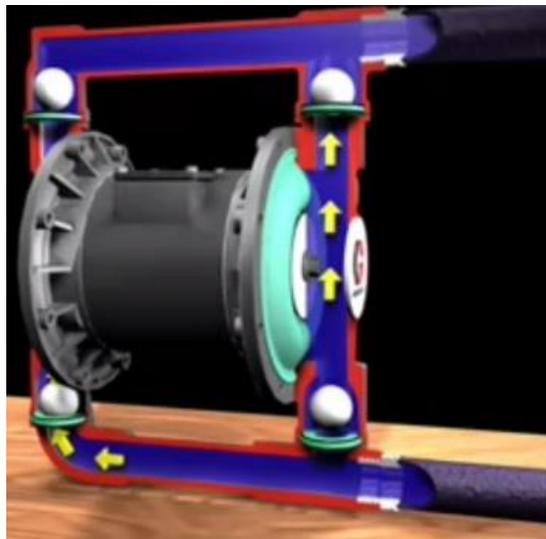
***Figura 2.4. Bomba reciprocante del tipo vertical, modelo HS de la compañía Flowserve***



***Figura 2.5. Bomba reciprocante del tipo vertical instalada en campo***

Dentro de las bombas recíprocas también se encuentran las bombas de diafragma que generalmente se usan para pequeños flujos. Las bombas de diafragma se usan para líquidos limpios o líquidos que contengan sólidos en suspensión. Un diafragma de material flexible no metálico, puede soportar mejor la acción corrosiva o erosiva que las partes metálicas de algunas bombas recíprocas de pistón <sup>(2)</sup>.

El funcionamiento de la bomba de diafragma (en este caso de doble diafragma) ilustrada en la *Figura 2.6* es muy simple, el líquido (color azul) fluye a través de la tubería siguiendo la trayectoria de las flechas, el diafragma (de color azul claro) impulsa el fluido debido a la estrangulación formada en la tubería por el movimiento de contracción y expansión del mismo diafragma, las pequeñas esferas blancas suben cuando el líquido es impulsado pero bajan cuando esta acción termina, de esta manera, el diafragma entrega energía de presión al fluido en ambos lados de la bomba.



*Figura 2.6. Bomba de desplazamiento positivo del tipo diafragma*

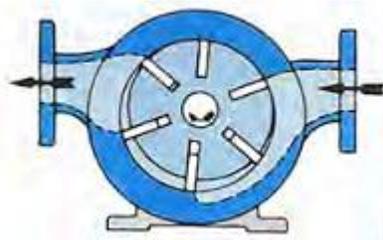
### **2.2.2. Bombas rotatorias.**

Las bombas de desplazamiento positivo del tipo rotatorio se dividen en dos grupos; las bombas de rotor simple y las bombas de rotor múltiple. Las bombas de rotor simple son aquellas en la cual todos los elementos que giran lo hacen con respecto a un solo eje. Las bombas de rotor múltiple son aquellas en la cual los elementos que giran lo hacen con respecto a uno o más ejes <sup>(4)</sup>.

### 2.2.2.1. Bomba de aspas.

En este tipo de bomba las aspas pueden ser rectas, curvas, tipo rodillo y pueden estar ubicadas en el rotor o en el estator, funcionan con fuerza hidráulica radial. El rotor puede ser balanceado o desbalanceado, y el desplazamiento es constante o variable <sup>(4)</sup>.

La *Figura 2.7* ilustra una bomba con rotor desbalanceado de desplazamiento constante, con las aspas en el rotor. La *Figura 2.8* muestra otra, también desbalanceada y desplazamiento constante pero con las aspas en el estator.



*Figura 2.7. Bomba de aspas deslizantes*



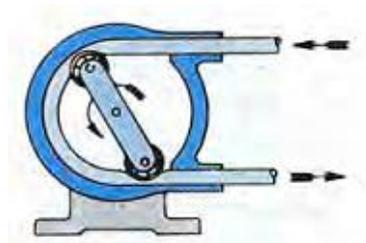
*Figura 2.8. Bomba de aspas externas*

### 2.2.2.2. Bombas de elementos flexibles.

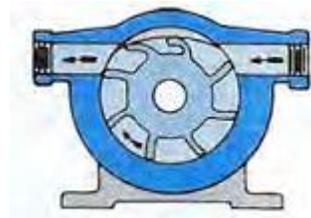
En éstas bombas el fluido y la acción de sellado dependen de la elasticidad de los elementos flexibles, que pueden ser una camisa, un tubo o una corona de aspas, cuyos ejemplos se ilustran en la *Figura 2.9*, *Figura 2.10* y *Figura 2.11*, respectivamente <sup>(4)</sup>.



*Figura 2.9. Bomba de camisa flexible*



*Figura 2.10. Bomba de tubo flexible*

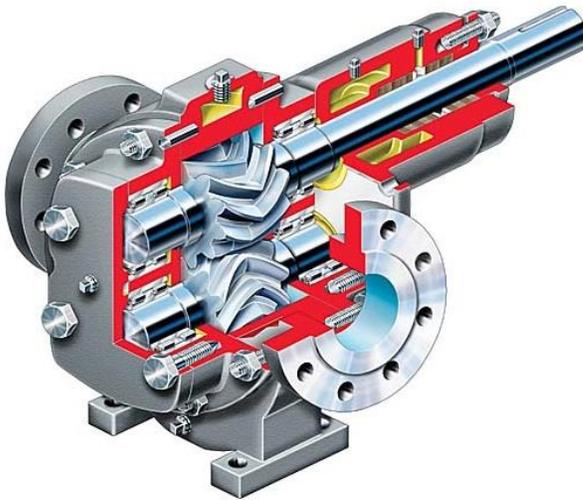


*Figura 2.11. Bomba de aspas flexibles*

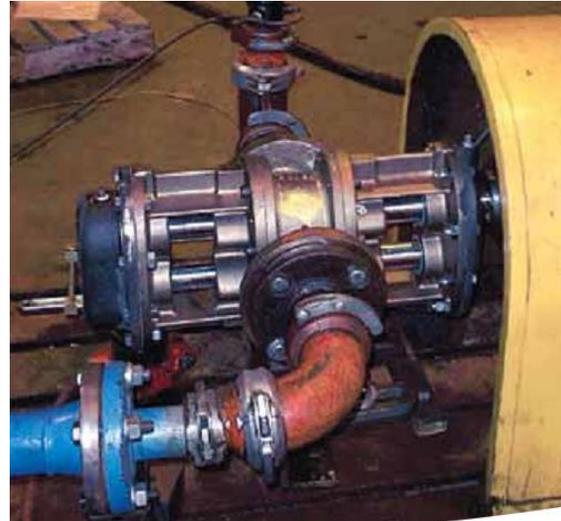
### 2.2.2.3. Bomba de engranes.

En este tipo, el líquido es conducido entre los dientes de los engranes, que sirven también como superficies de sello en la carcasa de la bomba, los engranes pueden ser rectos, helicoidales simples o dobles <sup>(4)</sup>.

En la *Figura 2.12* se ilustra un corte de una bomba de engranes montada entre cojinetes, y la *Figura 2.13* muestra este tipo de bomba instalada en campo.



*Figura 2.12. Bomba de engranes, modelo GR de la compañía Flowserve*

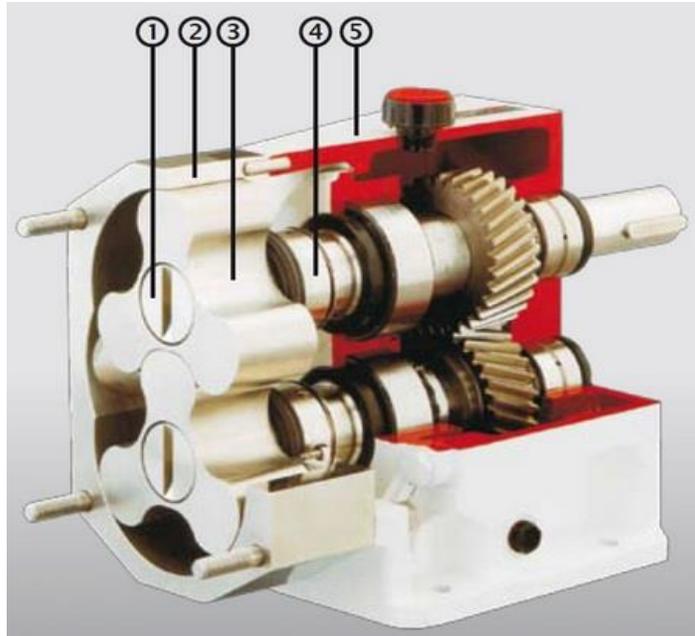


*Figura 2.13. Bomba de engranes instalada en campo*

### 2.2.2.4. Bomba de lóbulos.

La bomba de lóbulos, llamada a veces bomba de levas, opera de forma similar a la de engranes. En estas bombas el líquido se desplaza atrapado en los lóbulos, desde la entrada hasta la salida, los lóbulos efectúan además la labor de sellado. Los rotores deben girar sincronizadamente. En la *Figura 2.14* se muestra cómo el diseño de este tipo de bomba es relativamente sencillo.

Las partes que constituyen a la bomba de lóbulo y que se pueden ver en la *Figura 2.14* son las siguientes: 1. Tapón de lóbulo, 2. Cuerpo o carcasa, 3. Lóbulo, 4. Sello mecánico y 5. Soporte.

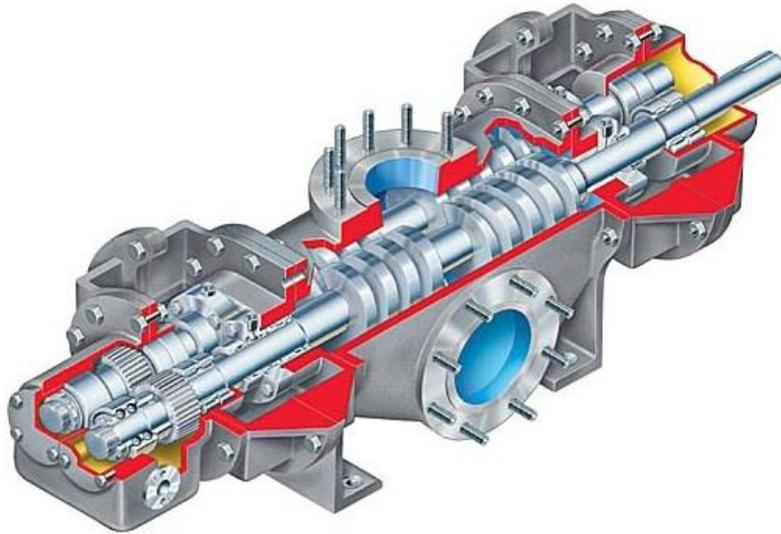


*Figura 2.14. Partes de una bomba de lóbulos*

#### **2.2.2.5. Bomba de tornillo.**

Hay dos tipos de bomba de tornillo, las bombas de tornillo simple y las de tornillo múltiple. En la primera el tornillo desplaza axialmente el líquido a lo largo de una coraza en forma de gusano. Tiene el inconveniente de poseer un alto empuje axial. En la bomba de tornillo múltiple, el fluido es transportado axialmente por los tornillos. En vez de un estator, cada tornillo trabaja en contacto con el otro, que puede ser el motriz o el conducido. En estos diseños se reduce el empuje axial <sup>(4)</sup>.

La *Figura 2.15* muestra un corte de una bomba de doble tornillo y de doble succión (por los extremos).



*Figura 2.15. Bomba de doble tornillo, modelo TSP de la compañía Flowserve*

### **2.3. Bombas Centrífugas.**

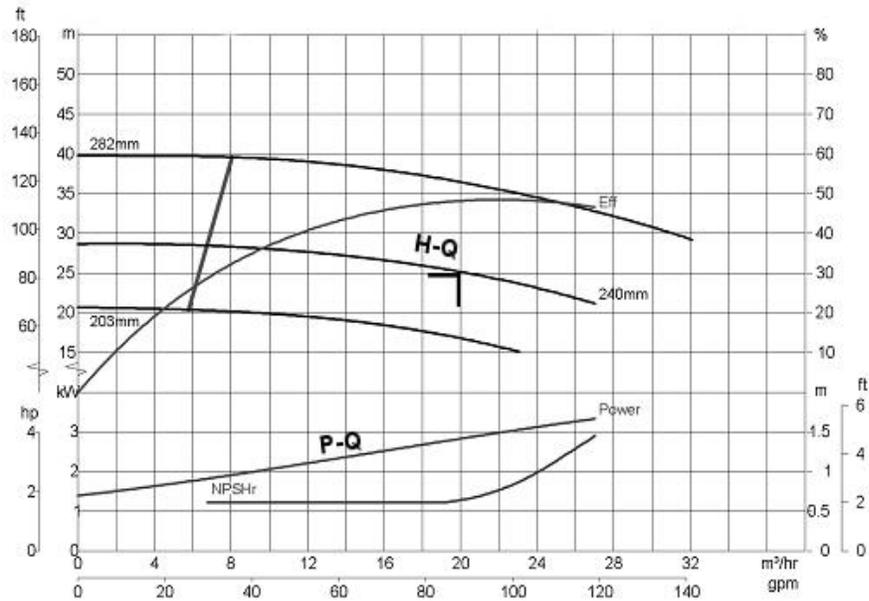
Estas bombas son siempre rotativas y su elemento transmisor de energía se le llama rodete o impulsor el cual es montado sobre una flecha y encerrado dentro de una carcasa o voluta, el movimiento rotativo y la dinámica de la corriente juegan un papel esencial en la transmisión de la energía.

El líquido entra en el centro del impulsor y es acelerado por el giro de este, la energía cinética del fluido se transforma en energía hidráulica (de presión) en la salida.

Las partes constitutivas de estas bombas se estudian en los capítulos 3 y 4, por ahora, se estudiará el funcionamiento de estos equipos mediante el uso de las curvas características.

#### **2.3.1. Curvas características.**

Las curvas características (*Figura 2.16*) muestran la relación existente entre columna (también llamada carga) de bomba, caudal (capacidad), potencia y eficiencia para un diámetro de impulsor específico (en este caso 240 mm) y para un tamaño determinado de carcasa <sup>(2)</sup>. Normalmente se dibuja la carga, potencia y eficiencia en función del caudal a velocidad constante. La curva de capacidad de columna, conocida como H-Q (carga – capacidad), muestra la relación entre la capacidad de columna total, y puede ser creciente, decreciente, con gran inclinación o casi horizontal, dependiendo del tipo de impulsor utilizado y de su diseño.



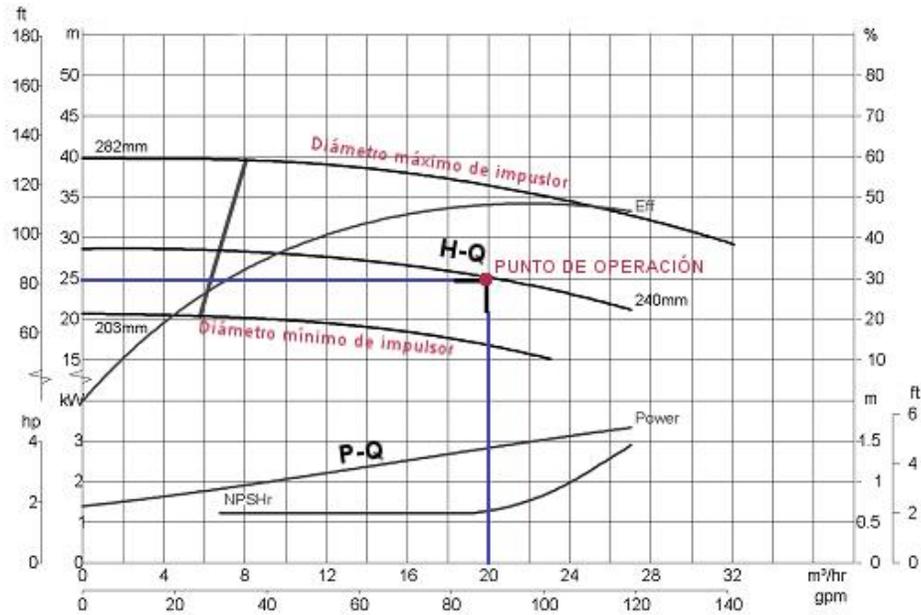
**Figura 2.16. Curvas características de bombas centrífugas**

Las curvas características las proporcionan los fabricantes y es característica de cada modelo de bomba, a diferencia de la curva del sistema, estas se obtienen con la experimentación, es decir, a través de un banco de pruebas en que la bomba (o un prototipo) es montada y puesta en funcionamiento a cierta velocidad y variando el flujo con ayuda de una válvula estranguladora, se miden con los instrumentos correspondientes los parámetros principales como caudal, presión de succión, presión de descarga, se calcula la potencia entregada, y se determina el  $NPSH_r$  para cada variación de caudal, al final, estos datos se grafican y se obtienen las curvas características de ese tipo particular de bomba.

Normalmente los fabricantes proporcionan la curva H-Q que se encuentra entre otras dos que delimitan la zona de operación, la curva inferior (homóloga a la curva H-Q) representa el diámetro de impulsor más pequeño que se puede utilizar en la bomba con la carcasa a la que fue diseñado, en este caso sería un impulsor de 203 mm (*Figura 2.17*), es posible instalar impulsores con diámetros menores pero la holgura entre la periferia del impulsor y la superficie interna de la carcasa sería muy grande y provocaría recirculaciones y mala dirección del fluido, de igual forma la curva superior nos indica el diámetro de impulsor más grande que la carcasa puede contener, en este caso es de 282 mm.

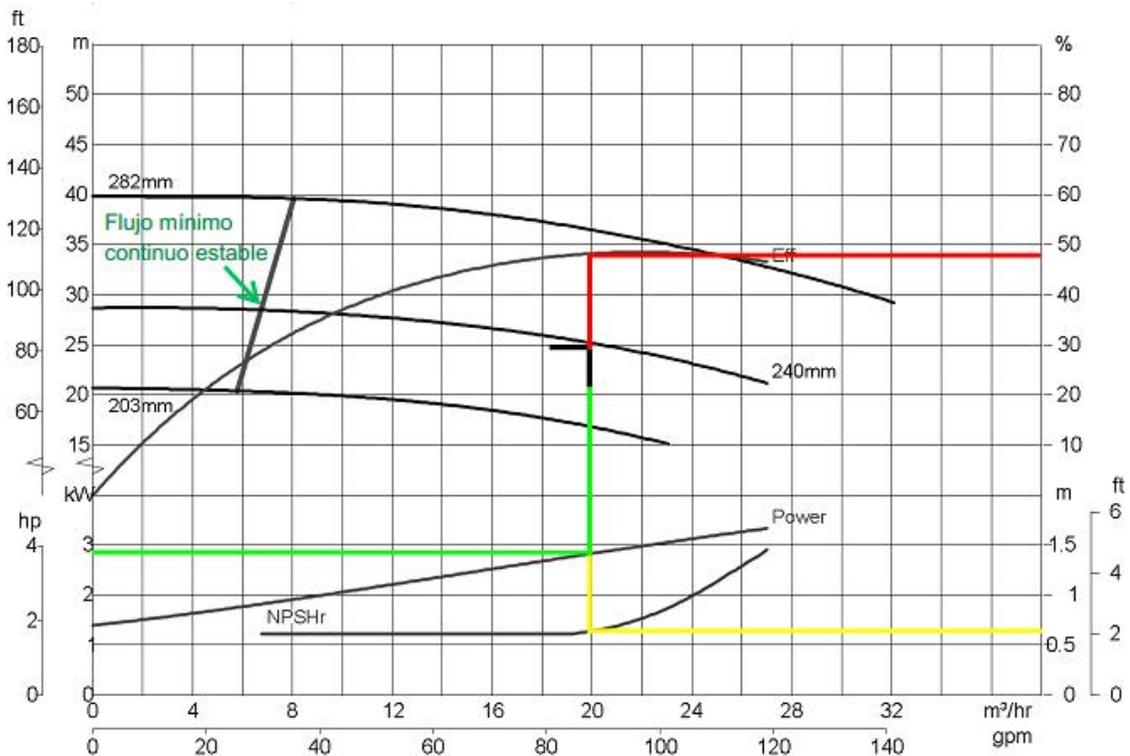
Se utiliza el mismo ejemplo ilustrado en la *Figura 2.17* observando que se tiene un punto de operación en el cual la bomba estará funcionando, que corresponde a un caudal de  $20 \text{ m}^3/\text{h}$  y una

columna de 25 m, estos dos datos son lo que determinan el modelo y tamaño de bomba, las otras variables se pueden leer de la misma gráfica trazando líneas desde el punto de operación.



**Figura 2.17. Punto de operación a un flujo de 20 metros cúbicos por hora y una columna de 25 metros**

Para obtener la eficiencia, la potencia hidráulica, y el  $NPSH_r$  para esta condición, basta con trazar líneas verticales desde el punto de operación hasta la curva de cada variable y a partir de aquí trazar una línea horizontal hasta la escala correspondiente (Figura 2.18), de esta manera se puede leer en la gráfica los siguientes resultados:



**Figura 2.18. Lectura de datos en la curva de operación**

- Eficiencia de la bomba: **48%**
- Potencia hidráulica: **2.8 kW**
- NPSH requerido (m): **0.65 m**

En la gráfica se observa también, una línea inclinada entre las curvas H-Q del diámetro mínimo y máximo ubicada entre 6 y 8 m<sup>3</sup>/h, esta línea indica el flujo mínimo continuo estable que se define como el flujo más bajo en que la bomba puede operar sin excederse en niveles de ruido y límites de vibración descritos en las normas <sup>(5)</sup>, por ningún motivo se permite operar la bomba a la izquierda de esta línea. Este es otro aspecto importante a tomar en cuenta durante la preselección de la bomba.

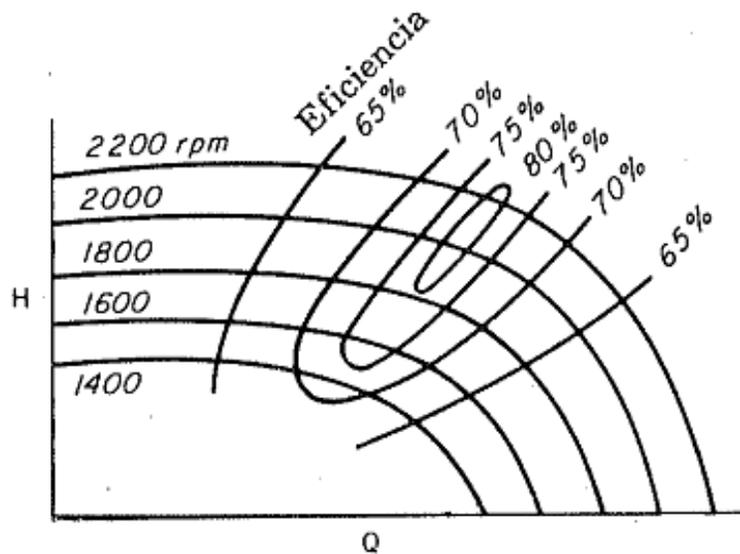
### 2.3.2. Curvas de velocidades variables.

Cuando una bomba opera a velocidades variables, puede dibujarse una gráfica (*Figura 2.19*) que muestre el comportamiento completo para un modelo de bomba determinado. Para formar este tipo de gráfica, las curvas H-Q se trazan para las diferentes velocidades que se consideran.

Luego se sobreponen las curvas que tienen la misma eficiencia. Estas curvas de eficiencia constante, llamadas también *curvas de isoeficiencia* permiten encontrar la velocidad requerida y la eficiencia para cualquier condición de operación dentro de los límites de la gráfica.

De la *Figura 2.19* se pueden obtener datos como la velocidad a la que operará la bomba, el flujo y carga requeridos, así como la eficiencia aproximada que tendrá el equipo.

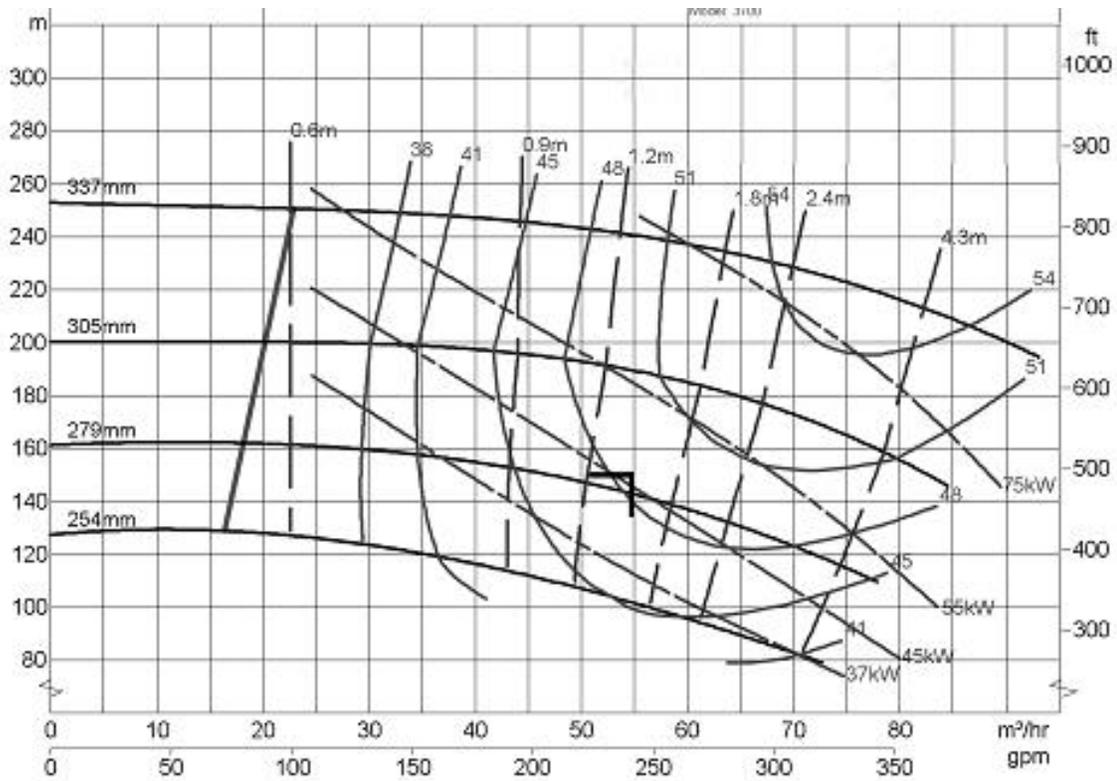
En el capítulo 5 se analiza un interesante caso donde se verá involucrada una bomba de velocidad variable.



*Figura 2.19. Curvas de columna - capacidad para distintas velocidades*

### 2.3.3. Curvas con impulsores de distinto diámetro.

En caso de que la bomba opere a velocidad fija pero se requiere elegir el tamaño de impulsor adecuado para las condiciones dadas, existe otra gráfica muy parecida a la *Figura 2.19* donde se dibujan las curvas H-Q de acuerdo al tamaño del impulsor y se sobreponen las curvas de isoeficiencia, la *Figura 2.20* ilustra este tipo de gráficas.

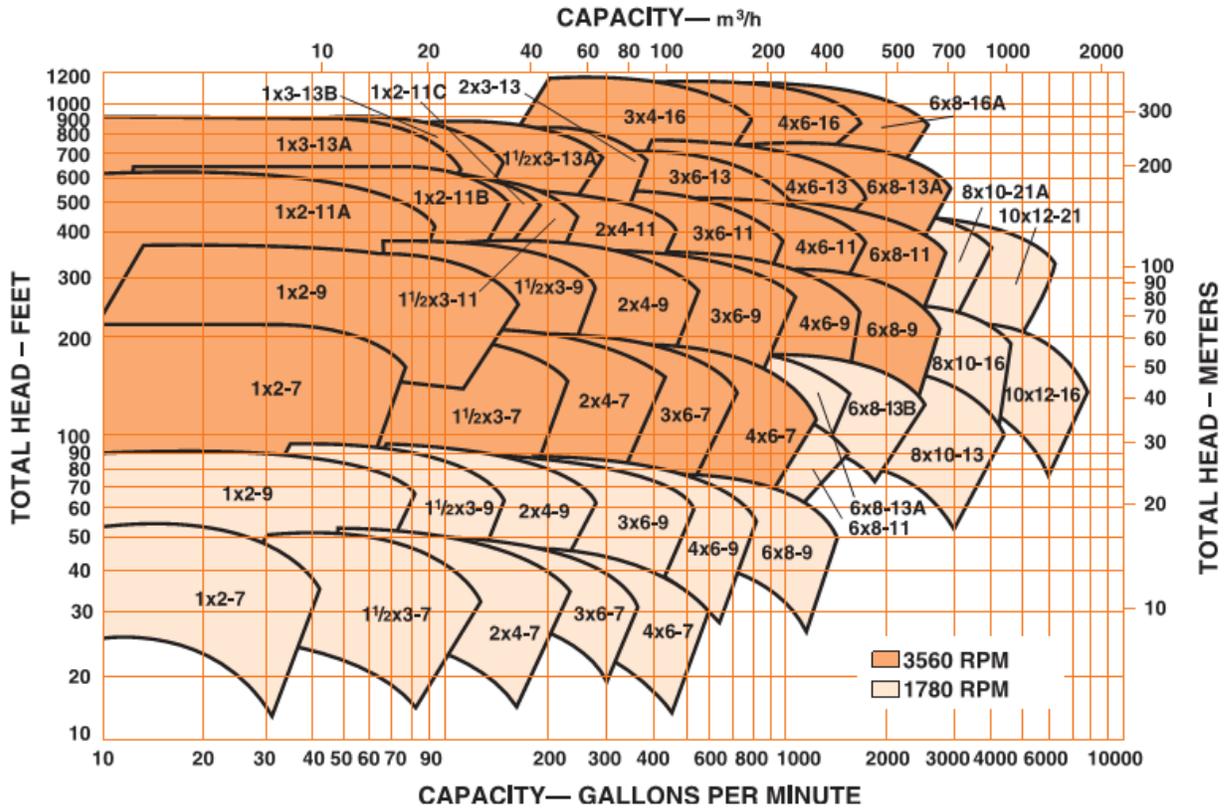


**Figura 2.20. Curvas columna - capacidad para distintos diámetros de impulsor**

**2.3.4. Cobertura Hidráulica.**

Para conocer el tamaño de impulsor y modelo de bomba que se requiere para cumplir con las condiciones de flujo y carga, los fabricantes proporcionan un mapa de cobertura hidráulica de sus equipos, con el fin de que la persona encargada de realizar la selección de la bomba pueda recurrir a la curva característica del modelo y tamaño del impulsor rápidamente.

La *Figura 2.21* muestra los modelos de la compañía *ITT Goulds Pumps* a 60 Hz para flujos desde 3 hasta 1500 m<sup>3</sup>/h y cargas de 6 hasta 300 metros para bombas del tipo OH2 (véase sección 3.2.2).



**Figura 2.21. Cobertura hidráulica para bombas centrífugas en voladizo de la compañía ITT Goulds Pumps**

Una vez que se ha elegido el modelo de bomba, puede usarse como referencia para ir a la curva específica del modelo y tamaño elegido, el ingeniero deberá analizar la curva y evaluar el cumplimiento con la normatividad (*NRF-050-PEMEX-2007*). Existen otras bombas API que pueden también cumplir con el servicio, por lo que el ingeniero deberá evaluar las ventajas y desventajas de cada tipo y determinar cuál es la más conveniente económica, funcional y mecánicamente, con el propósito de hacer una buena selección que se apegue a normatividad.

## CAPÍTULO 3

### BOMBAS CENTRÍFUGAS EN LA INDUSTRIA PETROLERA.

#### 3.1. Bombas.

Las bombas para la industria petrolera se diseñan de acuerdo a normas y especificaciones que realizan instituciones dedicadas a este ramo. El Instituto Americano del Petróleo “API” por sus siglas en inglés (*American Petroleum Institute*) es una organización de los Estados Unidos de Norteamérica que cuenta con un área destinada a la elaboración de normas en toda la industria del petróleo y gas. Es una organización integrada por más de 400 miembros corporativos desde las principales petroleras internaciones hasta pequeñas corporaciones relacionadas con la industria del petróleo. Este instituto es líder en la elaboración de normas técnicas y su expansión es cada vez mayor. La última edición de *API 610 (Edición 11)* adopta en su totalidad a la norma *ISO 13709:2009*. La Organización Internacional de Normalización (ISO) también se encarga de realizar este tipo de normas técnicas y últimamente estas dos importantes instituciones han comenzado a emitir normas comunes como en este caso.

Pasando al ámbito nacional, a pesar de toda la normatividad internacional existente, con la actualización de la *Ley Federal sobre Metrología y Normalización* en el año de 1997, en su artículo 67 se establece que todas las entidades de la administración pública federal, deberán constituir comités de normalización para la elaboración de normas de referencia conforme a las cuales adquieran, arrienden o contraten bienes o servicios, cuando las normas mexicanas o internacionales no cubran los requerimientos de las mismas, o bien las especificaciones contenidas en dichas normas se consideren inaplicables u obsoletas. Bajo este acontecimiento, Petróleos Mexicanos emite y actualiza sus propias normas de referencia desde hace más de 10 años. La norma *NRF-050-PEMEX-2007*, establece los requisitos técnicos y documentales para la adquisición, arrendamiento o contratación en el diseño, selección de materiales, accesorios, inspección, pruebas y embarque de bombas centrífugas para todas las instalaciones industriales de Petróleos Mexicanos y Organismos Subsidiarios. Es importante resaltar que al ser *API* la institución con más adelantos y experiencia en este tipo de equipo, los fabricantes de bombas diseñan y fabrican sus equipos bajo esta especificación.

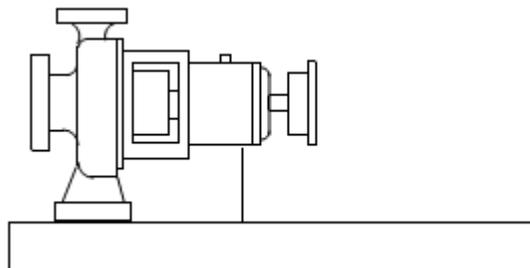
En la industria se les conoce como bombas *API* a aquellos equipos que se diseñan bajo la norma *API 610* y se dividen en tres grupos principales; por un lado están las bombas con impulsor en voladizo de un solo alojamiento de cojinetes, las bombas montadas entre cojinetes también conocidas como multietapas y las bombas verticalmente suspendidas, cada una de estas tiene subtipos dando un total de 18 tipos de bombas que se estudian a continuación.

### **3.2. Bombas en voladizo.**

Las bombas en voladizo son ampliamente utilizadas en la industria petrolera, el término “en voladizo” indica que el impulsor se encuentra sobre un extremo de la flecha soportada por un solo alojamiento de cojinetes. El Instituto Americano del Petróleo (API) clasifica a estas bombas en seis subtipos a los que llama “OH”, a continuación se describe cada uno de ellos.

#### **3.2.1. Bomba OH1**

Es una bomba horizontal, de una etapa, en voladizo, montada al pie y con acoplamiento flexible (*Figura 3.1*).



***Figura 3.1: Bomba tipo OH1***

La línea de succión se encuentra orientada de forma horizontal en un extremo (end) y la descarga en posición vertical (top).

Existen pocos fabricantes de este tipo de bombas, su utilización es muy limitada, y la norma de referencia de PEMEX limita su uso, su principal inconveniente es el tipo de montaje de la bomba, y es que se prefiere siempre un montaje sobre la línea de centros que minimiza cargas de empuje y mantenimientos, en lugar del montaje al pie (*Figura 3.2*).

1 PUERTOS DE MONITOREO DE VIBRACIÓN EN RODAMIENTOS

2 SOPORTE PARA IZAJE

3 VOLUTA Y BRIDA DE DESCARGA

4 BRIDA DE SUCCIÓN

5 IMPULSOR

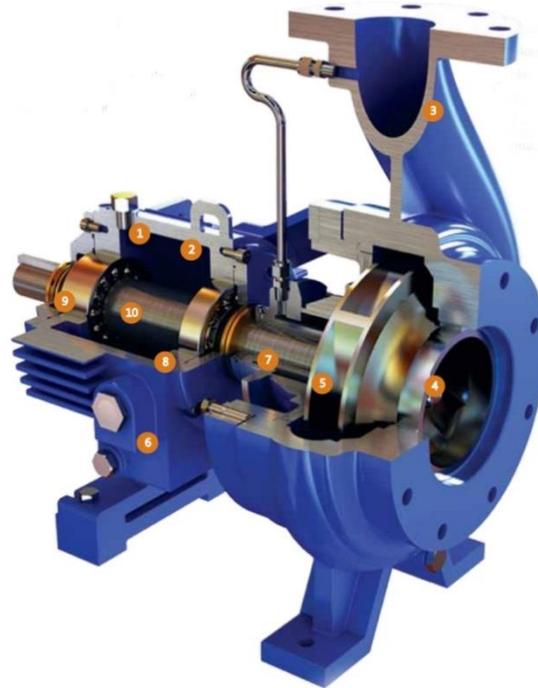
6 MONTAJE AL PIE

7 CORTE SECCIONAL

8 CARCASA

9 COJINETE DE EMPUJE

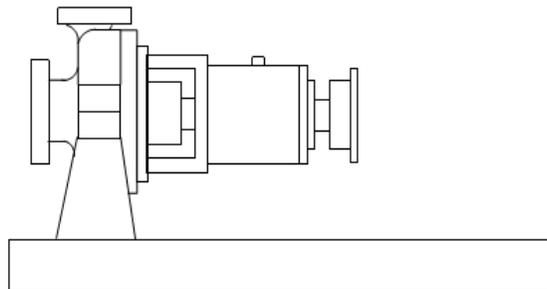
10 FLECHA



*Figura 3.2. Bomba OH1 modelo CPP de la compañía Ruhrpumpen*

### 3.2.2. Bomba OH2.

Toca el turno de hablar de la bomba más utilizada en las instalaciones petroleras, es una bomba horizontal, de una etapa, con impulsor en voladizo, soportada en línea de centros y con cople flexible (*Figura 3.3*).



*Figura 3.3. Bomba tipo OH2*

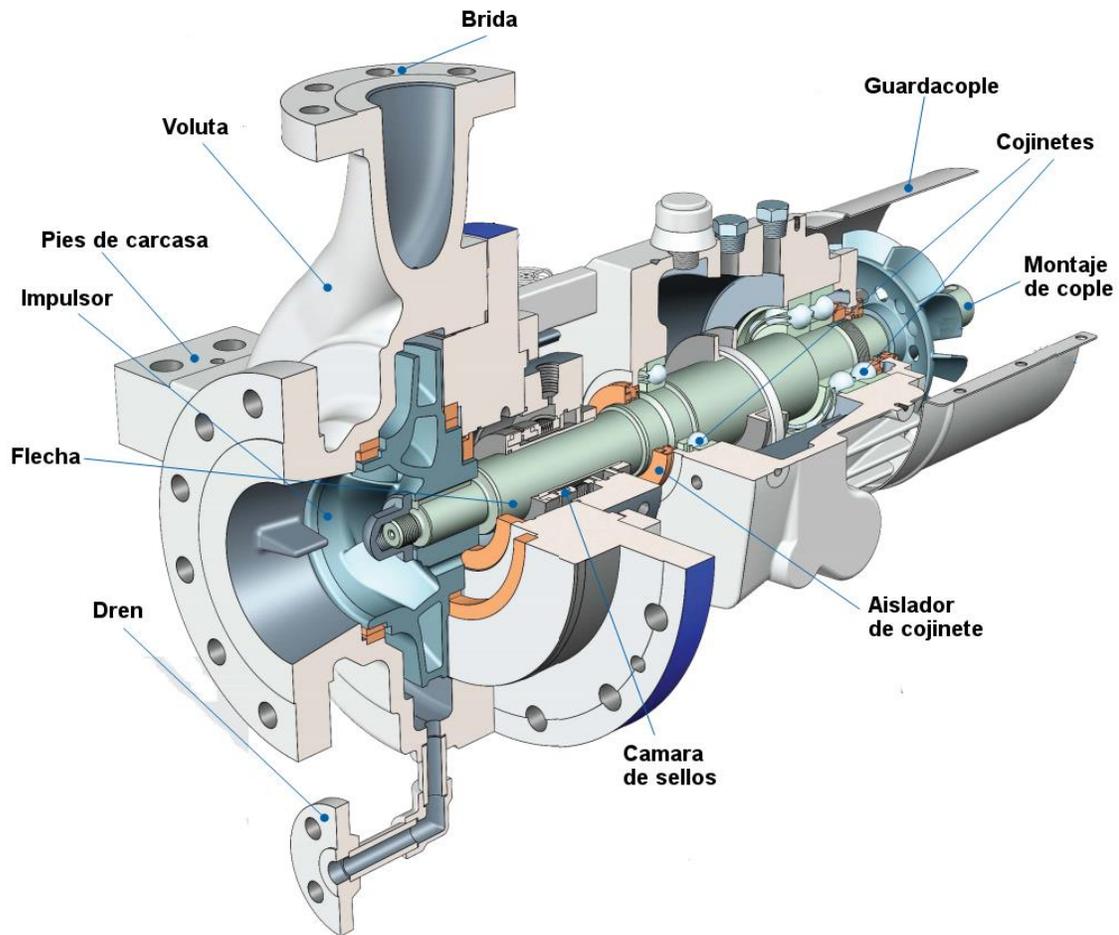
Esta bomba solo tiene un alojamiento de cojinetes que absorbe todas las fuerzas impuestas a la flecha y mantiene el rotor en posición durante la operación. La línea de succión de la bomba OH2 se encuentra orientada de forma horizontal en un extremo (end) y la línea de descarga se

encuentra en posición vertical (top), aunque algunos fabricantes también suministran este equipo con bridas “top-top” (línea de succión y descarga orientadas en forma vertical), lo que resulta muy conveniente cuando se requiera por motivo de espacio en instalaciones existentes, donde el cambio o reposicionamiento de tuberías no sea una opción.

Es tan extensa la aplicación de este tipo de bombas que los fabricantes manejan distintos modelos que cubren un amplio rango de capacidades y cargas. Existen modelos para caudales y cargas moderadas pero también se diseñan bombas OH2 que son capaces de manejar altas cargas a bajos flujos, de esta manera, se pueden encontrar en el mercado equipos con la capacidad de manejar flujos hasta de 2000 m<sup>3</sup>/h (8800 gpm), con cargas mayores de 350 m (1100 pies), presiones de 80 kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup> (1140 lb/pulg<sup>2</sup>) y temperaturas desde -160°C (-256°F) a 450°C (842 °F).

Los fabricantes invierten grandes cantidades de capital en los diseños de las bombas y sus avances han hecho posible tener equipos de bombeo cada vez más eficientes, y más confiables. Dentro de los fabricantes más conocidos de este y otros tipos de bombas *API* están compañías tan importantes como *Sulzer Pumps*, *Flowserve*, *ITT Goulds Pumps*, *Ruhrpumpen*, *KSB*, entre otros. En la *Figura 3.4* se observa un corte de una bomba OH2 de la compañía Sulzer Pumps, en ella se aprecia el montaje sobre la línea de centros (los pies de carcasa utilizados para el montaje se encuentran casi al centro del equipo), esta es la principal diferencia que tienen estas bombas con respecto a la bomba OH1.

El único alojamiento de cojinetes que se observa en la imagen contiene un cojinete antifricción (tipo bolas) que soporta las cargas radiales y un par de cojinetes antifricción que soportan las cargas axiales. Las cargas axiales en estas bombas son altas debido al empuje del líquido que se presenta directamente en el impulsor y este al mismo tiempo empuja la flecha hacia atrás, de aquí la importancia de tener estos dos rodamientos justamente para evitar un movimiento brusco que dañe componentes internos no solo de la bomba sino también del motor.

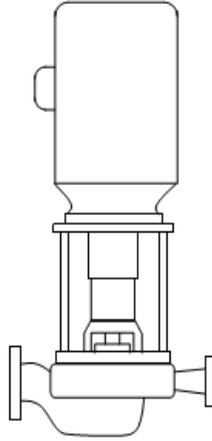


**Figura 3.4. Bomba OH2 modelo OHH de la compañía Sulzer Pumps**

### **3.2.3. Bomba OH3.**

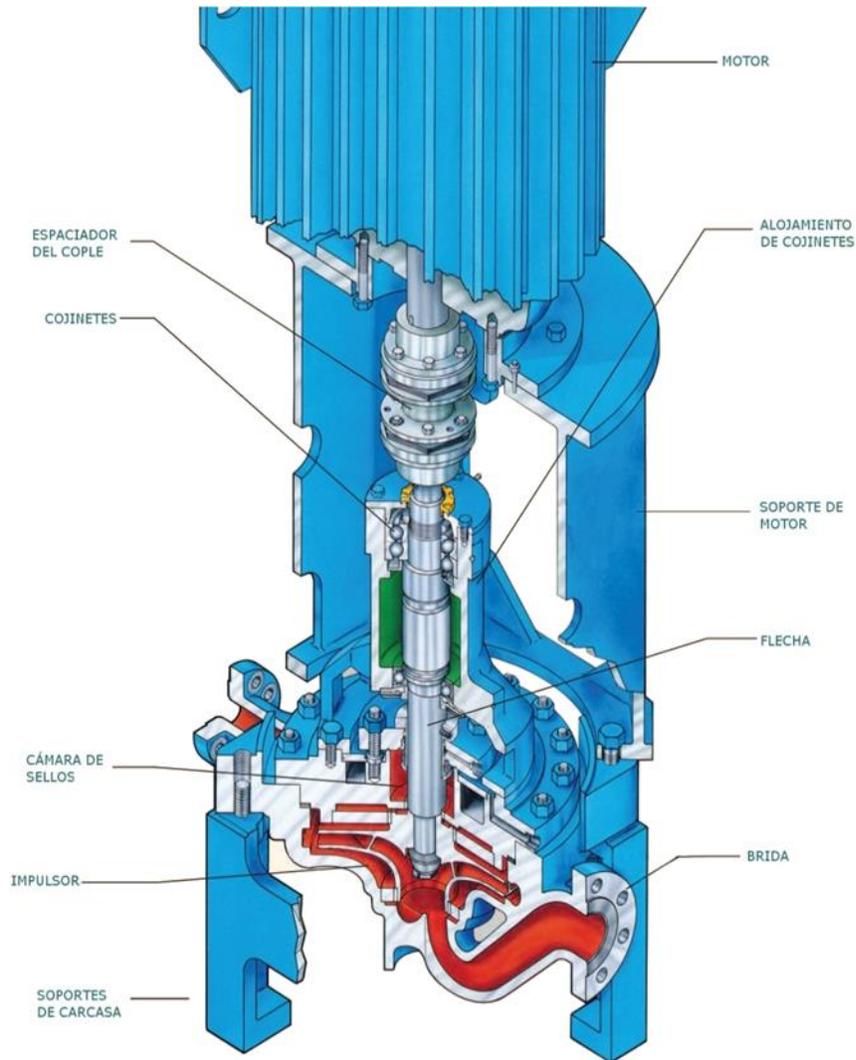
La bomba del tipo OH3 es una bomba vertical en línea, es de una sola etapa y con impulsor en voladizo, también cuenta con cople flexible y al igual que las bombas OH1 y OH2 tiene un solo alojamiento de cojinetes integrado para absorber todas las cargas que se producen durante la operación del equipo (*Figura 3.5*).

Estas bombas tiene la ventaja de ocupar un menor espacio para su instalación, por esta razón, la bomba OH3 resulta una buena opción cuando el espacio es muy limitado o cuando se realizan modernizaciones o adecuaciones a la planta, y como consecuencia, se tenga que cambiar el equipo de bombeo junto con un motor de mayor tamaño y no se tenga el espacio suficiente para hacerlo. Sin embargo no es la única ventaja que presentan estos equipos, ya que al tener el motor instalado de forma vertical y por lo tanto la flecha orientada de la misma forma, las cargas axiales se reducen de forma considerable.



***Figura 3.5. Bomba tipo OH3***

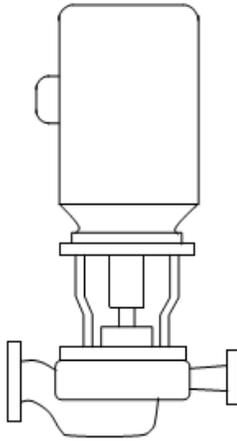
Aunque la construcción y diseño de estas bombas es distinta a las bombas horizontales (*Figura 3.6*), algunos fabricantes diseñan estos equipos permitiendo la intercambiabilidad de partes con otros modelos de sus bombas OH2, se habla de partes como flecha, cámara de sellos, sellos mecánicos, impulsor o anillos de desgaste. Para cualquier empresa esta característica resulta muy importante, ya que permite disminuir su inventario de partes de repuesto almacenadas, que además se pueden dañar si permanecen así durante mucho tiempo. Además, en caso de falla del equipo, la rehabilitación de la bomba lleva tiempos relativamente cortos, reduciendo así, pérdidas económicas por paros inesperados prolongados.



**Figura 3.6. Bomba OH3, modelo 3910 de la compañía ITT Goulds Pumps**

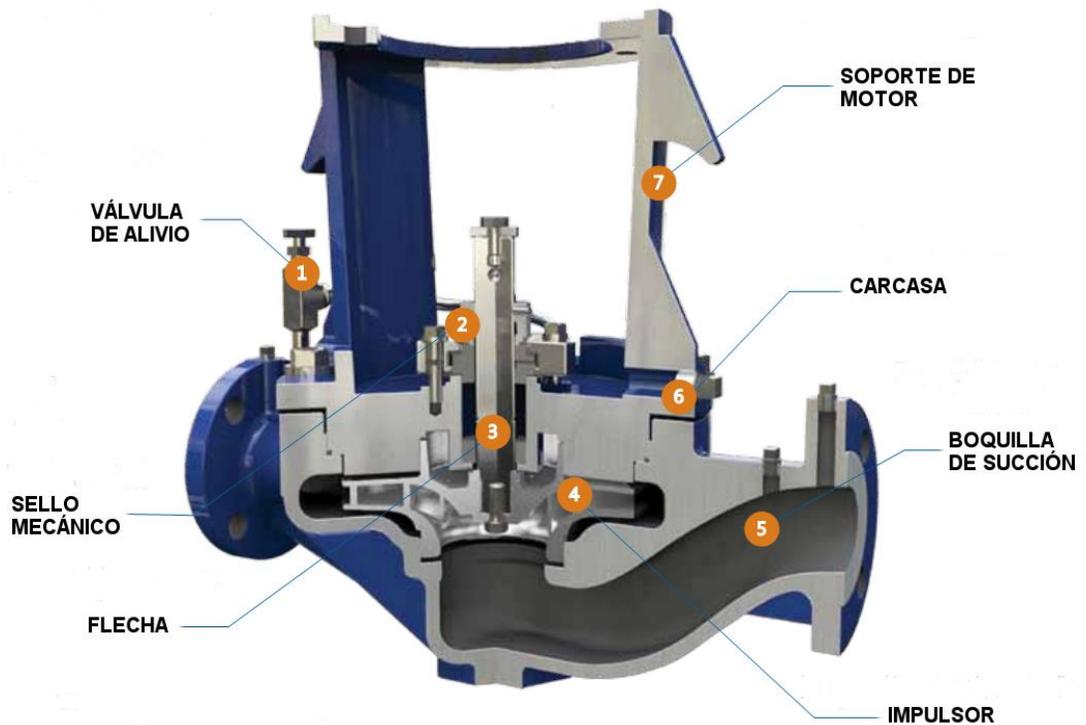
### 3.2.4. Bomba OH4.

Se trata de bombas de tipo vertical en línea, con impulsor en voladizo y de una sola etapa (*Figura 3.7*). A diferencia de las bombas OH3, estas bombas están rígidamente acopladas a su accionador (ver sección 4.2). A pesar de ser una bomba incluida en la normatividad API 610 e ISO 13709, la norma de referencia de PEMEX no recomienda su uso como bomba de proceso, debido precisamente al acoplamiento rígido que dificulta su desensamble y por lo tanto su mantenimiento.



**Figura 3.7. Bomba tipo OH4**

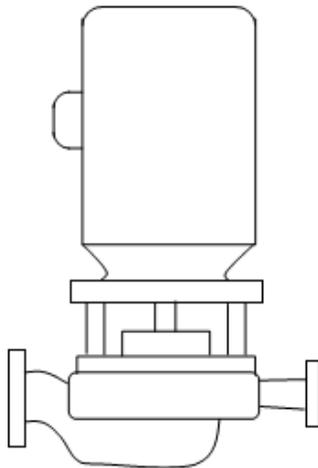
Aunque existen fabricantes que suministran estos equipos la variedad de modelos de esta bomba es limitada. En la *Figura 3.8* se muestran las partes básicas constitutivas de este tipo.



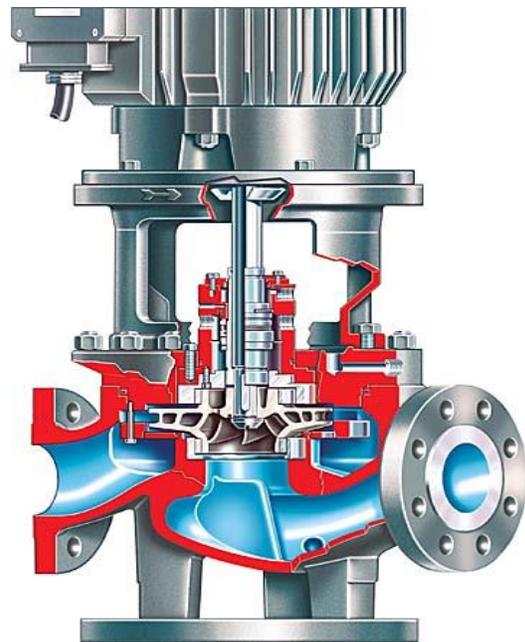
**Figura 3.8. Bomba OH4 modelo IVP de la compañía Ruhrpumpen**

### 3.2.5. Bomba OH5.

Las bombas con denominación OH5 (*Figura 3.9*) son del tipo vertical en línea, de una etapa y con impulsor en voladizo, la diferencia con las bombas OH4 y OH3 es que el impulsor está montado directamente en la flecha del accionador sin ningún tipo de cople, la línea de succión y descarga están alineadas con una orientación de bridas “end-end” (línea de succión y descarga sobre la línea horizontal) (*Figura 3.10*), por supuesto tienen todas las ventajas de una bomba OH3 y OH4 como ahorro de espacio y esfuerzos axiales menores en comparación con las bombas horizontales, sin embargo, al igual que la bomba tipo OH4, esta bomba no cumple con todos los requisitos técnicos de la norma de referencia de Petróleos Mexicanos, por lo que no se permite su uso como bomba de proceso, principalmente por la característica de no contar con un cople o medio que permita el mantenimiento o cambio de partes internas sin necesidad de desmontar el motor.



**Figura 3.9. Bomba tipo OH5**



**Figura 3.10. Bomba OH5, modelo PVML de la compañía Flowserve**

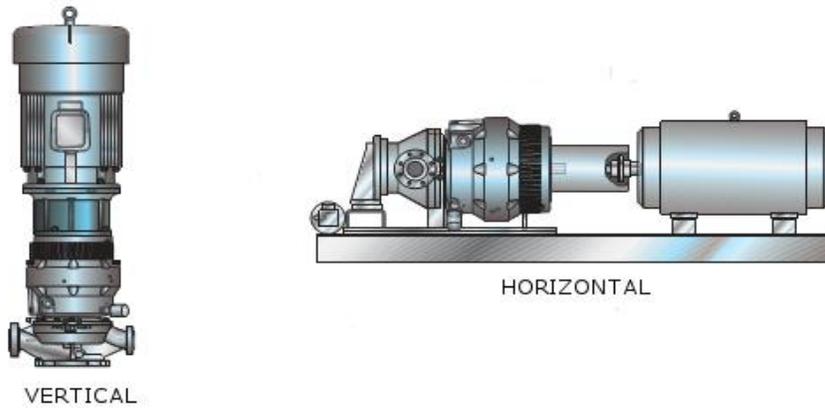
En la *Figura 3.10* se observa también el acoplamiento corto y rígido que conecta el impulsor con el motor eléctrico.

### **3.2.6. Bomba OH6.**

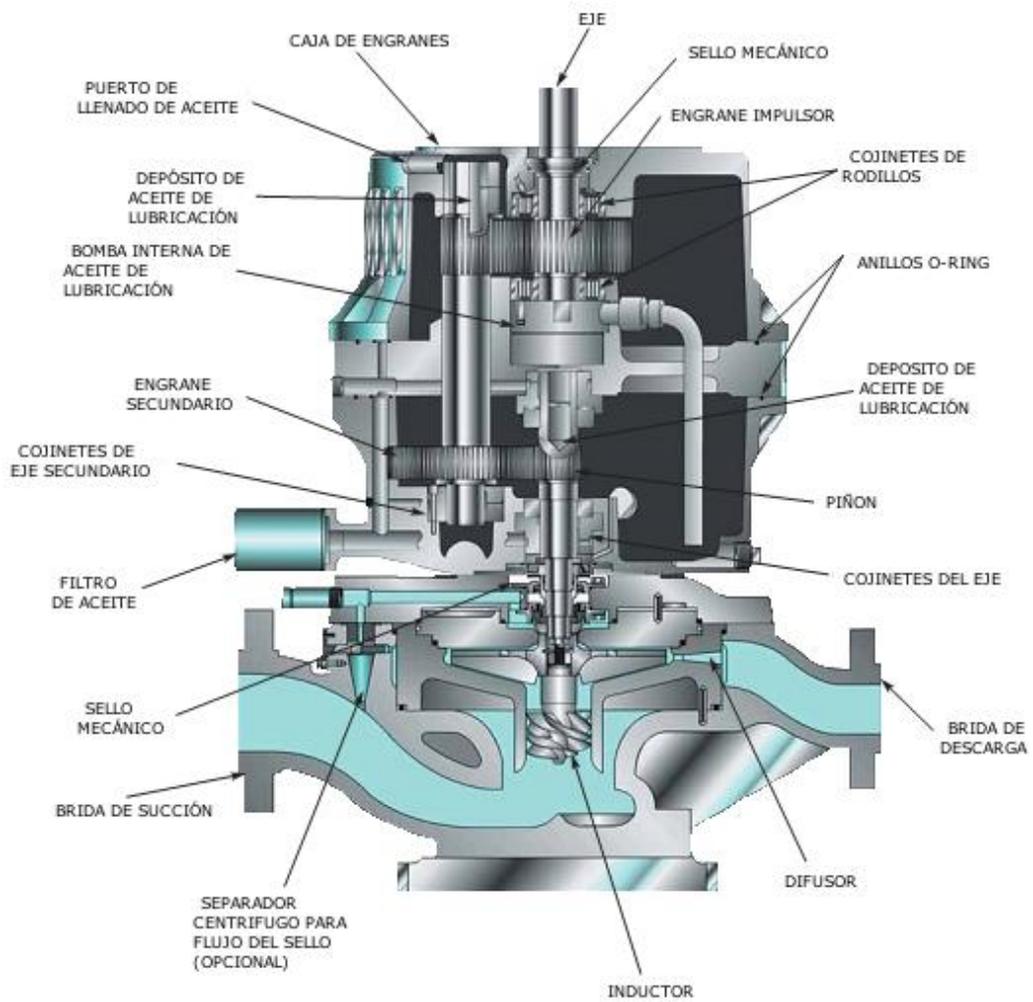
También conocida como bomba de alta velocidad, se trata de un equipo con características únicas en su tipo, su campo de aplicación es muy específico ya que se presenta como alternativa a una bomba multietapas o reciprocante al ser capaz de manejar grandes cargas con muy bajos flujos. Es de una sola etapa, cuenta con impulsor en voladizo y puede ser de orientación vertical u horizontal (*Figura 3.11*). La diferencia con las otras bombas OH es que entre la bomba y su accionador (en este caso motor eléctrico) se encuentra un arreglo de engranes encargado de incrementar la velocidad de giro de la flecha. El impulsor es montado directamente a la flecha de salida de la caja de engranes. No hay acoplamiento entre la bomba y la caja de engranes, sin embargo, la caja de engranes es acoplada con cople flexible al accionador (*Figura 3.12*).

Como ya se mencionó, entre las ventajas que presenta la bomba OH6 es el de poder manejar cargas grandes y flujos bastante pequeños, si se utilizara una bomba con una velocidad convencional (3600 r/min) se tendrían equipos con más de 3 etapas (dependiendo de las condiciones de operación) llegando a tener hasta 9 o 10 etapas, lo que se refleja en problemas de espacio y de motores con potencias mayores que los utilizados en bombas de alta velocidad para un mismo servicio. Es un equipo que ofrece ventajas mientras opere dentro de las condiciones a las que fue diseñado, y las eficiencias que ofrece son mayores que una bomba multietapas bajo las condiciones ya especificadas. Aun con estas ventajas el uso de estas bombas en la industria petrolera mexicana todavía es muy limitada, y es que, aunque la bomba OH6 es de un tamaño mucho menor, las velocidades a las que gira el impulsor generan vibraciones que demandan mantenimientos preventivos rigurosos y partes de repuesto listas para cualquier eventualidad, además de presentar problemas con la limitación de ruido que impone la norma de referencia *NRF-050-PEMEX-2007* en su párrafo 8.1.1.16, mismo que establece que el nivel de ruido deberá ser como máximo 85dB (A) medidos a 1.5 metros de distancia.

Por estas razones solo se permite su uso en plantas o instalaciones de PEMEX bajo estricta aprobación de la paraestatal.



**Figura 3.11. Bomba OH6, orientación vertical y horizontal**



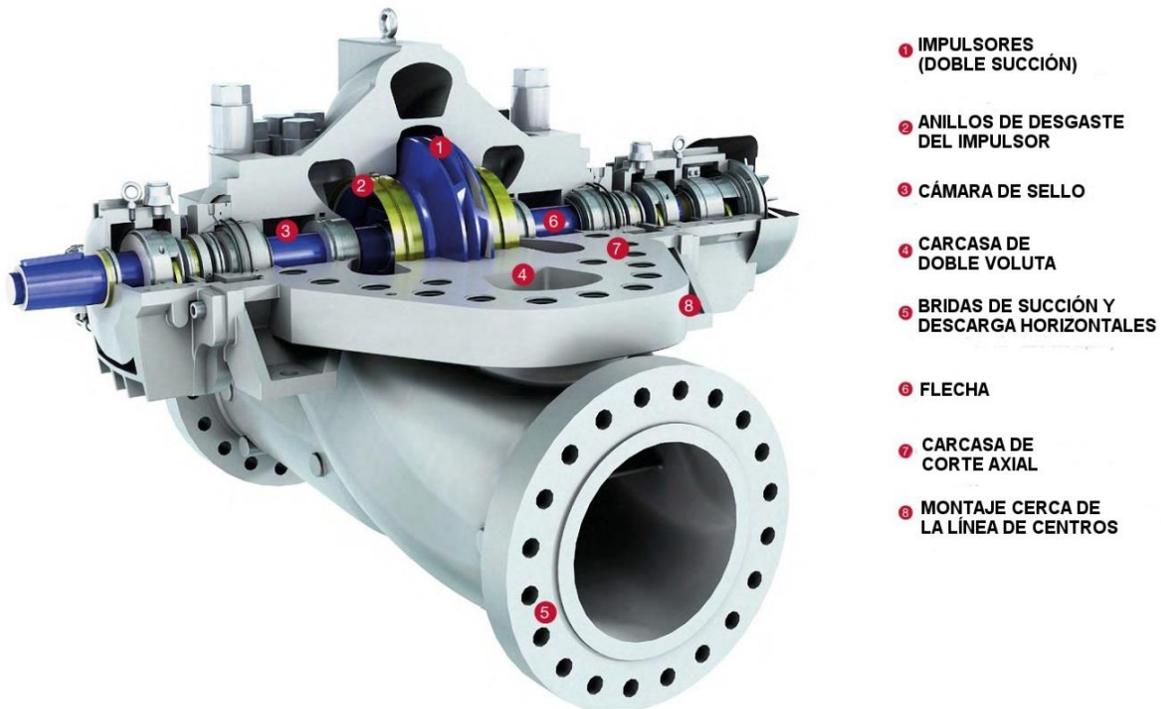
**Figura 3.12. Bomba OH6, modelo LMV-34X de la compañía Sundyne**

### 3.3. Bombas montadas entre cojinetes.

La principal característica de las bombas del tipo *BB*, también conocidas como bombas de cámara partida, es que son equipos que cuentan con dos cojinetes sobre los que se monta la flecha y el impulsor a diferencia de las bombas *OH* en las cuales el impulsor se encuentra en voladizo, debido a esto, el costo del equipo aumenta, tomando en cuenta que se necesitan el doble de sellos mecánicos, piezas de desgaste, calentadores de espacio (si se requieren) e incluso tubería de lubricación para sellos y cojinetes. Su construcción es más complicada que las bombas *OH* pero presentan ventajas que no se podrían lograr con una bomba con impulsor en voladizo. A continuación se estudia cada tipo.

#### 3.3.1. Bomba BB1

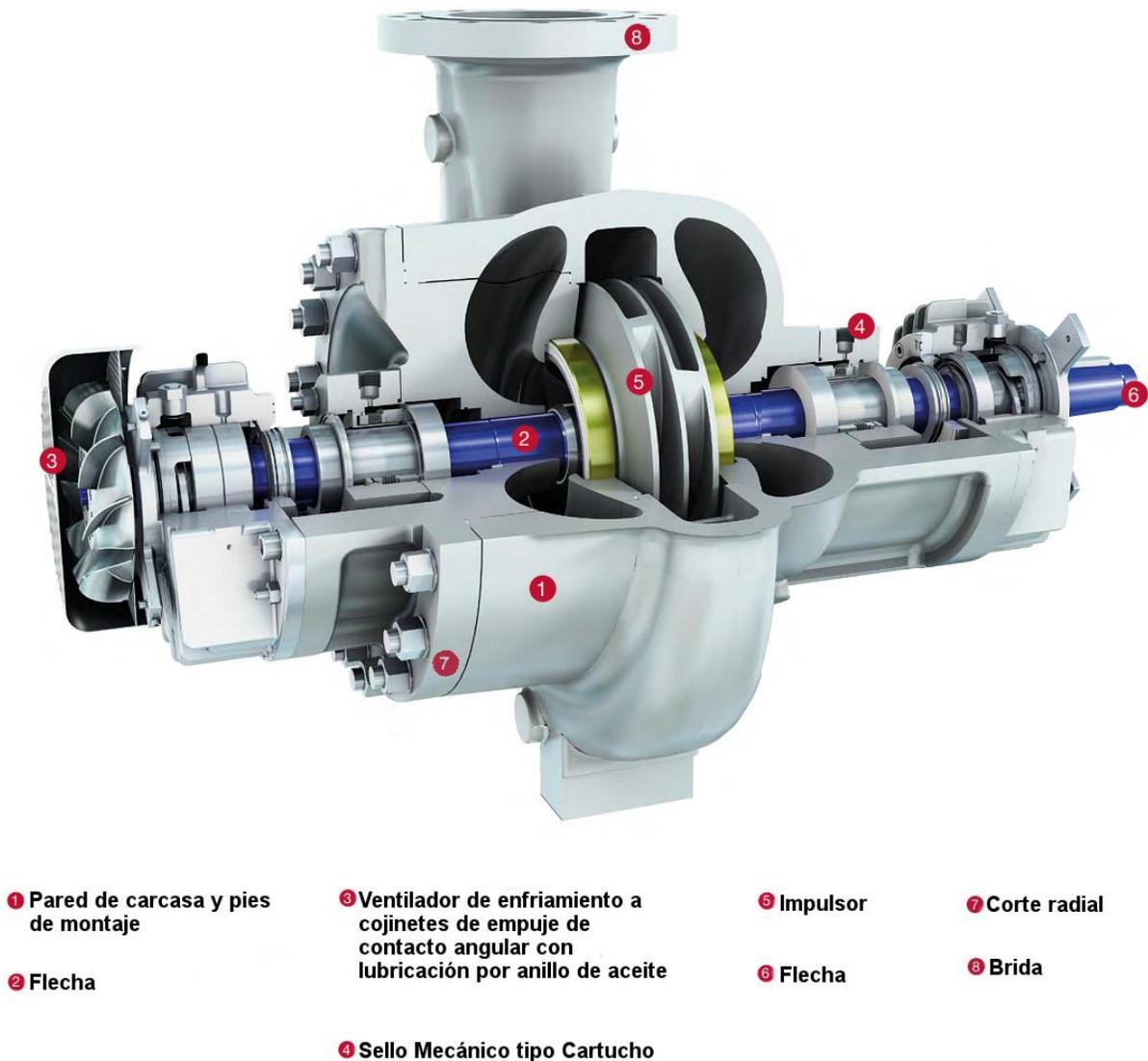
La bomba *BB1* es un equipo que puede ser de una o dos etapas, de corte axial y montada entre cojinetes. El corte axial le proporciona la facilidad de desmontar la carcasa superior para remover las piezas en el mantenimiento, sin necesidad de desmontar la carcasa inferior o remover tuberías o motor.



*Figura 3.13. Bomba BB1, modelo HSB de la compañía Sulzer Pumps*

### 3.3.2. Bomba BB2.

La bomba del tipo BB2 se diseña de una o dos etapas, se encuentra montada entre cojinetes pero de carcasa dividida en forma radial (en sentido de la dirección del fluido). En muchas aplicaciones se prefiere el corte radial por su capacidad de soportar altos empujes radiales cuando se manejan grandes cargas. Al igual que la bomba OH2, este tipo de bombas son muy utilizadas en las instalaciones de PEMEX. Normalmente se suministran las bombas con bridas “top-top” (succión y descarga por arriba) como se ve en la *Figura 3.14*.



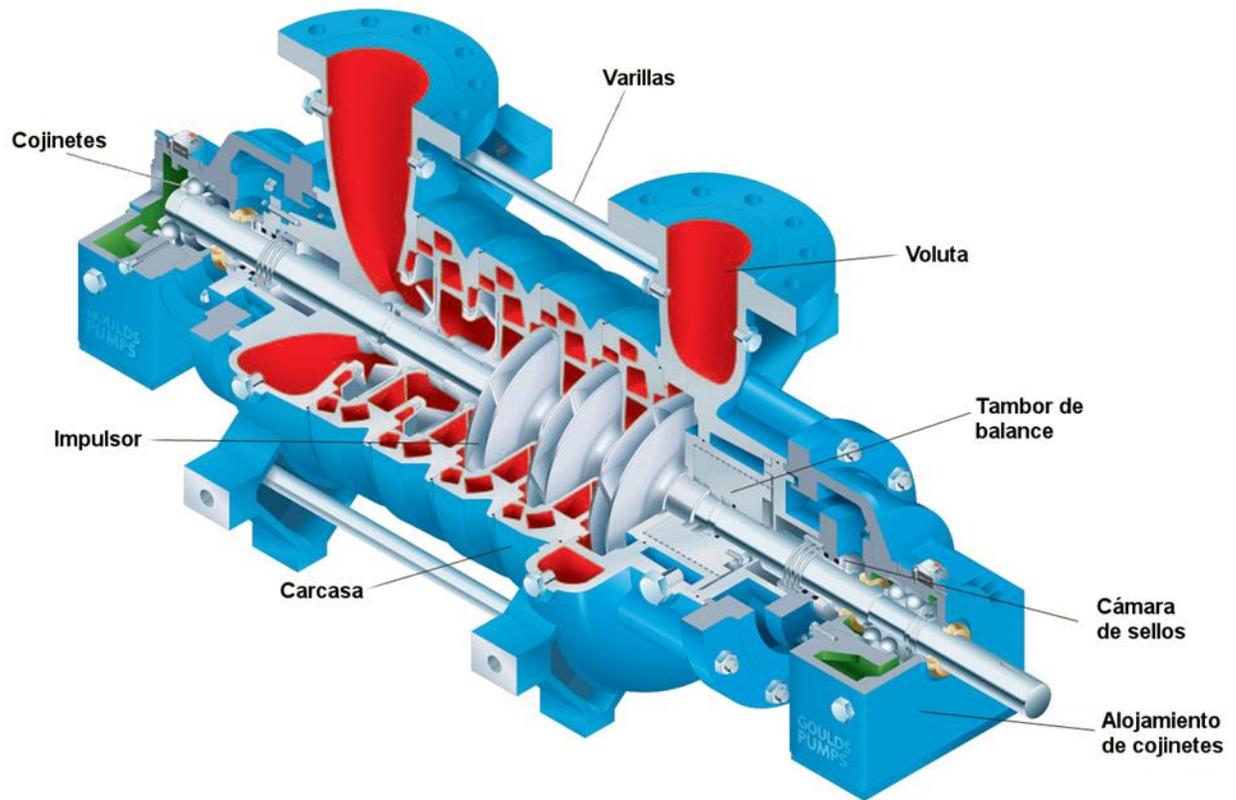
*Figura 3.14. Bomba BB2, modelo BBS de la compañía Sulzer Pumps*



### **3.3.4. Bomba BB4.**

También conocidas como bombas de anillo seccionado, anillos segmentados o varillas tensionadas. Son bombas multietapas, montadas entre cojinetes, de corte radial pero de carcasa sencilla y dividida en secciones (*Figura 3.16*). Esta última característica limita el uso de estas bombas en aplicaciones donde se presenten grandes presiones dentro de la carcasa debido a que tienen un área potencial de fuga en cada segmento, de tal manera que no cubren todos los requisitos de la norma *NRF-050-PEMEX-2007*, por lo que estos equipos no son elegibles como bombas de proceso.

La característica de ser de corte radial y multietapas le da ventajas y desventajas al mismo tiempo, por un lado brinda la posibilidad de manejar altas cargas dependiendo del número de impulsores con que cuente el equipo, y el corte radial brinda una seguridad en la operación a altas cargas radiales, sin embargo, para poder desmontar los impulsores en el mantenimiento o cambios en las partes de alto desgaste, la bomba presenta un diseño en el cual la carcasa no es una sola pieza, por el contrario, cada impulsor cuenta con su propia carcasa teniendo tantas secciones como impulsores con los que se cuente. Al final todas las secciones se unen por medio de las varillas tensionadas exteriores evitando así fugas en el sistema, sin embargo, la carcasa como conjunto puede no ser lo suficientemente hermética sobre todo si se trabaja a altas presiones, provocando pequeñas fugas del líquido bombeado. Por seguridad, si el fluido es un hidrocarburo o derivados del mismo, no se puede permitir ninguna fuga, por esta razón, estas bombas se encuentran excluidas de la selección como equipo de proceso, afortunadamente en caso de requerir una bomba robusta, multietapas, montada entre cojinetes y de corte radial existe un modelo parecido a este, pero que soluciona el problema de las posibles fugas, se trata del modelo BB5 que se estudia a continuación.

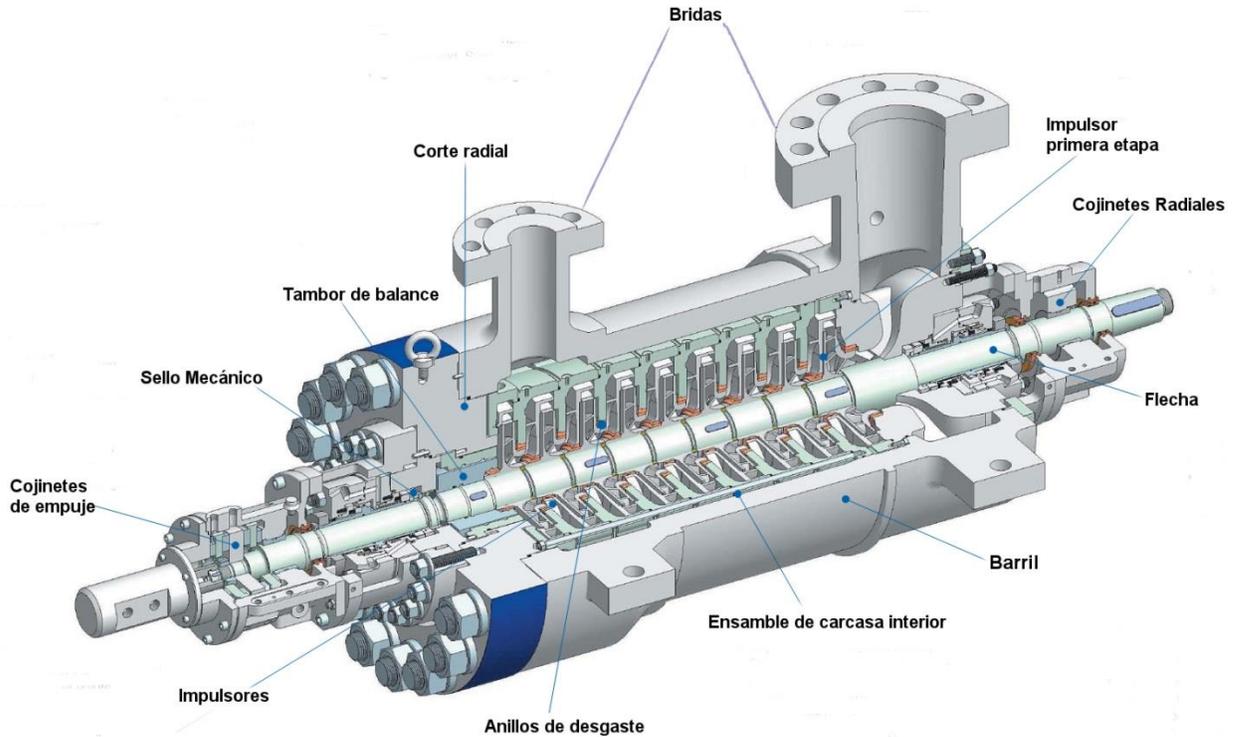


**Figura 3.16. Bomba BB4, modelo 3393 de la compañía ITT Goulds Pumps**

### 3.3.5. Bomba BB5.

Bomba de alta presión, su robusto diseño y construcción permite manejar altas cargas, un campo de aplicación casi exclusivo de estas bombas. Se puede decir que es una bomba BB4 pero con las mejoras necesarias para evitar fugas en la carcasa. Se le conoce como bomba de barril, precisamente por la carcasa exterior y el corte radial. Si se manejan fluidos que requieren altas cargas y fluidos con gravedad específica menor a 0.7, este tipo de bombas son las adecuadas, su costo es mayor a las otras bombas del tipo *BB*, pero la seguridad de operación de estas bombas lo vale.

En la *Figura 3.17*, se ilustra un corte seccional de una bomba BB5 de la compañía *Sulzer Pumps*.



**Figura 3.17. Bomba BB5, modelo GSG de la compañía Sulzer Pumps**

### **3.4. Bombas verticalmente suspendidas.**

Las bombas “VS” constituyen la tercera rama de clasificación de bombas API, son equipos utilizados en plataformas y en lugares donde se requiere elevar un fluido que se encuentra por debajo de la bomba o incluso cuando se necesita un depósito para aumentar la carga en la succión al tener problemas de NPSH.

Aunque los casos presentados en esta tesis solo tratan de aplicaciones con bombas horizontales del tipo OH y BB, (por ser las más utilizadas en plantas terrestres como refinerías) es importante ofrecer un panorama general de estos equipos con el fin de que el lector compare, tanto tipo de construcción, como características principales y pueda identificar los elementos que las componen.

La construcción de estas bombas es distinta a las ya vistas anteriormente, sin embargo el funcionamiento es muy similar; contienen uno o varios impulsores centrífugos que impulsan el fluido a través de una columna que puede ser parte integral de la carcasa o estar fuera de la misma, dependiendo de las características se tienen siete subtipos de bombas “VS”.

### **3.4.1. Bomba VS1.**

Son bombas de pozo profundo, verticalmente suspendidas, de difusor, carcasa sencilla y descarga a través de la columna.

El accionador, normalmente motor eléctrico, se instala en la parte superior de la bomba acoplado directamente a la flecha en la que se montan los impulsores. Los impulsores y los tazones (carcasa del impulsor) se encargan de bombear el fluido dentro de la columna (tubería) que dirige el líquido desde el nivel de succión hasta la boquilla de descarga, la flecha se encuentra dentro de la columna y se instala un cople que sirve de guía para que la flecha no sufra flexión por sus largas dimensiones. El impulsor de la primera etapa se encuentra por debajo del nivel del líquido y los cojinetes de cada tazón son lubricados por el mismo fluido bombeado. En la parte inferior (succión) de la bomba se instala normalmente un “colador” que se encarga de filtrar cualquier sólido en suspensión que pudiera dañar los elementos internos de la bomba.

En la *Figura 3.18* se ilustra una bomba del tipo VS1 con un corte seccional en el que se pueden ver los elementos internos, ya descritos en el párrafo anterior.



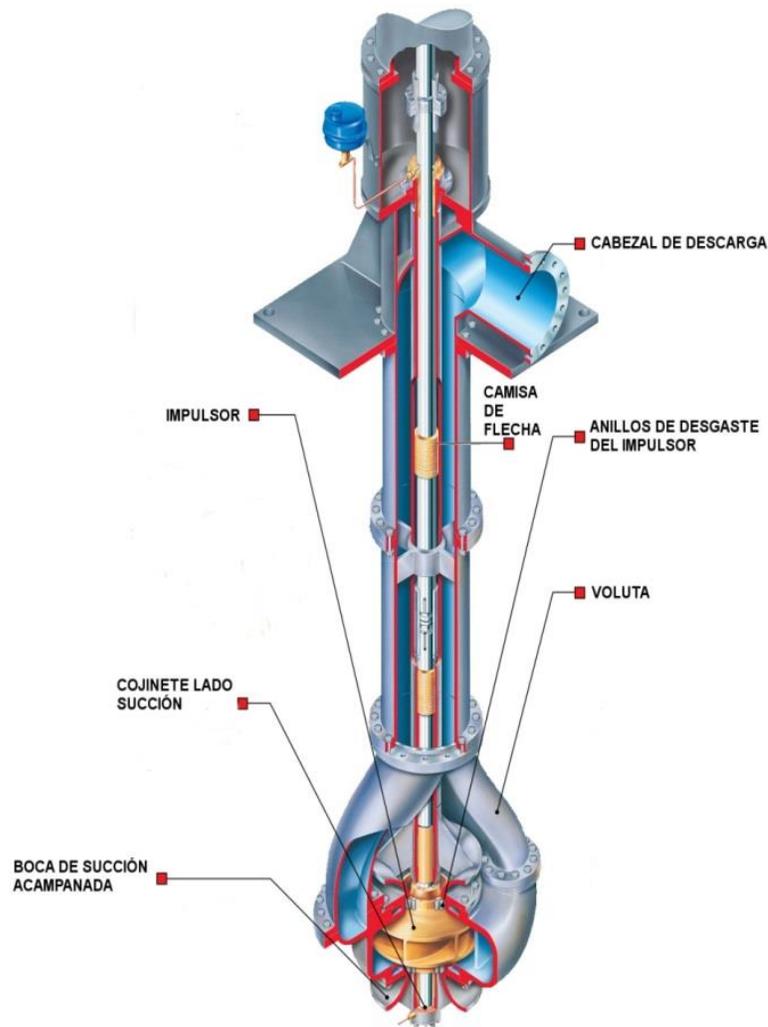
1. Cabezal de descarga
2. Cople de columna
3. Columna
4. Flecha
5. Succión acampanada
6. Colador
7. Prensaestopas
8. Cojinetes
9. Coples de flecha
10. Casquillo de cojinete
11. Impulsor
12. Boquilla
13. Collar
14. Succión

*Figura 3.18. Bomba VS1, modelo VTP de la compañía Ruhrpumpen*

### 3.4.2. Bomba VS2.

Son bombas verticalmente suspendidas, de carcasa sencilla y descarga a través de la columna, pero como se aprecia en la Figura 3.19, a diferencia de las bombas VS1 que son tipo difusor, las

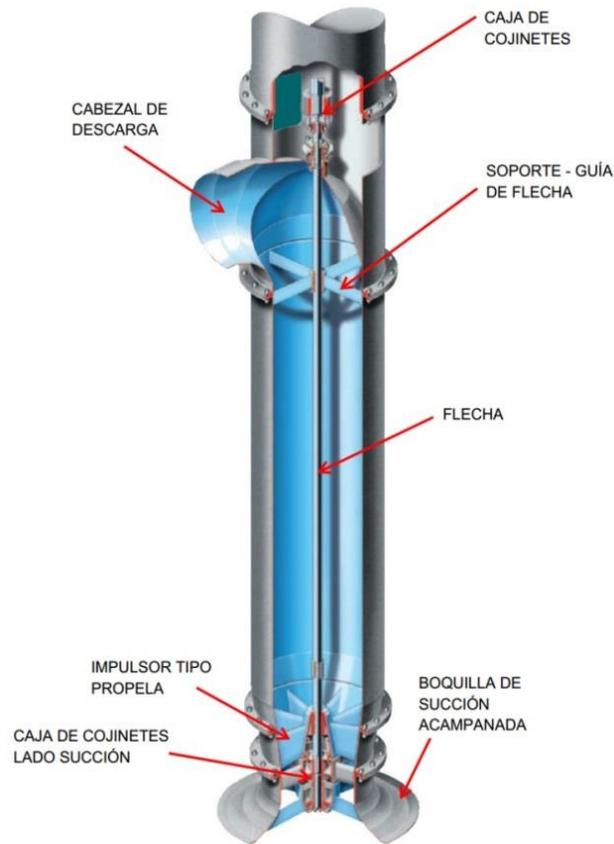
bombas VS2 son de voluta. No necesariamente tiene que ser de un paso, algunos fabricantes pueden ofrecer estas bombas con varios impulsores montados sobre el eje.



*Figura 3.19. Bomba VS2, modelo QL de la compañía Flowserve*

### 3.4.3. Bomba VS3.

Las bombas de este tipo son de carcasa sencilla, verticalmente suspendidas, descargan a través de la columna y son de flujo axial (*Figura 3.20*). Esta última característica le da la posibilidad de manejar altos flujos para aplicaciones que así lo requieran, para mantener la flecha en su posición se instalan soportes que sirven como guía de flecha.



**Figura 3.20. Bomba VS3, modelo AFV de la compañía Flowserve**

#### **3.4.4. Bomba VS4.**

También conocidas como “bombas tipo sum” o sumidero, son verticalmente suspendidas, carcasa sencilla y accionada por flecha en línea. La principal diferencia de estas bombas es que la descarga ya no se hace a través de la columna por donde pasa la flecha (como en las bombas tipo VS1, VS2 y VS3), para este propósito se utiliza una tubería de descarga (punto 12 de la *Figura 3.21*) totalmente separada de la columna. El impulsor está dentro de la carcasa tipo voluta, y se conecta con el motor que es montado desde la parte superior del equipo. Se puede utilizar sin problema lubricación con grasa para los cojinetes y flechas debido a que el fluido no está en contacto en ningún momento con estas partes móviles. La *Figura 3.22* da una idea de las dimensiones aproximadas de estas bombas.



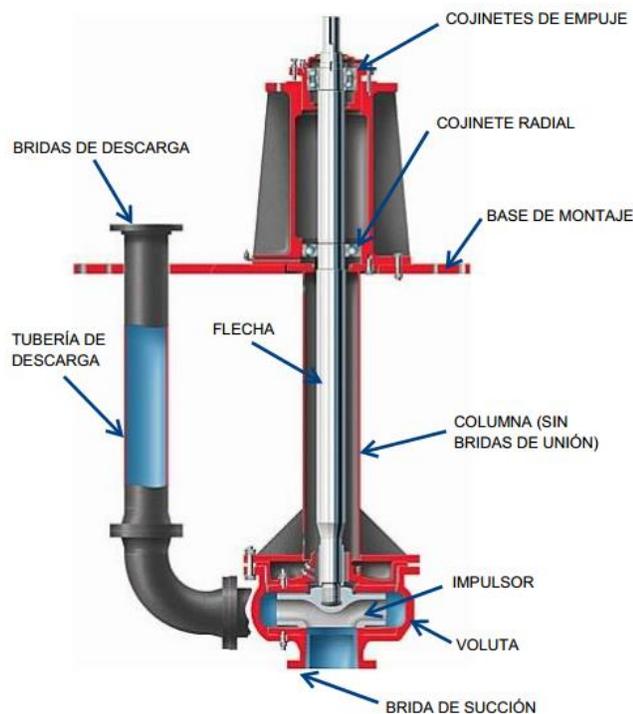
*Figura 3.21. Bomba VS4 modelo VSP de la compañía Ruhrpumpen*



*Figura 3.22. Bomba VS4 (Tipo sumidero)*

### 3.4.5. Bomba VS5.

Estas bombas son verticalmente suspendidas, con impulsor en voladizo, de voluta y con descarga separada de la columna. Básicamente se trata de una bomba del tipo VS4 con la diferencia de que la tubería o envolvente por donde pasa la flecha es pieza única (sin bridas de unión) y los cojinetes se encuentran en la parte superior de la bomba (parte al aire libre) como se puede apreciar en la *Figura 3.23*. Hay pocos fabricantes de este tipo de bombas, el motivo es que se presentan dificultades en el embalaje al no poder dividir la envolvente de la flecha en partes para su transporte.

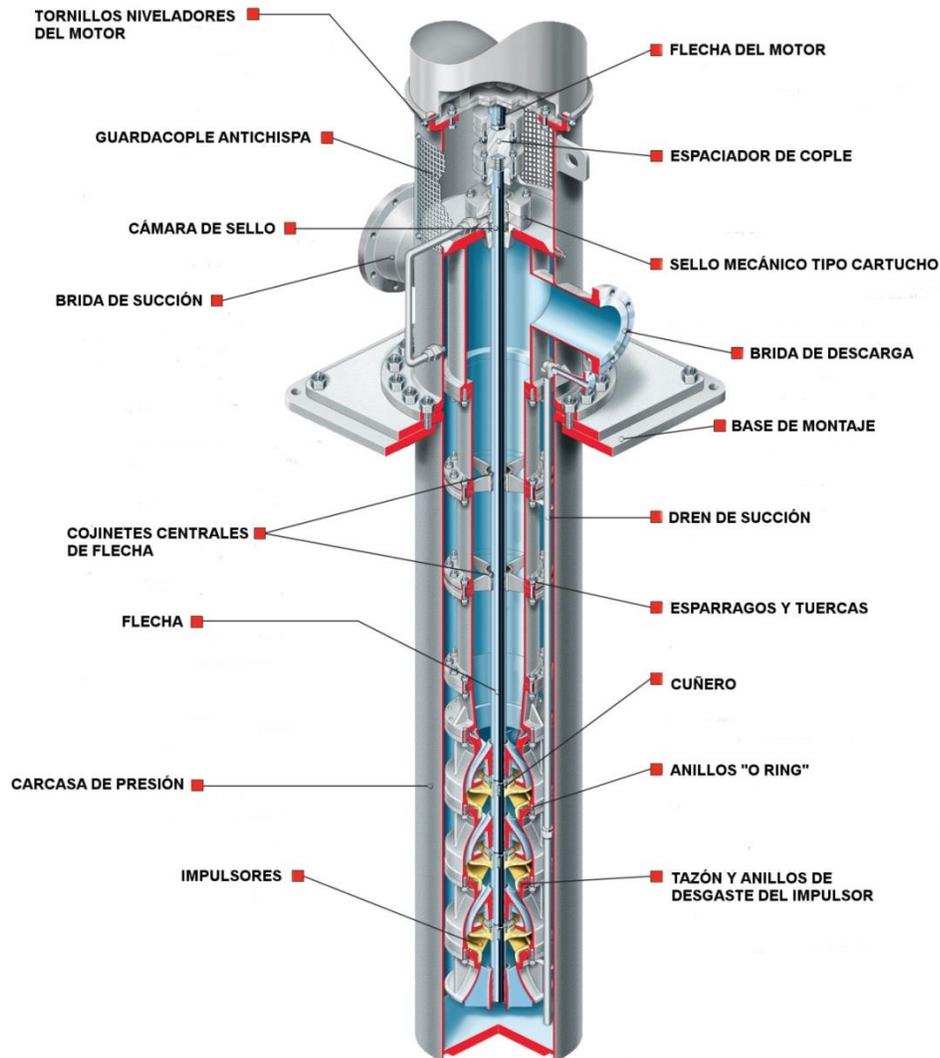


*Figura 3.23. Bomba VS5 modelo MJC de la compañía Flowserve*

### 3.4.6. Bomba VS6.

Las bombas del tipo VS6 son verticalmente suspendidas, de tipo difusor y además es de doble carcasa. La succión y la descarga están en la parte superior de la bomba y todos los impulsores y tazones que le imparten la energía al fluido se encuentran por debajo de la base de montaje, la descarga es a través de la columna (misma por donde pasa la flecha) y como en todas las bombas verticales, el motor se encuentra en la parte superior y es acoplado por medio de un

copie flexible. En la *Figura 3.24* se pueden ver las partes constitutivas de este tipo de bombas a detalle.



*Figura 3.24. Bomba VS6 modelo VPC de la compañía Flowserve*

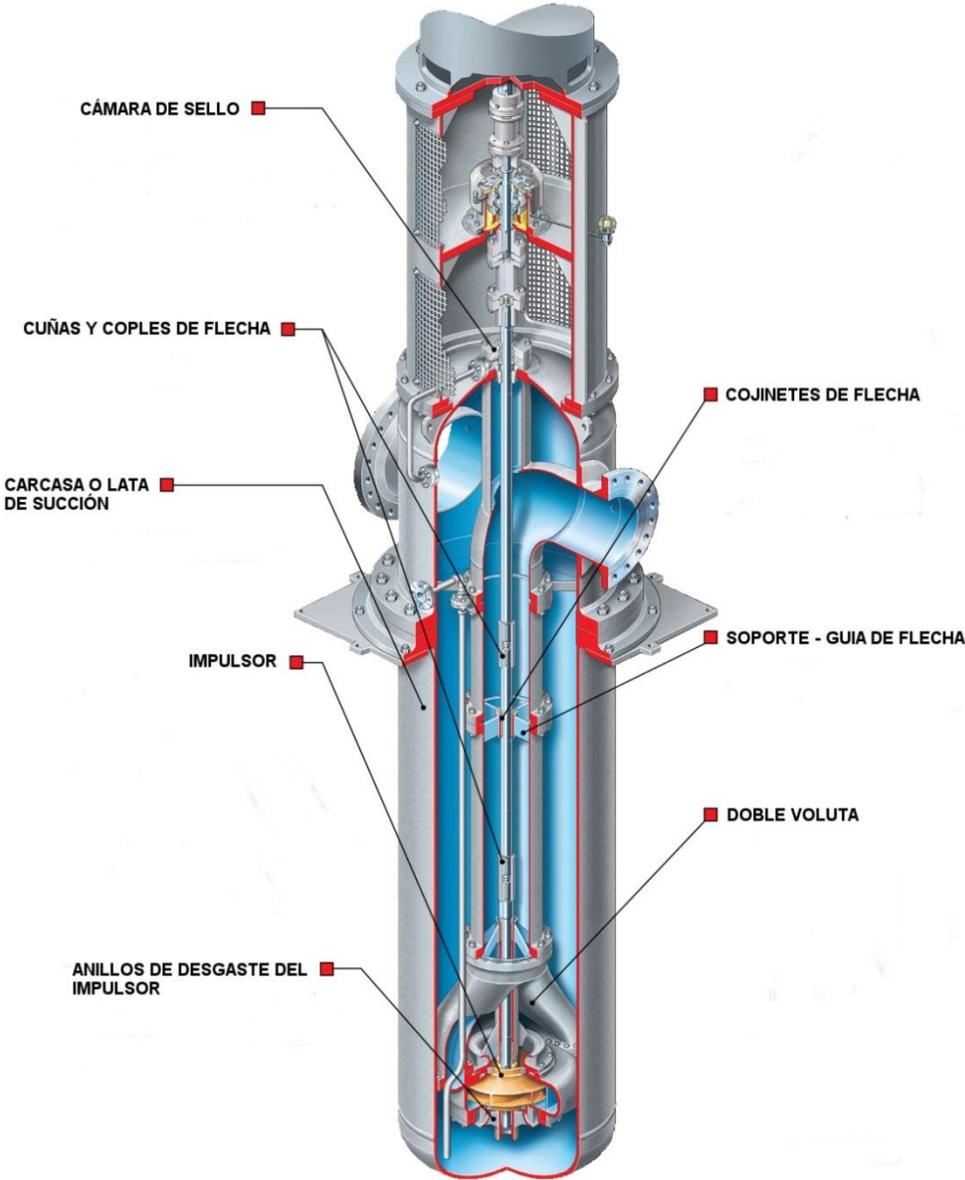
### 3.4.7. Bomba VS7.

Para finalizar con la clasificación de bombas API, se tiene la bomba con denominación VS7, verticalmente suspendida, de voluta y de carcasa doble.

La primera carcasa (exterior) sirve como depósito por donde entra el fluido antes de llegar al primer impulsor, a partir de aquí el fluido entra a la carcasa interna para ser bombeado y salir a través de la brida de descarga.

Como se puede ver en la *Figura 3.25*, el diseño es muy parecido a una bomba VS2 con la diferencia de la doble carcasa.

Tanto la bomba VS6 como VS7 se utilizan a menudo en servicios donde se tienen problemas de NPSH y se requiere incrementar la carga en la succión. La columna que se genera al tener una carcasa exterior le proporciona a la bomba esa carga extra que se requiere.



*Figura 3.25. Bomba VS7 modelo QLC de la compañía Flowserve*

## CAPÍTULO 4

### PARTES Y REQUERIMIENTOS DE LA BOMBA DE ACUERDO A NORMATIVIDAD.

#### 4.1. Impulsor.

El impulsor es uno de los elementos más importantes de la bomba centrífuga, se trata del corazón del equipo y es precisamente el impulsor el elemento que se encarga de transmitir la energía proveniente del motor al fluido.

Al igual que las bombas se pueden clasificar a los impulsores de varias maneras dependiendo de su construcción, formas o características de operación, a continuación en la *Tabla 4.1* se mencionan algunas<sup>(4)</sup>:

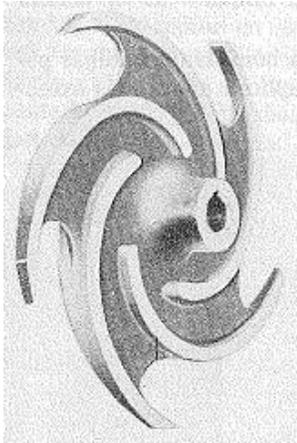
**Tabla 4.1. Tipos de impulsor**

<i>Por el tipo de succión:</i>	<i>Por la forma de los alabes:</i>	<i>Por la dirección del flujo:</i>	<i>Por el tipo de construcción:</i>	<i>Por la velocidad específica</i>
Simple succión	Alabes de curvas radiales	Radial	Abierto	Baja
Doble succión	Alabes tipo Francis	Mixto	Semiabierto	Media
	Alabes para flujo mixto	Axial	Cerrado	Alta
	Alabes tipo propela			

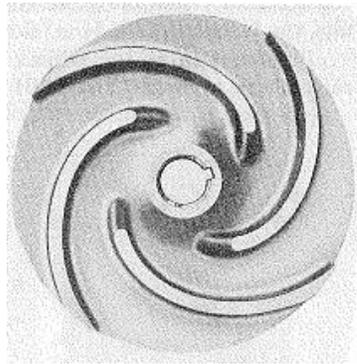
De las clasificaciones anteriores, las más importantes para este trabajo son la que toman en cuenta el tipo de succión y la construcción del impulsor. Los fabricantes ofrecen en sus equipos impulsores de simple succión para manejo de flujos moderados e impulsores de doble succión para manejo de altos flujos.

Los impulsores abiertos (*Figura 4.1*), tienen alabes unidos a un mamelón central por medio de tabiques relativamente pequeños. Los impulsores semiabiertos (*Figura 4.2*) tienen una tapa o pared en un solo lado mientras que los impulsores cerrados (*Figura 4.3*) tienen tapas en ambos lados para encerrar el pasaje del líquido.

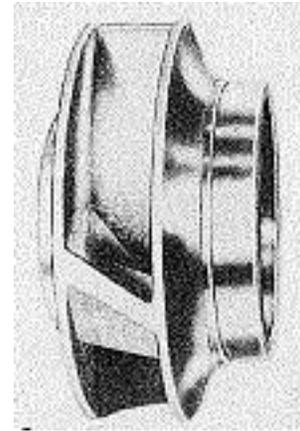
En los impulsores de simple succión el líquido entra por un lado del impulsor cerrado, mientras que en el tipo de doble succión el fluido entra por ambos lados.



***Figura 4.1. Impulsor abierto***



***Figura 4.2. Impulsor semiabierto***



***Figura 4.3. Impulsor cerrado***

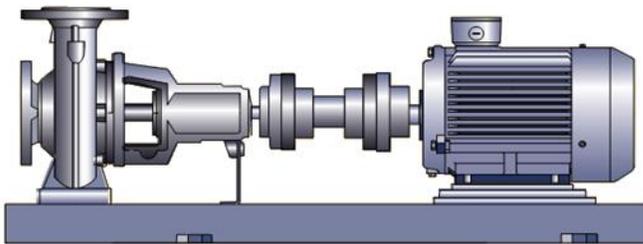
Los impulsores del tipo cerrado son los más utilizados en la industria petrolera, la razón principal es que estos impulsores pueden dirigir de mejor manera el fluido hacia la periferia del impulsor, evitando recirculaciones y aumentando la eficiencia de la bomba, sin embargo, los impulsores semiabiertos también son utilizados cuando se requiere manejar sólidos en suspensión, por ejemplo, el coque de petróleo.

#### **4.2. Coples.**

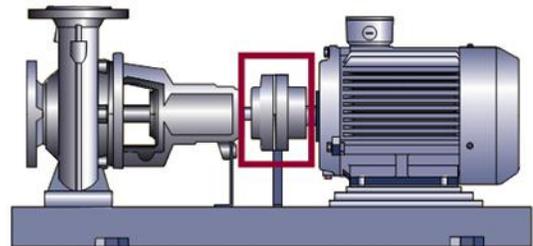
Los coples son los elementos que permiten unir dos ejes en sus extremos con el fin de transmitir potencia. Para las bombas se ocupan coples para unir la flecha del motor con la flecha de la bomba (a la que se monta el impulsor), existen 2 formas de acoplar las bombas al accionador (en este caso motor eléctrico), utilizando un acoplamiento flexible, o un acoplamiento rígido.

#### 4.2.1. Cople Flexible.

Las bombas con cople flexible son equipos que tienen un acoplamiento largo. Este tipo de acoplamiento está disponible como acoplamiento con espaciador como se muestra en la *Figura 4.4* o sin él, *Figura 4.5*.

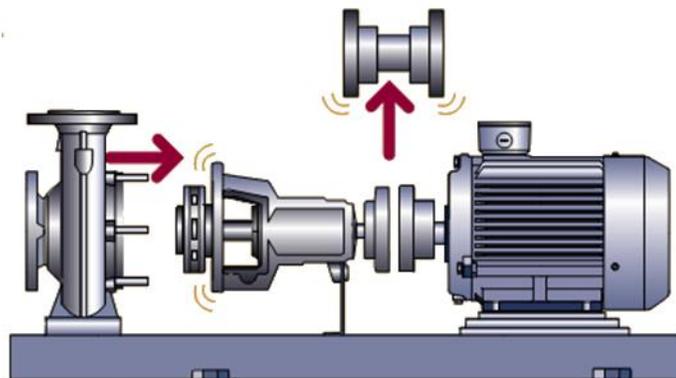


*Figura 4.4. Bomba con acoplamiento largo y espaciador*



*Figura 4.5. Bomba con acoplamiento largo y sin espaciador*

El término “flexible” hace referencia a la posibilidad de experimentar cierta desalineación axial, radial y angular entre ejes, permitiendo que las piezas del cople se muevan sin ninguna o una mínima resistencia. El uso del espaciador brinda la posibilidad de desmontar la carcasa de la bomba sin necesidad de quitar el motor o las tuberías de succión y descarga (*Figura 4.6*), cuando se requiera para mantenimiento. En caso de que el acoplamiento sea sin espaciador, para quitar la carcasa se tendría que desmontar el motor, lo que derivaría en volver a alinear la bomba y el motor cuando se vuelvan a instalar.

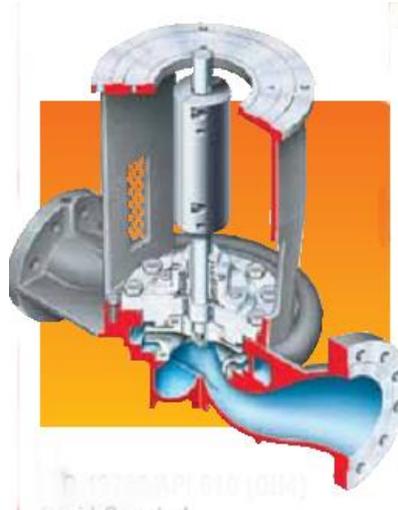


*Figura 4.6. Uso del espaciador para mantenimiento de la bomba*

#### 4.2.2. Cople Rígido.

Los coples rígidos son diseñados para unir dos ejes en forma apretada de manera que no sea posible que se genere movimiento relativo entre ellos. Se usan normalmente en algunas

aplicaciones con motores verticales (*Figura 4.7*). El acoplamiento rígido transmite no solo el movimiento de rotación del motor a la bomba, sino también cualquier movimiento axial. Debido a la rigidez del acoplamiento, el equipo debe estar bien alineado.



***Figura 4.7. Acoplamiento rígido en bomba OH4***

No existen muchas bombas de proceso con acoplamiento rígido en las refinerías, la razón básicamente consiste en la dificultad de realizar mantenimiento al equipo sin la necesidad de desmontar el motor. La misma norma *NRF-050-PEMEX-2007* en sus párrafos 8.1.1.26 y 8.1.1.27 impiden el uso del cople rígido en bombas de proceso al hacer mandatorio, que todo el equipo se debe diseñar para permitir un mantenimiento rápido y económico, además de que las bombas deben diseñarse para permitir extraer el rotor o elemento interno sin desconectar la tubería de succión y descarga o mover el accionador (excepto para bombas VS y OH6). Existen bombas que a pesar de tener un “relevo”, se considera peligroso que permanezca mucho tiempo en taller o fuera de operación por mantenimiento, ya que si su relevo llegara a fallar en muchos casos el proceso y la planta o incluso la refinería podría parar o disminuir su producción.

#### **4.2.3. Guardacople.**

El guardacople es un accesorio que brinda seguridad al operador, en realidad tiene dos funciones; la primera es crear un bloqueo en la parte del cople para evitar que el personal entre en contacto con piezas móviles durante la operación del equipo. La segunda función del guardacople consiste en tener un dispositivo capaz de soportar cargas de un objeto que pueda

caer sobre el cople o las flechas. Un requerimiento adicional es que se debe suministrar de material antichispa.

#### **4.3. Boquillas y conexiones.**

Cuando se habla de boquillas y conexiones, generalmente se hace referencia a las bridas de succión y descarga así como a las conexiones para servicios auxiliares, por ejemplo; la conexión para lubricación de cojinetes, el agua de enfriamiento, el venteo, purgas y otras.

Para especificar estas conexiones es importante basarse en las normas ANSI que presentan una identificación simple para estos elementos.

Por requisito de la norma *NRF-050-PEMEX-2007*, para todas las bridas que no sean de hierro fundido, se debe cumplir con los requisitos de ASME B16.5 e ISO 7005-1, por lo que estas normas serán con las que se deben especificar las bridas y conexiones.

Dentro de cada norma ANSI (B16.1 o B16.5) se definen las diversas clases de presión nominal, para las que son diseñadas las bridas, por ejemplo, 300# significa que la clase de presión de estas bridas es de 300 lb y dependiendo de la temperatura del fluido que se maneje se tiene un límite de presión a las que pueden estar sujetas, cuanto mayor es su clase de presión, mayor es su resistencia (para mayor referencia consulte el Anexo B de esta tesis, límites de presión en bridas clase 300#, 600# y 900#).

Un punto importante a destacar en cuanto a conexiones, es el requerimiento de PEMEX de usar uniones o conexiones bridadas cuando se manejen líquidos inflamables y tóxicos, así como cuando se utiliza tubería con diámetro nominal de 2 pulgadas y mayor. Para líquidos no inflamables y no peligrosos, las conexiones auxiliares de la carcasa pueden ser roscadas (punto 8.1.4.3.1 de *NRF-050-PEMEX-2007*).

#### **4.4. Sellos mecánicos.**

Los sellos mecánicos son utilizados para evitar que el fluido salga a través de la holgura por donde pasa la flecha de la bomba y al mismo tiempo evitar la entrada de aire al interior de la carcasa. En aplicaciones donde se tienen fluidos limpios y a presiones y flujos bajos, se utilizan estoperos, sin embargo, el uso de ellos en la industria petroquímica, gas y petróleo no es muy común, en primer lugar, por las presiones elevadas que la bomba tiene que manejar y en

segundo, porque por requerimientos de seguridad se deben minimizar las fugas que se puedan presentar durante la operación.

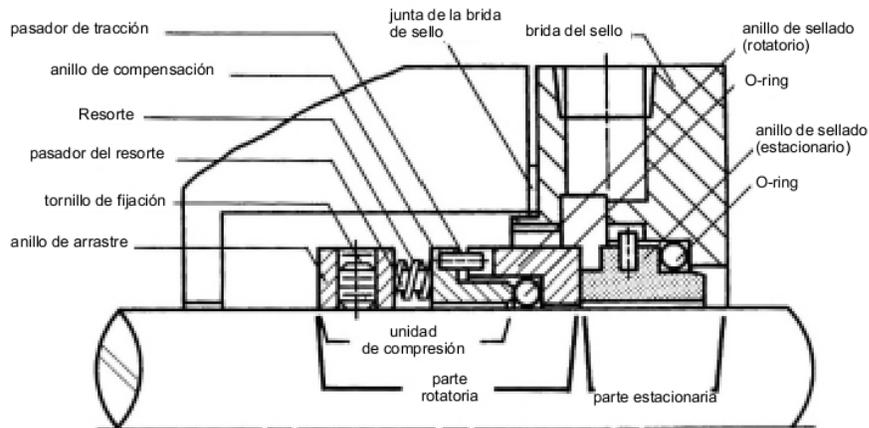
A pesar que los sellos mecánicos pueden diferir en aspectos físicos, todos tienen el mismo principio de funcionamiento. Las superficies de sellado están ubicadas en un plano perpendicular al eje y usualmente consisten en dos partes adyacentes y altamente pulidas; una superficie unida al eje y la otra a la parte estacionaria de la bomba.

Estas superficies altamente pulidas son mantenidas en contacto continuo por resortes, formando una capa de líquido entre las partes rotatorias y estacionarias con muy bajas pérdidas por roce. El goteo es prácticamente nulo cuando el sello es nuevo. Con un uso prolongado, puede ocurrir alguna gotera, obligando a la sustitución de los sellos, por esta razón se piden siempre sellos del tipo cartucho, que facilitan la remoción e instalación de toda la cámara o paquete de sellado y se sustituye en un tiempo corto.

El sellado se realiza en tres partes <sup>(1)</sup>.

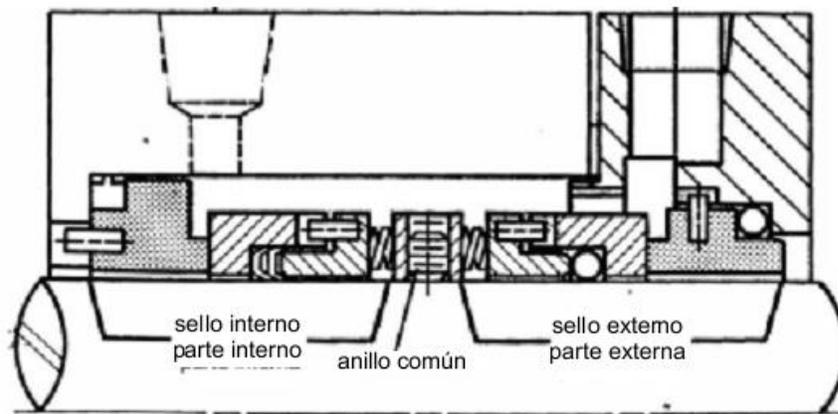
- Entre la cara estacionaria y la carcasa. Para conseguir este sellado, se usa un anillo común llamado “anillo en O” (O-ring).
- Entre la cara rotatoria y el eje o el casquillo protector del eje, cuando éste existe. Se usan O-rings, fuelles o cuñas.
- Entre las superficies de contacto de los elementos de sellado. La presión mantenida entre las superficies asegura un mínimo de gotera.

Existen dos tipos de sellos, los sellos mecánicos simples y los sellos mecánicos dobles, los primeros (*Figura 4.8*) generalmente se utilizan cuando el fluido es limpio, por ejemplo agua o condensado de agua utilizado en servicios como lavado a un tanque o recipiente.



**Figura 4.8. Partes de un sello mecánico simple**

El sello mecánico doble (Figura 4.9) es el más utilizado para los servicios de manejo de hidrocarburos, cuando el líquido a bombear es inflamable o tóxico, por lo que no debe existir fuga, o cuando el líquido es corrosivo, abrasivo o se encuentra a temperaturas muy elevadas o muy bajas.



**Figura 4.9. Partes de un sello mecánico doble**

#### 4.4.1. Categoría, arreglo y tipo de sellos.

Hasta ahora el lector se ha percatado que la mayoría de los componentes de bombas y las bombas mismas están sujetas a normatividad y los sellos mecánicos no son la excepción. Los sellos mecánicos para bombas se fabrican y diseñan de acuerdo a normas internacionales como *ISO 21049:2004 (Pumps — Shaft sealing systems for centrifugal and rotary pumps)*. Los fabricantes de bombas no fabrican sellos (la mayoría), sin embargo son responsables de suministrar el equipo con todos los sistemas y accesorios necesarios para el buen

funcionamiento. Hay empresas dedicadas únicamente a la fabricación de sellos mecánicos, el fabricante de la bomba es el que supervisa que todos los elementos se apeguen a la normatividad establecida, sin embargo, los clientes deben especificar el tipo de sello que se requiere y para esto se deben conocer conceptos fundamentales:

### **Categoría de sellos:**

- **Categoría 1:** No son diseñados para cumplir con los requerimientos dimensionales de las cámaras de sello para las bombas *ISO 13709 (Bombas centrifugas para industrias del petróleo, petroquímica y gas natural)*, por lo tanto tampoco cumplen con la norma *NRF-050-PEMEX-2007*. En esta categoría los sellos se diseñan de acuerdo con ASME B73.2 e ISO 3069, que son pensadas para la industria química. Sus aplicaciones están limitadas a temperaturas de  $-40^{\circ}\text{C}$  a  $260^{\circ}\text{C}$  y presiones absolutas hasta de  $22\text{ kg/cm}^2$ .
- **Categoría 2:** Cumplen con los requerimientos dimensionales de las cámaras de sellos para las bombas ISO 13709. Su aplicación está limitada a temperaturas en las cámaras de sellos de  $-40^{\circ}\text{C}$  a  $400^{\circ}\text{C}$  y presiones absolutas hasta de  $42\text{ kg/cm}^2$ .
- **Categoría 3:** Suministrados para los diseños y pruebas más rigurosos, se requiere que el cartucho del sello sea probado con todas las partes ensambladas y con el fluido de trabajo real. Cumplen con ISO 13709 y las limitaciones de temperatura y presión son las mismas que la categoría 2.

### **Arreglo del sello:**

- **Arreglo 1:** Es un sello simple como el mostrado en la *Figura 4.8* utilizado para manejo de agua o condensado de agua.
- **Arreglo 2:** Es un sello doble como el mostrado en la *Figura 4.9*, con una separación entre los dos sellos a una presión menor que la presión existente en la cámara de sellos, utilizado para el manejo de hidrocarburos.
- **Arreglo 3:** Es un sello doble que utiliza un fluido barrera de una fuente externa a una presión mayor que la presión en la cámara de sellos, utilizado para manejo de hidrocarburos que se consideran peligrosos.

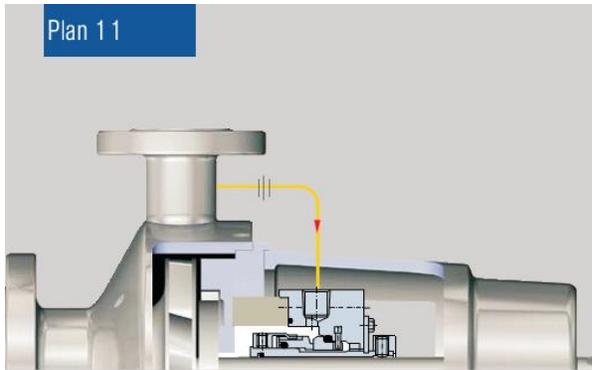
### **Tipos de sello:**

- **Tipo A:** Es un sello balanceado, de cartucho y de empuje con resortes múltiples, en el cual los elementos flexibles normalmente rotan. Los elementos de sellado secundarios son anillos elastoméricos (O-rings). Este tipo es adecuado para temperaturas del fluido menores a 176 °C.
- **Tipo B:** Es un sello balanceado, de cartucho y de no empuje (con fuelle metálico el cual compensa el desgaste entre caras), en el cual los elementos flexibles normalmente rotan. Los elementos de sellado secundarios son anillos elastoméricos (O-rings). Puede ser especificado en lugar del sello tipo "A" para servicio de baja temperatura con límite de 176 °C y con fluidos que se consideren peligrosos.
- **Tipo C:** Es un sello balanceado, de cartucho, con fuelle metálico en el cual los elementos flexibles son normalmente estáticos. Los elementos de sellado secundarios son anillos flexibles de grafito. Esta opción es adecuada para altas temperaturas (hasta 400°C).

#### **4.4.2. Planes de enfriamiento y lubricación al sello.**

Los sellos mecánicos necesitan, para su adecuado funcionamiento, que se forme una capa de lubricación del líquido bombeado o de un líquido externo entre las caras de sellado. Además de eso, una alta temperatura de bombeo, la presencia de abrasivos, líquidos con tendencia a la formación de cristales y servicios en que la bomba permanezca fuera de operación por mucho tiempo, son características negativas para el trabajo de los sellos.

Por las razones anteriores surge la necesidad de lubricar el sello por medio de la inyección de líquido entre las cámaras internas, la finalidad es enfriar y lubricar el sello y en algunos casos asegurar el sellado por medio de la inyección de un fluido barrera. Para estos casos la norma *API 682 / ISO 21049 (Pumps – Shaft Sealing Systems for Centrifugal and Rotatory Pumps)*, proporciona soluciones para la lubricación a la cámara de sello que a continuación se describen:

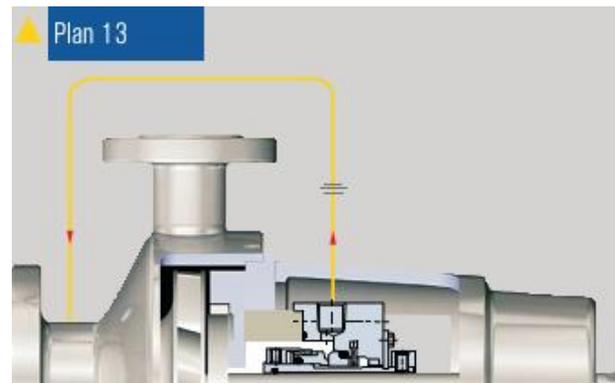


**Figura 4.10. Plan 11**

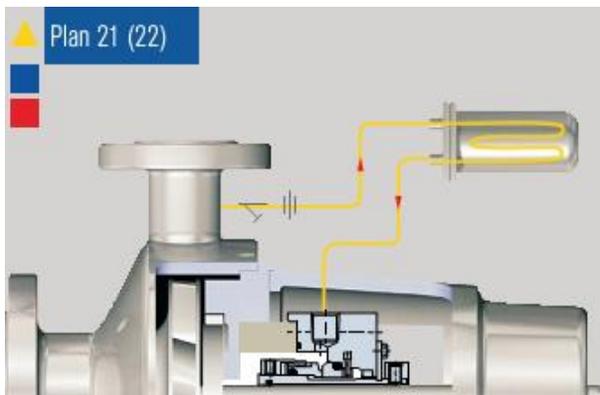
Plan 11 (Figura 4.10): Circulación del fluido bombeado de la descarga de la bomba a la caja de sellado. Utilizado para aplicaciones en general cuando el fluido bombeado es limpio y posee buenas propiedades lubricantes.

Plan 13 (Figura 4.11): Circulación del fluido bombeado de la caja de sellado a la succión de la bomba.

Utilizado normalmente para aplicaciones en bombas verticales.



**Figura 4.11. Plan 13**



**Figura 4.12. Plan 21**

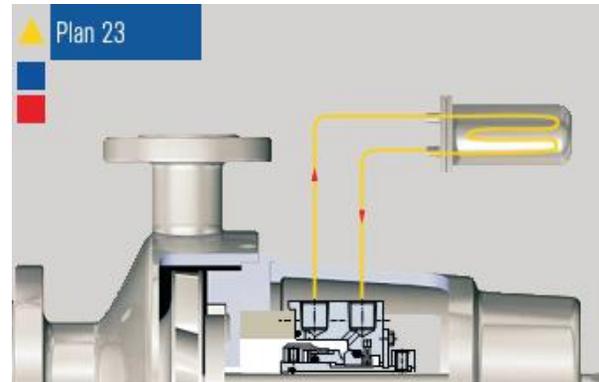
Plan 21 (Figura 4.12): Circulación del fluido bombeado de la descarga de la bomba pasando por un intercambiador de calor hacia la caja de sellado.

Utilizado normalmente para aplicaciones con fluidos calientes.

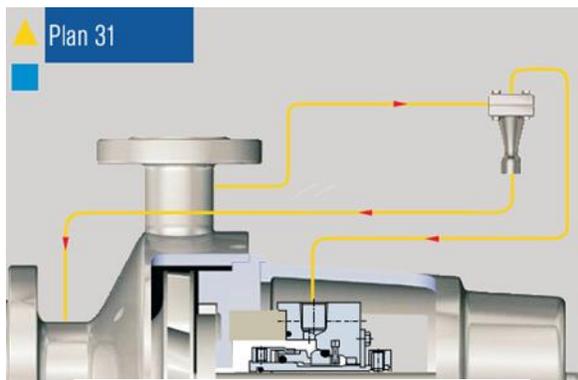
Plan 23 (Figura 4.13): Circulación del fluido bombeado en la caja de sellado pasando por un intercambiador de calor.

Es necesario sello mecánico con anillo de bombeo.

Utilizado normalmente para aplicaciones con fluidos calientes



**Figura 4.13. Plan 23**

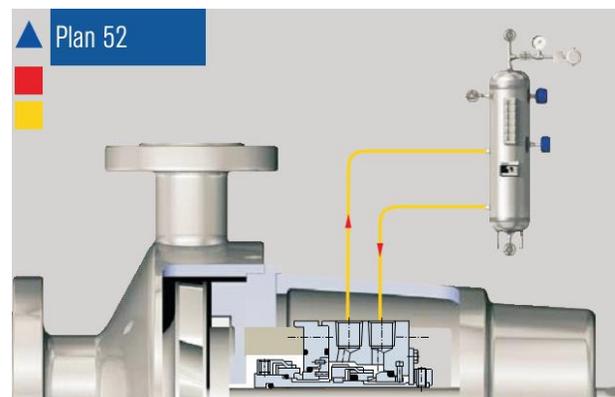


**Figura 4.14. Plan 31**

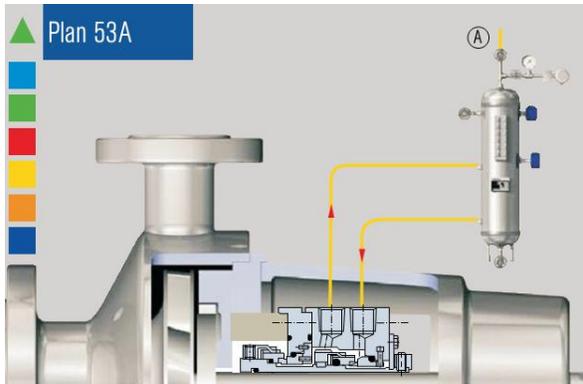
Plan 31 (Figura 4.14): Circulación del fluido bombeado de la descarga de la bomba pasando por un separador ciclónico hacia la caja de sellado.

Para aplicaciones en las cuales el fluido bombeado tenga sólidos en suspensión y baja viscosidad.

Plan 52 (Figura 4.15): Circulación del fluido barrera a través de un termosifón no presurizado (intercambiador de calor). Para aplicaciones en las cuales el fluido bombeado es peligroso.



**Figura 4.15. Plan 52**



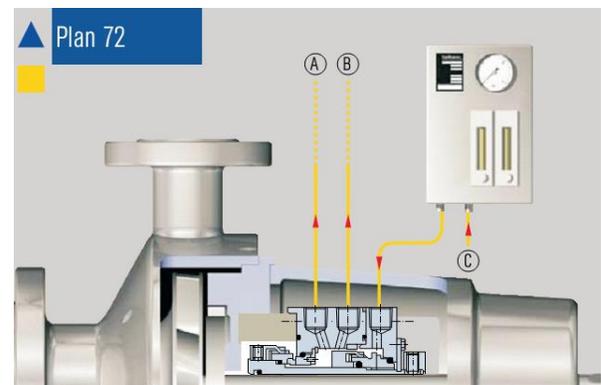
**Figura 4.16. Plan 53A**

Plan 53A (Figura 4.16): Circulación del fluido barrera a través de un termosifón presurizado por una fuente externa que suministra nitrógeno.

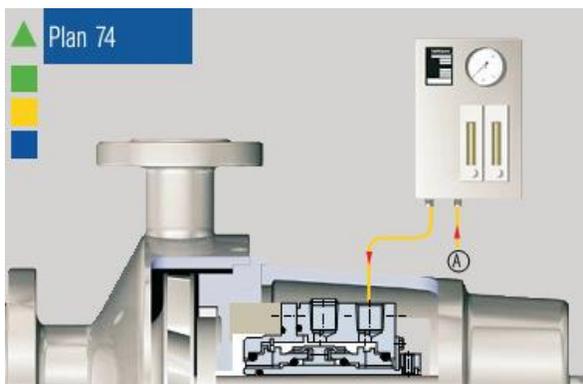
Para aplicaciones en las cuales el fluido bombeado es peligroso, tenga baja capacidad de lubricación y refrigeración. Utilizado para bajas presiones.

Plan 72 (Figura 4.17): Sistema de inyección de gas barrera no presurizado. Para aplicaciones con fluidos peligrosos.

- A. Se conecta al plan 75
- B. Se conecta al plan 76
- C. Entrada de N<sub>2</sub>.



**Figura 4.17. Plan 72**



**Figura 4.18. Plan 74**

Plan 74 (Figura 4.18): Sistema de inyección de gas barrera presurizado.

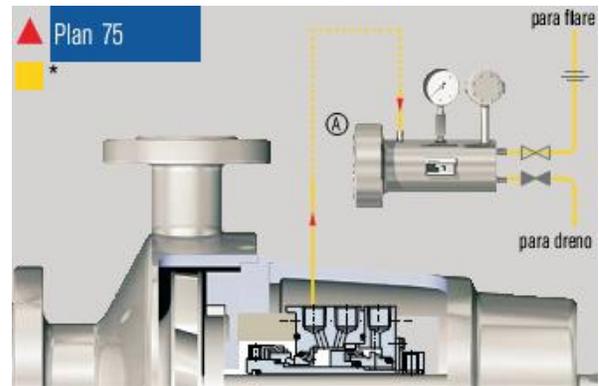
Para aplicaciones con fluidos peligrosos

- A: Entrada de N<sub>2</sub>

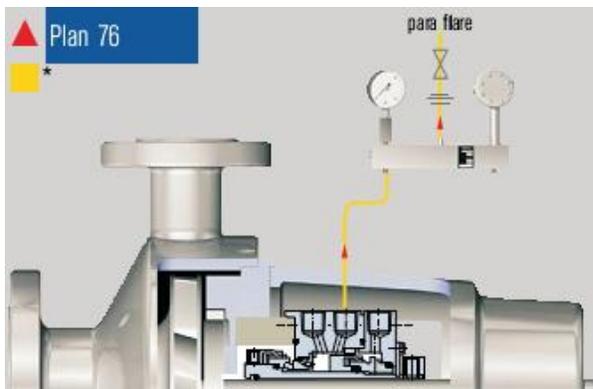
Plan 75 (Figura 4.19): Sistema colector de fugas de fluidos líquidos. Conectado a la conexión de dren del sello mecánico.

Para aplicaciones con fluidos peligrosos.

El accesorio debe ser instalado abajo de la línea de centros de la bomba.



**Figura 4.19. Plan 75**



**Figura 4.20. Plan 76**

Plan 76 (Figura 4.20): Sistema de detección de fuga gaseosa con venteo. Para aplicaciones en las cuales la fuga del sello primario es gaseoso.

- Función de los Planes API
- ▲ Colecta y alarma de fuga
  - ▲ Fluido barrera ( $p_{\text{caja de sellado}} > p_{\text{entre sellos}}$ )
  - ▲ Fluido barrera ( $p_{\text{caja de sellado}} < p_{\text{entre sellos}}$ )
  - ▲ Flushing y enfriamiento

- Características de los Fluidos
- Sólidos en suspensión
  - Baja lubricación
  - Alta temperatura
  - Peligroso
  - Fuga puede solidificar
  - Próximo al punto de vaporización

\* Solamente en combinación con otro plan API.

#### 4.5. Cojinetes.

El propósito de un cojinete es el de proporcionar una posición relativa y libertad de rotación, además de transmitir una carga entre dos estructuras, esta acción se facilita si se interponen

elementos rodantes entre los miembros en deslizamiento. De esta forma la resistencia de fricción que se opone al deslizamiento se reemplaza en gran medida por la resistencia mucho más pequeña que se asocia con el rodamiento <sup>(6)</sup>.

La norma *NRF-050-PEMEX-2007* en su párrafo *8.1.10.1.1* da la opción de elegir entre cojinetes antifricción o hidrodinámicos.

Se define a los cojinetes antifricción como aquellos que usan movimiento rodante para soportar una carga y reducir la fricción. Los cojinetes hidrodinámicos operan usando lubricación hidrodinámica, también se conocen como cojinetes de película fluida.

#### **4.5.1. Cojinetes antifricción.**

Los cojinetes de elementos rodantes son un ensamble de varias partes: pista interior, pista exterior, conjunto de bolas o rodillos (o elemento rotatorio), y una jaula o separador. La jaula o separador mantiene un espaciado uniforme de los elementos rodantes. Aunque los cojinetes de elementos rodantes funcionarían correctamente sin un lubricante y en algunas ocasiones operan de esa forma, con frecuencia resulta ventajoso aplicar una película lubricante para prolongar su vida.

Para la mayoría de las aplicaciones de refinería en bombas de proceso se utilizan cojinetes radiales y de empuje del tipo antifricción (en sus diferentes tipos), para cargas axiales y radiales y también altas velocidades se recomienda usar cojinetes hidrodinámicos, sin embargo no hay muchas de estas aplicaciones en las bombas. La decisión de usar determinado tipo de cojinetes generalmente es del fabricante, ya que la carcasa donde se encuentran estos elementos es parte del diseño del que la construye, por esta razón generalmente se deja vacío este espacio en las hojas de datos para que el fabricante recomiende el tipo adecuado que cumpla con el servicio y que se adapte a su diseño.

A continuación se estudian los tipos principales de rodamientos utilizados en las bombas de proceso.

##### **4.5.1.1. Cojinetes de bolas.**

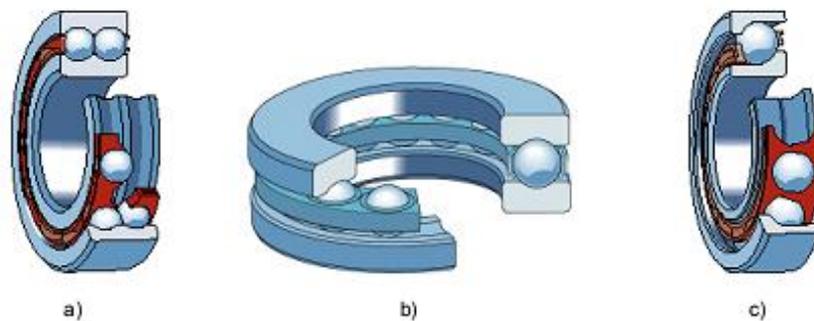
Los rodamientos de bolas se usan más que cualquier otro tipo de elementos rodantes. Para una aplicación en que la carga es principalmente radial, se puede elegir uno de este tipo de

rodamientos. La carga pasará a lo largo del lado de la ranura a través de la bola, hacia el lado opuesto del anillo de bolas y después a la carcasa. El radio de la bola es un poco más pequeño que el radio de la ranura para permitir el rodamiento libre de las bolas. En teoría, el contacto entre una bola y la pista de rodamientos se da en un punto, sin embargo, en realidad es un área circular pequeña debido a la deformación de las piezas. Como la carga es soportada en un área pequeña, se presentan tensiones altas debidas al contacto a nivel local.

Para incrementar la capacidad de un cojinete de hilera única, se debe utilizar un cojinete que tenga mayor número de bolas o bolas más grandes que funcionen como pistas de rodamientos más grandes. Un tipo especial dentro del rodamiento de bolas es el rodamiento de bolas de contacto angular, en el que un lado de cada pista de rodamientos es más alto para permitir su adaptación a cargas de empuje (cargas axiales).

Este tipo de rodamientos se emplea comúnmente cuando las cargas son una combinación de componentes axial y radial. Los ángulos de empuje más comunes varían entre  $15^\circ$  y  $40^\circ$ , siendo  $40^\circ$  el requerimiento que PEMEX pide para todas sus bombas con este tipo de cojinetes (*NRF-050-PEMEX-2007*, párrafo 8.1.10.1.5).

En la *Figura 4.21* se muestra un corte de un cojinete de bolas de dos hileras (a), un cojinete axial (b) y uno de contacto angular (c) para cargas combinadas.



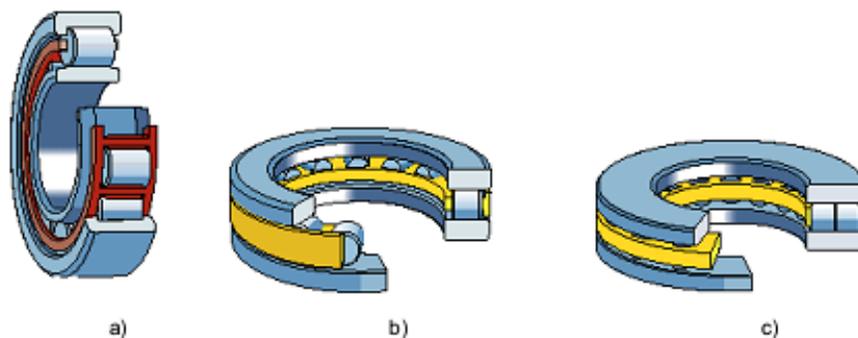
**Figura 4.21. Rodamientos de bolas; a) radial de dos hileras, b) axial y c) de contacto angular**

#### **4.5.1.2. Cojinetes de rodillos cilíndricos**

Sustituir las bolas esféricas por rodillos cilíndricos con los cambios correspondientes, proporciona una mayor capacidad de carga radial. La superficie de contacto entre un rodamiento y su collar es, en teoría, una línea y adopta forma rectangular conforme las piezas se deforman

bajo el efecto de una carga. Los niveles de tensión debida al contacto son más bajos que los que corresponden a cojinetes de bola de un tamaño equivalente, lo que permite que cojinetes más pequeños soporten una carga equivalente o que un cojinete de un tamaño específico soporte una carga mayor. La capacidad para soportar cargas axiales es pobre. Los rodamientos de rodillos cilíndricos suelen ser muy anchos, lo cual les confiere escasa capacidad para adaptarse a la desalineación angular.

De nuevo en la *Figura 4.22* se muestran los tipos de cojinetes de rodillos cilíndricos radial (a), axial (b) y axial de dos hileras (c).



***Figura 4.22. Cojinetes de rodillos; a) radial, b) axial y c) axial de dos hileras***

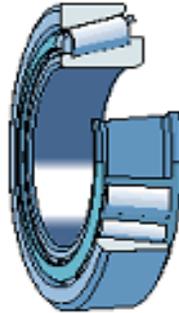
Existe una configuración distinta que se conoce como cojinetes de agujas (*Figura 4.23*), aunque en realidad son cojinetes de rodillos pero con un diámetro mucho menor. Al igual que en los otros rodamientos de rodillos cilíndricos, la capacidad de empuje y desalineación es pobre.



***Figura 4.23. Cojinetes de agujas***

#### 4.5.1.3. Cojinetes de rodillos cónicos.

Este tipo de rodamientos están diseñados para soportar cargas de empuje (axiales) con cargas radiales altas, lo cual da por resultado excelentes características de funcionamiento (*Figura 4.24*).



*Figura 4.24. Cojinete de rodillos cónicos*

#### 4.5.2. Cojinetes hidrodinámicos.

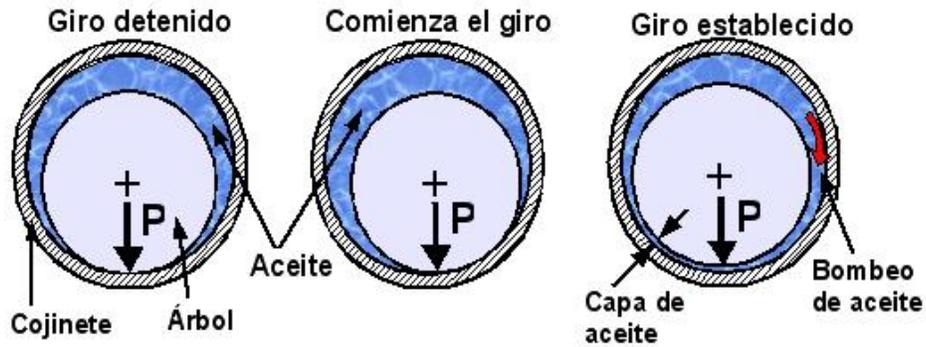
En los cojinetes hidrodinámicos la carga sobre el cojinete se apoya sobre una película continua de lubricante, casi siempre aceite, por lo tanto no existe contacto entre el cojinete y la flecha que gira. En cojinetes hidrodinámicos la presión de la película del aceite de lubricación entre las dos superficies en contacto, se autogenera por el mismo movimiento de la flecha.

Los cojinetes hidrodinámicos (*Figura 4.25*) son apropiados para un funcionamiento permanente sin desgaste, diámetros grandes, velocidad de rotación elevada así como cargas grandes y bruscas. A pesar de estas ventajas, el empleo de cojinetes hidrodinámicos puede traer problemas de vibraciones y regiones de inestabilidad en la operación.



*Figura 4.25. Cojinete hidrodinámico*

En la *Figura 4.26* se muestra el arranque de un cojinete al que se ha exagerado la holgura para facilitar la compresión. En el primer estado la flecha (árbol) está detenida, hay contacto metálico entre flecha y cojinete, enseguida comienza el giro, la flecha tiende a trepar por el cojinete debido al rozamiento existente, en ese momento y debido a la adherencia, el giro comienza a arrastrar el aceite (señalado con la flecha roja).



*Figura 4.26. Comienzo de giro en un cojinete hidrodinámico*

Con el subsecuente aumento de velocidad, es cada vez más fuerte la tendencia al arrastre de aceite y se forma una película de aceite a presión, generada por el giro, esta película de líquido lubricante tendrá la capacidad de levantar la flecha cuando se alcance la velocidad necesaria, entonces se logra el equilibrio adecuado y la lubricación se hace hidrodinámica.

Está claro, que si se produce una disminución de la velocidad o un cambio en la viscosidad del aceite debido al calentamiento, o al uso de un aceite inadecuado, el equilibrio se pierde y no se logra la lubricación hidrodinámica, teniendo como consecuencia la reducción de la vida del cojinete y las desventajas ya mencionadas.

El fabricante debe asegurar que los valores para el incremento de temperatura y vibración cubren los requisitos de la norma *NRF-050-PEMEX-2007* (numerales 8.1.10.2.4 y 8.1.9.3.6), cuando se requiera, los cojinetes deben montarse espalda con espalda (8.1.10.1.5). Si se utilizan cojinetes hidrodinámicos, estos deben ser bipartidos para facilitar el ensamble (8.1.10.1.7.1).

#### **4.6. Lubricación a los cojinetes de la bomba y el motor.**

Hay dos tipos de lubricación que se pueden utilizar en las bombas horizontales para refinerías y que PEMEX aprueba. El primero de ellos es la lubricación con anillo de aceite, este fue y sigue siendo el método tradicional de lubricación utilizado en muchas aplicaciones, sin embargo,

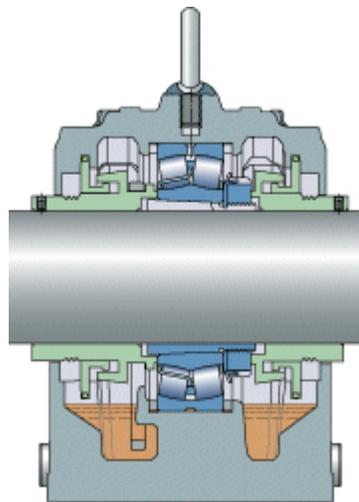
desde hace algunos años las bombas de las refinerías y otras plantas petroleras en México han adoptado una solución que les ha traído beneficios a mediano y largo plazo, se trata de la lubricación por niebla de aceite. A pesar de esto, a veces la lubricación por niebla no es adecuada para ciertos equipos.

Los cojinetes en bombas verticalmente suspendidas normalmente son lubricados con el líquido bombeado. Si el líquido bombeado no es el adecuado, generalmente se utilizan métodos alternativos propuestos por el fabricante del equipo (párrafo 8.4.3.7 de *NRF-050-PEMEX-2007*)

No se puede tomar a la ligera la elección del tipo de lubricación de los cojinetes de bombas o motores horizontales, la lubricación inadecuada causa más del 30% de las fallas en rodamientos y alrededor del 70% en motores según algunos estudios, debido a esto, a continuación se estudian ambos tipos, dedicando un poco más de atención a la lubricación por niebla por ser el sistema que se está implementando actualmente.

#### **4.6.1. Lubricación con anillo de aceite**

Se sumerge un anillo en un baño de aceite colocado debajo de los cojinetes (*Figura 4.27*), el anillo cuelga libremente de un casquillo situado en la flecha horizontal. El anillo gira con la flecha y arroja aceite proveniente del baño sobre los cojinetes. El menor volumen de aceite en el cojinete reduce la fricción viscosa en el sistema para permitir mayores velocidades y además proporciona la disminución de temperatura.

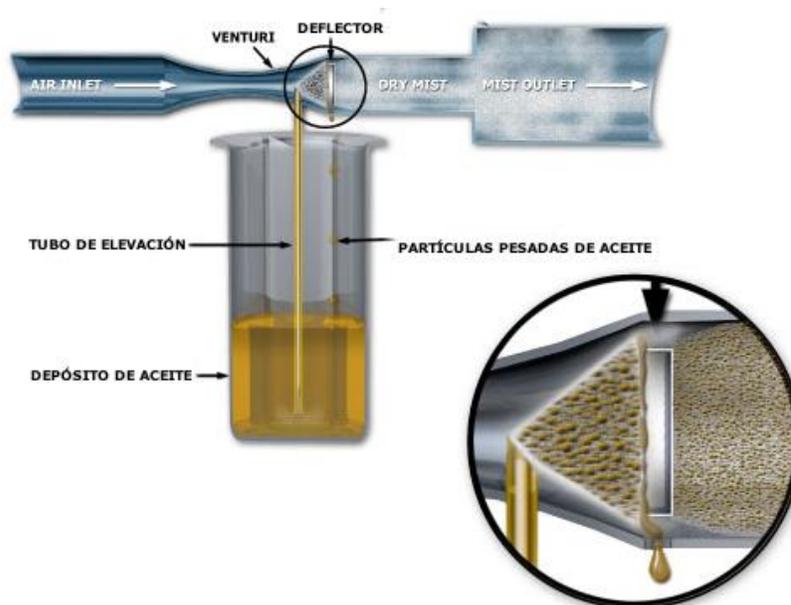


*Figura 4.27. Lubricación con anillo de aceite*

#### 4.6.2. Lubricación por niebla de aceite

El origen de la niebla de aceite fue consecuencia de poder lubricar convenientemente rodamientos de muy alta velocidad, actualmente se utiliza este sistema en bombas y motores de velocidades de 1800 rpm o 3600 rpm sin ningún inconveniente. Para aplicar este sistema a los motores eléctricos solo se necesita hacer adaptaciones, como la instalación de sellos entre la caja de rodamientos y la cavidad del devanado, sobre todo si estos son a prueba de explosión (por requerimiento de PEMEX, no se permite lubricación por niebla en motores a prueba de explosión, párrafo 8.1.4.5 de *NRF-095-PEMEX-2004 – Motores eléctricos*), pero si no lo son, se podría hacer un dren en la parte inferior de la carcasa. Los sistemas de lubricación por niebla son sistemas que atomizan continua y eficientemente aceite en pequeñas partículas (menores a 3 micrones) que son entregadas y convertidas en una correcta cantidad de niebla lubricante presurizada a los cojinetes, disminuyendo fallas, mantenimientos y extendiendo la vida de la bomba.

La niebla se genera haciendo pasar el aire comprimido a través de un Venturi de aceite desde un pequeño depósito central (*Figura 4.28*). El método de generación de niebla de aceite Venturi es ampliamente aceptado por la industria petroquímica y refinación.



*Figura 4.28. Formación de niebla de aceite*

Hay dos tipos de niebla en cuanto a la forma de lubricar: niebla pura y niebla purga.

Niebla pura: Se le llama niebla “pura”, porque para lubricar los rodamientos solo se usa la niebla desapareciendo los anillos lubricadores y los niveles de aceite, por lo tanto ya no es necesario la reposición ni los cambios de lubricante, en la norma API 610, se le nombra como “Pure mist”. En este sistema la niebla realiza dos funciones; lubricar los elementos del cojinete y purgar la caja de cojinetes.

Niebla purga: La niebla solo purga el ambiente sobre el nivel constante de aceite de la caja de cojinetes manteniendo el nivel de aceite y una ligera presión positiva. La lubricación se realiza por medio de un baño de lubricante convencional por anillo de aceite. Los cojinetes deben tener un nivel constante de aceite y estar equipados con un vaso de nivel de aceite. Se deben realizar cambios periódicos del aceite lubricante. Los equipos que generalmente ocupan este tipo de lubricación son las turbinas de vapor debido a que utilizan chumaceras como rodamientos y no es posible lubricarlas por niebla pura.

En cualquiera de los dos casos se utiliza todo un sistema que incluye:

- *Consola de niebla (Figura 4.29):* Es un equipo formado por un generador de niebla de aceite, suministro y filtración de aire, una conexión al cabezal principal de salida de niebla, instrumentación y controles necesarios. El aire y el aceite entran a la cabeza generadora de la consola para producir la niebla de aceite. El generador de niebla es un dispositivo que combina el aceite con el aire para producir niebla de aceite que es transportado a través de una corriente de aire seco de baja presión.



**Figura 4.29. Consola de niebla**

- *Bloque de distribución “manifold” (Figura 4.30):* Distribuidor del flujo de niebla hacia cada uno de los puntos a lubricar. Colocado al final de la bajante. Debe contar con un indicador visual transparente para el monitoreo visual de la cantidad de aceite condensado, asimismo, con una válvula de dren.



**Figura 4.30. Distribuidor (Manifold)**

- *Cabezal principal:* Es la tubería que transporta la niebla de aceite desde el generador de niebla hasta las bajantes o a las piernas de dren. Instalado con una pendiente hacia la consola de niebla o piernas de drenaje, bajo un régimen de flujo laminar que reduce la cantidad de aceite condensado por contacto entre las partículas o por contacto con las paredes de la tubería, evitando bolsas en la tubería que la taponen con condensado y evitando en lo posible cambios bruscos de dirección. Se puede tener más de un cabezal principal (Figura 4.36).
- *Piernas de dren:* Tubería vertical para recolectar el aceite condensado del cabezal principal, se debe instalar cuando no es posible mantener la pendiente del cabezal principal hacia la consola. Consta de una tubería vertical, indicador visual transparente de condensado, válvula de dren, manómetro y derrame por sobre nivel hacia el recolector de condensado.
- *Reclasificadores (Figura 4.31):* Son dispositivos que incrementan el tamaño de las partículas de aceite, cambiando el régimen del flujo laminar a turbulento, dosificando la

cantidad de lubricante que requiere el punto de aplicación. Se instalan en o después del bloque de distribución.



**Figura 4.31. Reclasificadores**

- *Recolector de condensados (Figura 4.32):* Utilizado como recipiente para recolectar los condensados acumulados en las piernas de dren y equipos lubricados o preservados.



**Figura 4.32. Recolector de condensados**

- *Filtro purificador (opcional) (Figura 4.33):* Utilizado para verificar que el aceite tenga las propiedades y características necesarias para la correcta lubricación de los equipos, proporcionando el acondicionamiento del aceite lubricante a las condiciones particulares de los equipos a lubricar, y de la condición del aceite recirculado. Este elemento solo se

suministra si el cliente requiere un control estricto de la calidad del aceite que retorna al tanque.



***Figura 4.33. Filtro purificador***

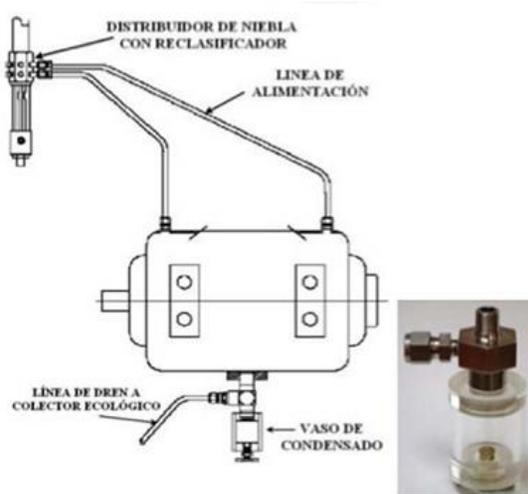
- *Tanque (Figura 4.34):* Es utilizado como depósito para el aceite lubricante de reserva y reposición.



***Figura 4.34. Tanque de aceite de reposición***

- *Un vaso de condensado (Figura 4.35):* Utilizado para niebla pura, es un recipiente transparente que sirve para drenar el aceite condensado de cada equipo a lubricar y en caso de utilizar niebla purga también se debe de contar con un recipiente transparente que se conecta al sumidero húmedo para mantener el nivel constante de aceite. Este elemento

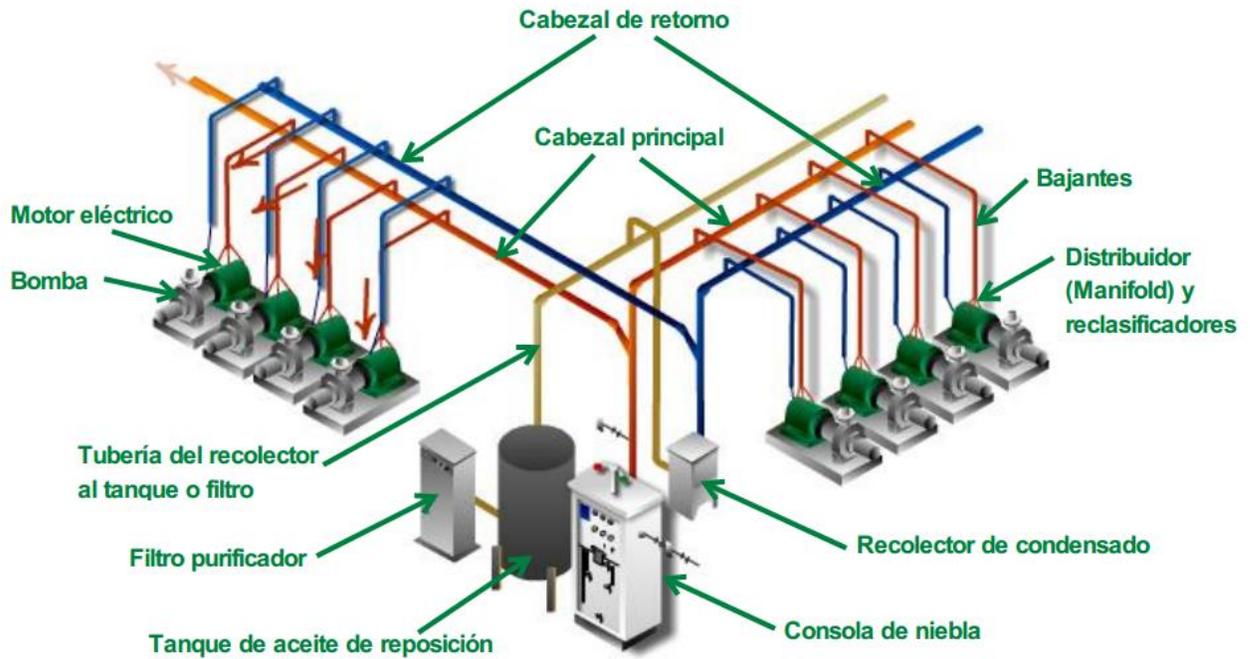
también facilita el análisis visual del aceite, y se determina la cantidad y contaminación por sólidos o líquido de proceso que pudiera contener.



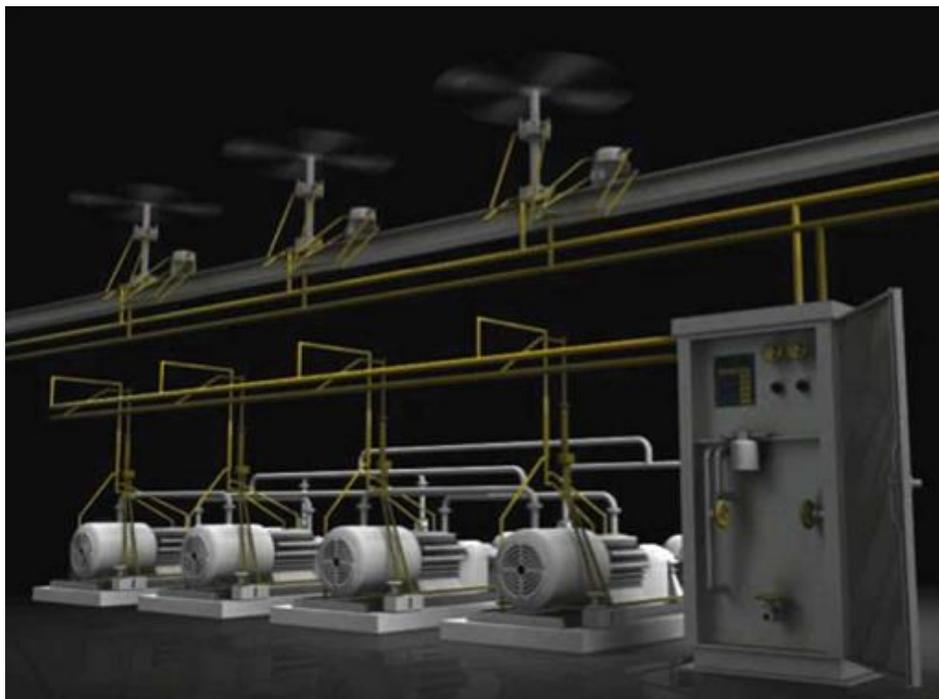
**Figura 4.35. Vaso de condensado**

Todos los elementos del sistema de lubricación por niebla son ilustrados en la *Figura 4.36*, también se incluye un diseño de este sistema en la *Figura 4.37*.

Dada la importancia actual de la lubricación por niebla para las refinerías de México, PEMEX ha implementado una norma de referencia para estos sistemas, se trata de la norma *NRF-250-PEMEX-2010 (Sistema de lubricación por niebla)*, la cual aplica para todos los equipos que puedan ser lubricados por este sistema, exceptuando motores eléctricos verticales, motores eléctricos a prueba de explosión, bombas de desplazamiento positivo, turbinas de vapor para servicio especial, turbinas de gas, compresores reciprocantes, compresores centrífugos, motores de combustión interna y sistemas de lubricación presurizados.



*Figura 4.36. Sistema de lubricación por niebla*



*Figura 4.37. Diseño de un sistema de lubricación por niebla*

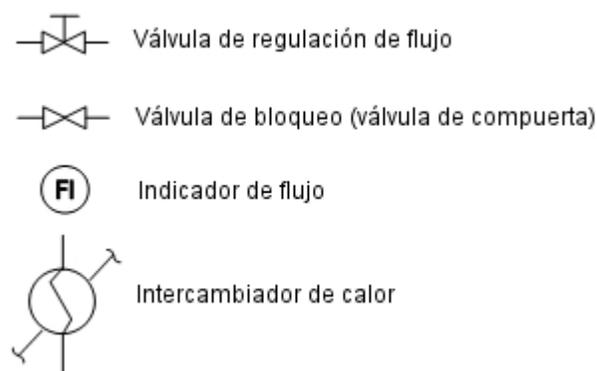
#### 4.7. Enfriamiento a cojinetes.

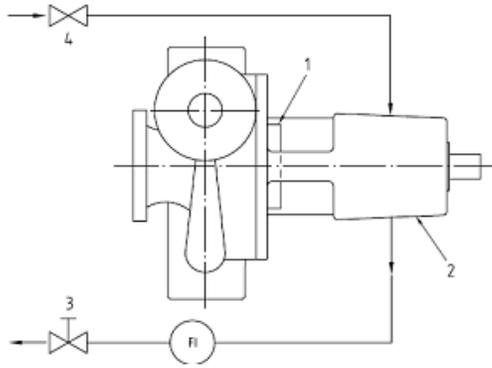
Cuando la temperatura del fluido manejado por la bomba es alta y el lubricante utilizado para los cojinetes no puede mantener una adecuada temperatura para su correcto funcionamiento, surge la necesidad de enfriar los cojinetes con un medio externo. Para este fin se utiliza agua de enfriamiento hacia los alojamientos de cojinetes para evitar que por las altas temperaturas se dañen prematuramente.

Existen 2 planes de enfriamiento a los alojamientos de cojinetes comúnmente usados. El ingeniero mecánico podrá especificar estos planes tomando como base su experiencia, ya que no existe un requerimiento específico en las normas internacionales o de PEMEX acerca de cuándo es necesario utilizar estos planes, sin embargo, las prácticas actuales demuestran que a partir de 80 °C surge la necesidad de usar un plan A (*Figura 4.38 y Figura 4.39*) y a partir de 150°C es conveniente utilizar un Plan K (*Figura 4.40 y Figura 4.41*) que requiere de un intercambiador de calor con la finalidad de mantener el agua de enfriamiento a una temperatura adecuada antes de ingresar a los alojamientos de cojinetes. Este intercambiador puede ser el mismo que se utiliza en el enfriamiento al sello mecánico con plan 52 (sección 4.4.2) (del mismo intercambiador salen dos derivaciones, una hacia el sello y otra hacia el alojamiento de cojinetes).

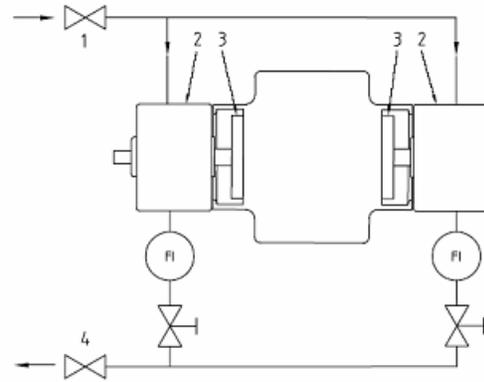
Los planes de enfriamiento a los cojinetes se muestran a continuación:

*Nomenclatura:*





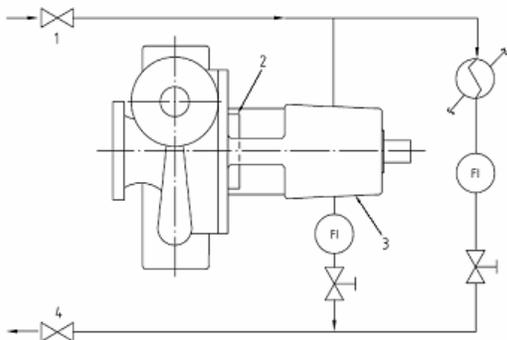
**Figura 4.38. Plan A, enfriamiento a cojinetes para bombas con impulsor en voladizo**



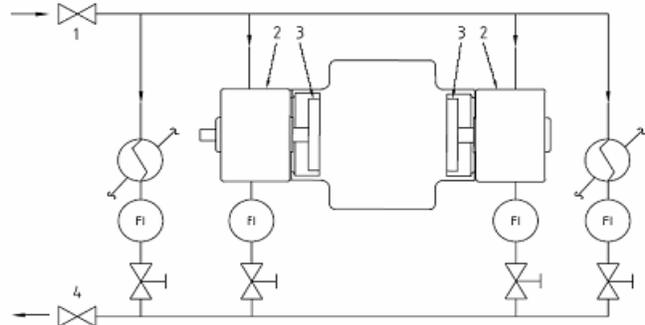
**Figura 4.39. Plan A, enfriamiento a cojinetes para bombas multietapas**

Claves:

- Para la *Figura 4.38*: 1. Caja de sellos, 2. Alojamiento de cojinetes, 3. Válvula de salida y 4. Válvula de entrada.
- Para la *Figura 4.39*: 1. Válvula de entrada, 2. Alojamiento de cojinetes, 3. Caja de sellos y 4. Válvula de salida.



**Figura 4.40. Plan K, enfriamiento a cojinetes con flujo paralelo al intercambiador de calor del sello para bombas en voladizo**



**Figura 4.41. Plan K, enfriamiento a los cojinetes con flujo paralelo al cambiador de calor del sello para bombas multietapas**

Claves:

- Para la *Figura 4.40*: 1. Válvula de entrada, 2. Caja de sellos, 3. Alojamiento de cojinetes y 4. Válvula de salida.
- Para la *Figura 4.41*: 1. Válvula de entrada, 2. Alojamiento de cojinetes, 3. Caja de sellos y 4. Válvula de salida.

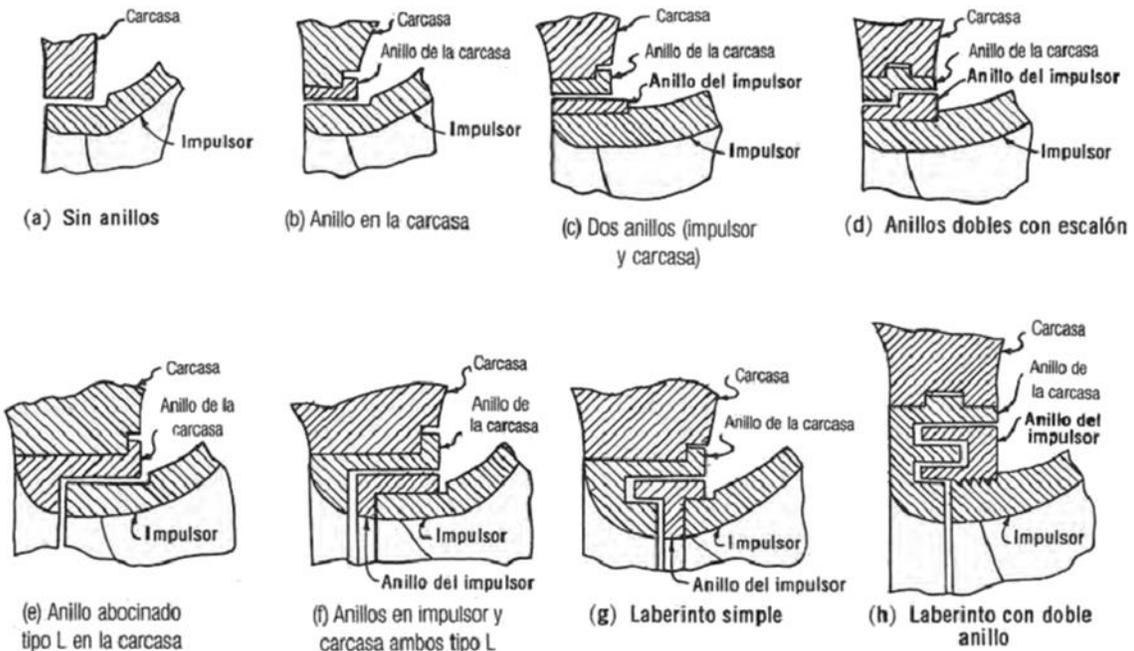
Generalmente se pide que la tubería para el agua de enfriamiento sea de tubing de acero inoxidable (ASTM A269 Tipo 316 sin costura).

#### **4.8. Anillos de desgaste**

Se deben suministrar anillos de desgaste reemplazables entre la carcasa y los impulsores de las bombas (*párrafo 8.1.7.1 de NRF-050-PEMEX-2007*). La función del anillo de desgaste es el tener un elemento fácil y barato de remover en aquellas partes en donde, debido a las cerradas holguras que se encuentran entre el impulsor que gira y la carcasa fija, la presencia del desgaste es casi segura, de esta forma, en lugar de cambiar todo el impulsor o toda la carcasa, solamente se cambian los anillos, los cuales pueden estar montados a presión en la carcasa, en el impulsor, o en ambos <sup>(4)</sup>.

Los anillos son sustituidos cuando el juego diametral excede los límites definidos en los manuales de servicio del fabricante. Se debe destacar que, a medida que aumenta el juego diametral de los anillos de desgaste, se produce una reducción en la eficiencia de la bomba, esto porque aumenta el retorno de líquido desde la descarga hacia la succión de la bomba, a este fenómeno se le conoce como recirculación hidráulica o pérdidas volumétricas.

Existen diversos tipos de anillos y deberá escogerse el más adecuado para cada condición de trabajo y de líquido manejado. En la *Figura 4.42* se pueden ver las distintas configuraciones que pueden tener los anillos. Si el fluido es peligroso se deberán usar anillos en los que sea muy difícil que el líquido escape al exterior de la carcasa, por ejemplo un anillo tipo laberinto.



**Figura 4.42. Tipos de anillos de desgaste**

#### 4.9. Materiales.

Los materiales constituyen una parte muy importante en la selección de una bomba. Las condiciones de servicio y naturaleza del líquido manejado determinan el tipo de material que se utilizará. Las designaciones de material frecuentemente usadas para bombas son:

- a) Bomba de servicios generales (hierro y bronce)
- b) Bomba toda de hierro
- c) Bomba toda de bronce
- d) Bombas de acero con partes internas de hierro o acero inoxidable.
- e) Bombas de acero inoxidable.

En general, las condiciones de servicio que afectan principalmente la selección de materiales son las siguientes:

- i. Corrosión del líquido manejado.
- ii. Acción electroquímica
- iii. Abrasión de los sólidos en suspensión

- iv. Temperatura de bombeo
- v. Carga de operación
- vi. Vida esperada

Las bombas para manejo de hidrocarburos generalmente caen dentro del inciso d) con algunas excepciones cuando el líquido no se considera peligroso.

Como se ha visto hasta ahora, mucho de lo aquí explicado se encuentra normado por las diferentes especificaciones internacionales o nacionales y los materiales no son la excepción. Las normas *API 610* e *ISO 13709* tienen su propia clasificación de materiales que se deben usar para la selección de bombas centrífugas. La norma de referencia *NRF-050-PEMEX-2007* adopta esta clasificación y la hace mandatoria para todas las bombas de proceso instaladas en sus plantas. En los anexos C, D y E de esta tesis se encuentran estas tablas utilizadas para la elección del material. Es importante decir que las tablas de los anexos fueron complementadas con la última edición de *API 610 (edición II)*, y pueden existir algunas diferencias con las tablas de la norma *NRF-050-PEMEX-2007*.

Para especificar los materiales de las bombas, se necesita conocer, en primer lugar, el tipo de líquido que se está manejando, a partir de esto se recurre a la tabla y se busca el servicio. Una vez identificado, hay que posicionarse en el rango de temperatura de bombeo que se tenga en la bomba, y se elige el material adecuado tomando en cuenta las notas de referencia que se encuentran al pie de la tabla.

Cuando se tenga el material, se utiliza la tabla del anexo D, la cual muestra el tipo de material de cada parte de la bomba.

Normalmente para el llenado de las hojas de datos se pide que el ingeniero especifique el material ASTM de cada parte de la bomba. Es muy importante que se elijan de manera responsable los materiales, ya que las hojas de datos son usadas para la compra del equipo, y si la selección no es buena, se pueden presentar problemas de corrosión, agrietamientos, fatiga y otros, que sin duda derivarían en gastos innecesarios que se pudieron evitar si la elección se hubiera realizado en forma correcta. Para saber la especificación ASTM de cada material se recurre al anexo E, donde de acuerdo al material se obtiene la especificación que finalmente deberá indicarse en las hojas de datos.

Como ejemplo, supóngase que una bomba maneja Nafta Pesada con contenido de H<sub>2</sub>S, a una temperatura de 300°C, con estos datos se puede ver que la clase de material adecuado para este servicio de acuerdo a la *Figura 4.43* es un material S-6.

Diesel; gasolina; nafta; kerosina, gasóleo;	<230	S-1	-
aceite lubricante ligero, medio y pesado;	230-370	S-6	b, c
combustóleo; residuo, petróleo crudo;	>370	C-6	b
asfalto; residuos de crudo sintético.			

***Figura 4.43. Material para manejo de naftas***

Se deben tomar en cuenta las notas de la última columna de la *Figura 4.43*, en este caso, se verifica que las notas b y c hacen recomendaciones de material de acuerdo al fluido manejado (ver anexo C). La nota “b” recomienda que se tenga en cuenta la corrosividad de ciertos líquidos para temperaturas por arriba de 230 °C, una clase del tipo S-8 puede cubrir los requisitos para alta corrosividad. Se está manejando nafta pesada a 300 °C, pero además, esta nafta contiene ácido sulfhídrico (H<sub>2</sub>S) que se caracteriza por ser altamente corrosivo, y además, ataca prácticamente a todos los metales, por esta razón, los materiales adecuados para el manejo de nafta pesada son los clasificados como S-8.

La nota “c” del anexo C hace una recomendación de materiales S-4 para líquidos poco corrosivos con temperaturas entre los 231 y 370 °C, en este caso esta nota no aplica para este ejemplo.

Una vez que se seleccionó la clase del material (S-8) se necesita saber exactamente el material de cada parte del equipo, para este fin, se utiliza la tabla del anexo D, en la columna de los materiales S-8 (*Figura 4.44*).

Parte	S-8 <sup>i</sup>
	AC
	AI AUS 316
Carcasa	Acero al carbono
Partes de carcasa interna (tazones, difusores, diafragmas)	AI AUS 316
Impulsor	AI AUS 316
Anillos de desgaste de carcasa <sup>k</sup>	AI AUS 316 <sup>e</sup> , Cara endurecida
Anillos de desgaste del impulsor <sup>k</sup>	AI AUS 316 <sup>e</sup> , Cara endurecida
Flecha <sup>d</sup>	AI AUS 316
Bujes de garganta <sup>k</sup>	AI AUS 316
Mangas de interetapas <sup>k</sup>	AI AUS 316 <sup>e</sup> , Cara endurecida
Bujes de interetapas <sup>k</sup>	AI AUS 316 <sup>e</sup> , Cara endurecida
Tomillos de carcasa y prensaestopa	Acero AISI 4140
Junta de la carcasa	AI AUS 316 arrollamiento en espiral <sup>g</sup>
Cabezal de descarga/lata de succión	Acero al carbono
Bujes de flecha: columna/tazón	Polietileno
Aseguradores en contacto con el fluido (pernos)	AI AUS 316

**Figura 4.44. Materiales de partes constitutivas, clase S-8**

De acuerdo a la tabla se obtienen los siguientes materiales:

- Carcasa: Acero al carbono
- Impulsor: AI AUS 316 (Acero inoxidable)
- Anillos de desgaste de la carcasa e impulsor: AI AUS 316, cara endurecida.
- Flecha: AI AUS 316
- Tornillos de carcasa: Acero AISI 4140
- Junta de la carcasa: AI AUS 316 con arrollamiento en espiral

Algunas partes y materiales indicados en la *Figura 4.44* no se incluyen en la lista anterior debido a que son partes que no se encuentran en todas las bombas, por ejemplo; partes como tazones, cabezal de descarga o lata de succión son partes exclusivas de bombas del tipo vertical, algunas otras como bujes o mangas interetapas solo se especifican si se han preseleccionado bombas del tipo multietapas.

Para finalizar con el proceso de selección se tiene que especificar en las hojas de datos (HD-HE) la clasificación del material de acuerdo a ASTM, para esto es necesario el uso de la tabla del Anexo E.

A continuación se muestra parte por parte la especificación ASTM de acuerdo al material utilizado:

Se tiene una carcasa de acero al carbono, y se sabe que la carcasa es una fundición sujeta a presión, de esta manera, el material será un ASTM A216/A216M Gr WCB de acuerdo al Anexo E y *Figura 4.45*.

Material	Aplicaciones	Internacional ISO	Identificación Estados Unidos de América (USA)	
			ASTM	UNS <sup>a</sup>
Acero al carbono	Fundiciones sujetas a presión	4991 C23-45 AH	A216/A216M Gr WCB	J03002

*Figura 4.45. Material para carcasa de acuerdo a la clase S-8*

El impulsor al igual que la carcasa es una parte que está sometida a altas presiones todo el tiempo, de acuerdo a lo ya estudiado para este caso, el fabricante deberá manufacturar este elemento con un acero inoxidable austenítico 316, específicamente un material *ASTM A351/A351M Gr CF3* o un *ASTM A351/A351M Gr CF3M* de acuerdo a la *Figura 4.46* (Anexo E). La diferencia entre uno y otro es el porcentaje de níquel y molibdeno contenido en cada uno de ellos; mientras que el material *ASTM A351/A351M Gr CF3* tiene un 9% de níquel y no contiene molibdeno, para el material *ASTM A351/A351M Gr CF3M* se tiene un 10% de níquel y 2.5% de molibdeno, las características mecánicas entre ambos son muy parecidas. Normalmente la decisión de utilizar uno u otro es tomada por el fabricante del equipo de acuerdo a experiencias o existencia del material en la zona o país.

Material	Aplicaciones	Internacional ISO	Identificación Estados Unidos de América (USA)	
			ASTM	UNS <sup>a</sup>
Acero inoxidable austenítico	Fundiciones sujetas a presión	683-13-10	A351/A351M Gr CF3	J92500
		683-13-19	A351/A351M Gr CF3M	J92800

**Figura 4.46. Material para impulsor de acuerdo a la clase S-8**

Los anillos de desgaste de la carcasa e impulsor así como la junta de la carcasa para una clase de material S-8 deberán ser de un acero inoxidable austenítico 316, estas partes constitutivas son fundiciones para uso general, por lo que la especificación de material para estos elementos es; *ASTM A743/743M Gr CF3* o un *ASTM A743/743M Gr CF3M* (*Figura 4.47*), las diferencias son las mismas que se explicaron con el impulsor.

Material	Aplicaciones	Internacional ISO	Identificación Estados Unidos de América (USA)	
			ASTM	UNS <sup>a</sup>
Acero inoxidable austenítico	Fundiciones para uso general	-	A743/A743M Gr CF3	J92500
		-	A743/A743M Gr CF3M	J92800

**Figura 4.47. Materiales para anillos de desgaste de la carcasa e impulsor así como para la junta de la carcasa de acuerdo a la clase S-8**

La flecha deberá ser de un acero inoxidable del tipo AI AUS 316, este elemento se obtiene de una barra sólida, por lo que el material de acuerdo a ASTM podrá ser un acero A479/A479M tipo 304L o 316L, un acero A276 grado 316L o también un acero A479/A479M tipo XM19 (Figura 4.48).

Material	Aplicaciones	Internacional ISO	Identificación Estados Unidos de América (USA)	
			ASTM	UNS <sup>a</sup>
Acero inoxidable austenítico	Barra <sup>e</sup>	9327-5 X2CrNi18-10	A479/A479M Type 304L A479/A479M Type 316L A276 grade 316L	S30403  S31603
		9327-5 X2CrNiMo 17-12	A479/A479M Type XM19	S20910

**Figura 4.48. Material para la flecha de acuerdo a la clase S-8**

Para finalizar, el fabricante deberá proporcionar los tornillos de la carcasa de un acero AISI 4140 que equivale a un ASTM A193/A193M Gr B7 (Figura 4.49).

Material	Aplicaciones	Internacional ISO	Identificación Estados Unidos de América (USA)	
			ASTM	UNS <sup>a</sup>
Acero AISI 4140	Pernos y tornillos	2604-2-F31	A193/A193M Gr B7	G41400

**Figura 4.49. Material para los tornillos de carcasa de acuerdo a la clase S-8.**

La razón por la que API, ISO y PEMEX proporcionan estas tablas de elección de material es debido a la importancia de elegir los mejores materiales para esa aplicación. Se trata de la vida útil que la bomba puede tener con los materiales adecuados o por el contrario, la falla en poco tiempo en caso de elegir materiales que no corresponden con el servicio o fluido de la bomba.

#### **4.10. Bases de montaje.**

La bomba, el motor, el plan de lubricación al sello, la tubería auxiliar, los medidores de flujo y presión, el panel de instrumentación, el cople, el guarda cople y todas las partes constitutivas del equipo siempre se deben montar sobre una base común que abarque todo el perímetro para

evitar cualquier fuga o goteo. Algunas de las características que la base debe cumplir y que los fabricantes deben de tomar en cuenta para su fabricación son las siguientes:

- Se deben suministrar con charola o canal de drenaje con conexiones de dren en la parte baja (8.2.3.1 – *NRF-050-PEMEX-2007*), generalmente se prefiere la charola en lugar del canal de drenaje, esto por la capacidad de captar cualquier fuga que se presente en los equipos que se encuentren dentro del perímetro de la base.
- La base debe tener la suficiente rigidez para prevenir el desalineamiento del equipo (8.2.3.5 – *NRF-050-PEMEX-2007*)
- Todas las uniones de la base deben ser con soldadura continua (8.2.3.8 – *NRF-050-PEMEX-2007*).
- Cuando el tamaño de la bomba y el motor lo permitan, la base debe tener las dimensiones estandarizadas de la tabla del Anexo F de esta tesis.
- Se deben suministrar tornillos posicionadores para alineamiento axial y transversal en los componentes del equipo de bombeo con pesos de 250 kg (500 lb) y mayores (8.2.3.14 – *NRF-050-PEMEX-2007*)
- La base debe tener orejas de izaje en al menos 4 puntos (8.2.3.18 – *NRF-050-PEMEX-2007*)

A pesar de que en el párrafo 8.2.3.21.1 de la norma *NRF-050-PEMEX-2007*, se especifica que se puede requerir enfriamiento a los pedestales de la bomba (soportes donde se coloca la bomba), es importante mencionar que actualmente esta práctica se encuentra en desuso, la experiencia ha demostrado que no sirve de nada enfriar los pedestales, por el contrario, se requiere de más agua de enfriamiento y necesidad de llevar tubería al pedestal.

En el capítulo 6 de esta tesis se determinará el tamaño de la base para cada caso analizado en el capítulo 5 de acuerdo a la tabla del anexo F.

#### 4.11. Desviación del punto de operación con respecto al punto de máxima eficiencia (BEP).

Existe en la norma de PEMEX y en las normas internacionales un párrafo muy importante a tomar en cuenta cuando se selecciona una bomba API. Se trata del párrafo 8.1.1.14, que dice lo siguiente:

*“Las bombas deben tener una región de operación preferente en un rango de 70 al 120 por ciento del flujo de mejor eficiencia del impulsor suministrado. **El flujo nominal** debe estar en un rango del **80 al 110 por ciento** del **flujo de máxima eficiencia** del impulsor. Para bombas con flujos menores a 0,227 m<sup>3</sup>/min (60 GPM), el flujo nominal debe estar en un rango del 75 al 110 por ciento del flujo de mejor eficiencia del impulsor suministrado.”*

Este requerimiento surge de la necesidad de tener el punto de operación de la bomba con eficiencia muy cercana al punto del caudal de máxima eficiencia (también conocido como “BEP” por sus siglas en inglés “Best Efficiency Point”) que no necesariamente tiene que ser el caudal máximo que la bomba pueda manejar. Lo ideal sería tener nuestro punto de operación posicionado en el BEP pero en la práctica esto no ocurre en todos los casos, por esta razón se trata de seleccionar una bomba que cumpla con el rango establecido.

Para obtener el valor de desviación del punto de operación con respecto al punto de máxima eficiencia se utiliza la siguiente fórmula:

$$\text{Desviación del punto de operación} = 100 - \frac{\text{Caudal nominal (100)}}{\text{Caudal de máx. eficiencia}} \rightarrow (4.1)$$

Si el resultado de la operación anterior es positivo, entonces el punto de operación se encuentra a la izquierda del “BEP” (cuidar que no exceda del 20%), si por el contrario el resultado es con signo negativo, entonces el punto de operación se encontrará posicionado a la derecha del “BEP” (cuidar que no exceda del 10%).

#### 4.12. Requerimientos adicionales.

Nivel de ruido: PEMEX ha mejorado mucho en este sentido, actualmente la paraestatal cuida muchos estos aspectos de salud ocupacional, y se han establecido límites de ruido para todas las máquinas que se encuentran en las instalaciones de la petrolera. En el caso de las bombas se

establece un límite de 85 dB(A) medidos a 1.5 metros de distancia (*párrafo 8.1.1.16 de NRF-050-PEMEX-2007*).

*Aseguramiento de impulsores:* Los impulsores de bombas multietapas deben asegurarse contra movimiento axial en la dirección normal del empuje hidráulico, esto debido a las altas fuerzas que se ejercen sobre el impulsor. Si el impulsor llegara a ser de doble succión, lo cual disminuye el empuje hidráulico, entonces se puede omitir el aseguramiento de los impulsores (*párrafo 8.4.2.2.1 de NRF-050-PEMEX-2007*).

## **CAPÍTULO 5**

### **SELECCIÓN DEL EQUIPO DE BOMBEO**

#### **5.1. Información general de la refinería.**

Petróleos Mexicanos y Organismos Subsidiarios (PEMEX) es la empresa paraestatal más importante de México, los proyectos que desarrolla son de gran importancia para la empresa y para el país. En la actualidad desarrolla proyectos muy ambiciosos, uno de ellos es la reconfiguración de la Refinería “Ing. Antonio M. Amor” ubicada en Salamanca, Guanajuato. El proyecto tiene por nombre “Proyecto de Conversión de Residuales” (PCR) y consiste en la construcción de una planta coquizadora con capacidad de 44 mil barriles diarios, una planta de reformación catalítica, dos plantas de hidrot ratamiento (naftas de coquer y gasóleos), una planta de hidrógeno y otra de azufre, así como incrementar la capacidad de la planta de Craqueo de Fluido Catalítico (FCC), por sus siglas en inglés (Fluid Catalytic Cracking).

Los equipos de bombeo de esta tesis se planean instalar como equipo nuevo en la refinería “Ing. Antonio M. Amor”.

Los objetivos de este proyecto son:

- Posicionar a Salamanca como una refinería de alta conversión, rentable, competitiva, eficiente, segura y ambientalmente limpia.
- Elevar el rendimiento económico de la refinería a través de la conversión de residuales en destilados de mayor valor.
- Mejorar la balanza comercial y disminuir la transferencia de diesel y gasolinas hacia la zona de influencia de Salamanca.
- Llevar a cero la oferta comercial de combustóleo en la región para reducir los costos de transporte asociados.
- Modernizar el tren de lubricantes

Los beneficios que se obtendrán con este proyecto son el incremento en el volumen de producción de gasolina, diesel y turbosina, la reducción de producción de combustóleo y la mejora financiera de la refinería.

El tiempo de desarrollo planeado del proyecto es de 6 años y comenzó en junio del 2008 con un monto de inversión total/anual de 36 mil millones de pesos.

La refinería “Ing. Antonio M. Amor” está ubicada en la localidad de Salamanca, Guanajuato, México, se encuentra a *1723 metros sobre el nivel de mar* y la presión atmosférica del sitio es de *0.857 kg/cm<sup>2</sup> (631 mm Hg)*. Las temperaturas van de *-2°C hasta 32.2°C* con un promedio anual de *22.1°C*, la humedad relativa máxima a 28°C es de *65%* y la mínima a 12°C es de *7%*. Para la selección de las bombas y motores se debe considerar una atmósfera corrosiva dentro de la refinería debido a gases SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub>, H<sub>2</sub>S y H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>, así como un ambiente húmedo.

A lo largo de este capítulo se muestran las etapas básicas para una buena selección por parte del ingeniero mecánico de equipos de bombeo. Todos los casos son con condiciones de operación reales, se eligieron casos especiales y se trató de incluir todas las variables y problemas que se pueden presentar en la selección de bombas.

## **5.2. Caso 1: Bomba para manejo de condensados.**

### **5.2.1. Condiciones de operación.**

Para comenzar con la preselección se requiere saber las características del fluido que se esté manejando, así como las características de operación a las que trabajará la bomba.

Se requiere conocer el caudal (en m<sup>3</sup>/h o gal/min), así como la carga que se deberá vencer, en este caso, para llenar un tanque estabilizador (incluyendo pérdidas de energía por roce en tuberías y accesorios), las presiones de succión y de descarga, la temperatura del fluido, presión de vapor (que depende de la temperatura), gravedad específica, viscosidad, y elementos contenidos en el fluido que puedan causar corrosión. Para la obtención de algunos de estos datos se requiere de un estudio no solo del sistema de bombeo, sino de la planta completa para determinar presiones, temperatura y caudales en cada sección de tubería.

Existen áreas completas de ingenieros de diversas especialidades (Químicos, petroleros, mecánicos, etcétera) que simulan la operación en planta con software sofisticado y obtienen

balances de materia y energía que proporcionan los datos precisos sobre las características que deberá cumplir cada elemento que integra el sistema. En el caso específico de las bombas, la información necesaria para comenzar con la selección se obtiene de una Hoja de Datos u Hoja de Especificación (HD/HE) que contiene la información que necesita el ingeniero que seleccionará la bomba y el motor para cumplir con el servicio.

En este primer caso se habla de una bomba que maneja condensado de agua y que será instalada en la Unidad de Hidrógeno de la refinería “Ing. Antonio M. Amor”. La succión de esta bomba viene de un tanque separador de condensado y la descarga va a otro tanque estabilizador. La hoja de datos de proceso se muestra en la *Figura 5.1*.

Con la hoja de datos se puede comenzar a realizar la selección de la bomba adecuada para este servicio, pero el primer paso antes de empezar con la preselección consiste en la comprobación de estos datos utilizando las ecuaciones desarrolladas en el primer capítulo. Los datos que se muestran en la hoja de datos fueron establecidos en una etapa previa a la selección de la bomba, generalmente por el ingeniero encargado del proceso.

Los datos de gravedad específica, presión de vapor y viscosidad son características del líquido manejado. La temperatura de bombeo, componentes que causan corrosión o erosión, y las capacidades (caudales) son características del proceso, por último, las alturas y presión de los depósitos así como las pérdidas en las tuberías de succión y descarga son parte del diseño de la planta (el estudio y diseño de la planta se determinan en una etapa previa a la selección de la bomba, a esta etapa se le conoce como Ingeniería Básica). Los datos restantes se pueden obtener como sigue:

Para determinar la presión en la brida de succión primero se obtiene la columna total de succión, ya con este dato solo se transforman los valores de columna (medida en metros columna de líquido) a valores de presión (en  $\text{kg}_f/\text{cm}^2$ ).

 UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO	<b>UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO</b> <b>FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN</b> <b>INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA</b>	 <b>UNAM</b> <b>CUAUTITLÁN</b>
<b>HOJA DE DATOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS</b>		
<b>GENERALIDADES</b>	<b>CONDICIONES DE OPERACIÓN</b>	
TIPO DE BOMBA: <u>CENTRÍFUGA</u>	FLUIDO: <u>CONDENSADO DE AGUA</u>	
SERVICIO: <u>BOMBA DE CONDENSADO</u>	TEMP. DE BOMBEO: <u>80</u> °C / <u>176</u> °F	
TIPO DE OPERACIÓN: <u>CONTINUA</u>	GRAVEDAD ESPECÍFICA: <u>0.973</u>	
CANTIDAD REQUERIDA: <u>DOS (UNA EN OPERACIÓN Y UNA DE RELEVO)</u>	PRESION DE VAPOR: <u>0.476</u> kg/cm <sup>2</sup> (a) / <u>6.77</u> psia	
TIPO DE ACCIONADOR: <u>MOTOR ELÉCTRICO</u>	VISCOSIDAD: <u>0.357</u> cP	
	CORROSIÓN/EROSIÓN OCASIONADA POR: _____	
	ALTURA DEL DEPÓSITO DE SUCCIÓN / DESCARGA: <u>+2.5</u> (m) / <u>+10</u> (m)	
	PRESIÓN EN EL DEPÓSITO DE SUCCIÓN / DESCARGA <u>32.25</u> kg/cm <sup>2</sup> (man) / <u>60.79</u> kg/cm <sup>2</sup> (man)	
	PÉRDIDAS EN TUBERÍA DE SUCCIÓN / DESCARGA <u>6.1</u> (m) / <u>25</u> (m)	
	CAPACIDAD NORMAL: <u>21.3</u> m <sup>3</sup> /h / <u>93.78</u> gpm	
	CAPACIDAD DE DISEÑO: <u>26.6</u> m <sup>3</sup> /h / <u>117.12</u> gpm	
	PRESIÓN DE DESCARGA: <u>64.2</u> kg/cm <sup>2</sup> (man) / <u>913.136</u> psig	
	PRESIÓN DE SUCCION: <u>31.93</u> kg/cm <sup>2</sup> (man) / <u>454.15</u> psig	
	PRESIÓN DIFERENCIAL: <u>32.27</u> kg/cm <sup>2</sup> / <u>458.986</u> psi	
	CARGA DIFERENCIAL: <u>332.00</u> m / <u>1089.29</u> pies	
	NPSH DISPONIBLE: <u>332.4</u> m / <u>1090.6</u> pies	
	POTENCIA HIDRÁULICA: <u>23.37</u> kW / <u>31.3397</u> HP	
<b>OBSERVACIONES:</b>		
1. EL EQUIPO DEBERÁ CUMPLIR CON LA NORMA DE REFERENCIA NRF-050-PEMEX-2007, Y LA NORMA INTERNACIONAL ISO 13709:2009.		
_____		
_____		
_____		
_____		
_____		

**Figura 5.1. Hoja de datos de proceso de la bomba de condensado – Caso 1**

Para obtener la carga de succión se utiliza la ecuación 1.29 del capítulo 1:

$$H_s = \frac{P_{Ds} (10.01)}{sg} + Z_s - Hp_s$$

$$H_s = \frac{32.25 (10.01)}{0.973} + 2.5 - 6.1$$

$$H_s = 328.18 \text{ m}$$

Transformando la carga de succión a presión de succión con la ecuación 1.13 del capítulo 1:

$$H = \frac{P (10.01)}{sg}$$

$$P_s = \frac{H_s(sg)}{10.01} = \frac{328.18 (0.973)}{10.01}$$

$$P_s = 31.9 \text{ kg/cm}^2$$

Se procede a calcular la carga de descarga utilizando la ecuación 1.30 del capítulo 1:

$$H_d = \frac{P_{Dd} (10.01)}{sg} + Z_d + Hp_d$$

$$H_d = \frac{60.79 (10.01)}{0.973} + 10 + 25$$

$$H_d = 660.39 \text{ m}$$

Transformando la carga de descarga a presión de descarga:

$$H = \frac{P (10.01)}{sg}$$

$$P_d = \frac{H_d(sg)}{10.01} = \frac{660.39 (0.973)}{10.01}$$

$$P_d = 64.19 \text{ kg/cm}^2$$

La presión diferencial como su nombre lo indica, es la diferencia entre la presión de descarga y la presión de succión:

$$P_{dif} = P_d - P_s$$

$$P_{dif} = 64.19 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} - 31.9 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$P_{dif} = 32.29 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

La carga diferencial se puede obtener de dos maneras; la primera consiste en utilizar la ecuación 1.28 desarrollada en el capítulo 1, y la segunda opción consiste en transformar el valor de presión diferencial a valores de columna diferencial (metros columna de líquido) auxiliándose de la ecuación 1.13 del capítulo 1, para este primer caso se calcula de ambas formas:

$$H_{dif} = \frac{(P_{Dd} - P_{Ds}) (10.01)}{sg} + (Z_d - Z_s) + (Hp_d + Hp_s)$$

$$H_{dif} = \frac{(60.79 - 32.25) (10.01)}{0.973} + (10 - 2.5) + (25 + 6.1)$$

$$\mathbf{H_{dif} = 332.21 m}$$

Transformando la presión diferencial se debe de obtener el mismo valor:

$$H_{dif} = \frac{P_{dif} (10.01)}{sg}$$

$$H_{dif} = \frac{32.29 (10.01)}{0.973}$$

$$\mathbf{H_{dif} = 332.19 m}$$

Las pequeñas variaciones entre los valores se deben principalmente a los redondeos utilizados en el cálculo.

Se procede a calcular el NPSH disponible del sistema. Recordando que el  $NPSH_d$  se debe medir en la succión ya que es precisamente en este punto donde la presión es menor a lo largo de toda la bomba, para esto se utiliza la ecuación 1.33 del capítulo 1:

$$NPSH_d = \frac{P_s + P_a - P_v}{sg} \quad (10.01)$$

$P_a$  es la presión atmosférica del sitio donde se instalará la bomba (en  $kg_f/cm^2$ ), en este caso se refiere a la presión atmosférica de la refinería y  $P_v$  es la presión de vapor del líquido bombeado.

$$NPSH_d = \frac{31.93 + 0.857 - 0.476}{0.973} \quad (10.01)$$

$$\mathbf{NPSH_d = 332.4 m}$$

Para finalizar se calcula la potencia hidráulica con la ecuación 1.41 del capítulo 1.

$$P_h = 0.00272 (Q_{\text{diseño}})(H_{\text{dif}})(sg)$$

$$P_h = 0.00272 (26.6)(332.19)(0.973)$$

$$P_h = 23.38 \text{ kW}$$

En la *Tabla 5.1* se presentan los valores de la hoja de datos y los valores calculados, se puede afirmar que ambos valores son muy parecidos, las pequeñas diferencias se deben principalmente al redondeo de cifras o a las cargas de velocidad que fueron despreciadas.

Una vez que se ha comprobado la veracidad de los datos mostrados en la HD/HE de proceso, se puede comenzar con la preselección de la bomba con los distintos fabricantes

**Tabla 5.1. Comparativa de valores de HD y valores calculados para el caso 1**

Variable	Valor de Hoja de datos de proceso	Valor calculado
Presión de succión (kg/cm <sup>2</sup> )	31.93	31.9
Presión de descarga (kg/cm <sup>2</sup> )	64.2	64.19
Presión diferencial (kg/cm <sup>2</sup> )	32.27	32.29
Carga diferencial (m)	332	332.19
NPSH <sub>d</sub>	332.4	332.4
Potencia Hidráulica (kW)	23.37	23.38

### 5.2.2. Preselección de bomba.

Para los 2 casos que se verán en esta tesis se realizarán preselecciones con los principales fabricantes de bombas a nivel mundial, compañías como *Flowserve, ITT Goulds Pumps, Ruhrpumpen* y *Sulzer*.

Hay dos formas de encontrar la bomba adecuada para las condiciones de operación que se están estableciendo, la primera consiste en ir a la cobertura hidráulica de cada tipo de bomba API (ver sección 2.3.4) y buscar mediante el valor de caudal y de carga, el modelo que podría cumplir con el servicio. Una vez identificado el modelo se buscan las curvas características del mismo y

se realiza un análisis muy parecido al desarrollado en la sección 2.3.1. La desventaja de este método radica en el hecho de que toma demasiado tiempo estar buscando la cobertura hidráulica de cada tipo de bomba API y de cada fabricante, para después, buscar las curvas. Las curvas que se conseguirían serían para un tamaño de impulsor establecido y un tamaño de carcasa sobre el cual se traza el punto de operación y se leen los parámetros como  $NPSH_r$ , eficiencia, potencia, desviación del punto de operación con respecto al “BEP”, y todos los datos necesarios para realizar la preselección. El problema se presenta en que las curvas pueden no tener una escala adecuada para leer los valores con precisión, en este caso, el ingeniero tendría que estimar las cantidades, teniendo diferencias entre lo que se está leyendo en la gráfica y el valor real.

Para evitar lo anterior, actualmente los fabricantes ponen a disposición del usuario programas de selección “online” para encontrar los modelos de bombas a partir de las condiciones de operación que se establezcan. Algunos fabricantes requieren que el usuario se registre en su página web para poder tener acceso a dichos programas, otros como Ruhrpumpen tienen la opción de entrar sin la necesidad de un registro, el objetivo es brindarle al ingeniero encargado de la selección una herramienta con la cual se puedan obtener las curvas características del modelo específico en el menor tiempo posible. Esta es la segunda opción para realizar la preselección, se establece esta segunda opción como la más viable y práctica ya que es posible ingresar a las curvas en todo momento sin la necesidad de buscar modelo por modelo y trazando líneas sobre curvas donde también se pone a prueba la exactitud del trazado para una correcta selección, sin embargo, en este primer caso se utilizarán ambos métodos con el fin de que el lector observe diferencias y adquiera las herramientas que le permitan realizar la preselección por ambos métodos.

#### ***Primer método de selección con Sulzer Pumps.***

Se utiliza este primer método para el fabricante *Sulzer Pumps*, las condiciones con las que se comienza a buscar el modelo adecuado es con el caudal de  $26.6 \text{ m}^3/\text{h}$  que corresponde al caudal nominal y la carga diferencial de 332 m que se puede leer de la hoja de datos de proceso.

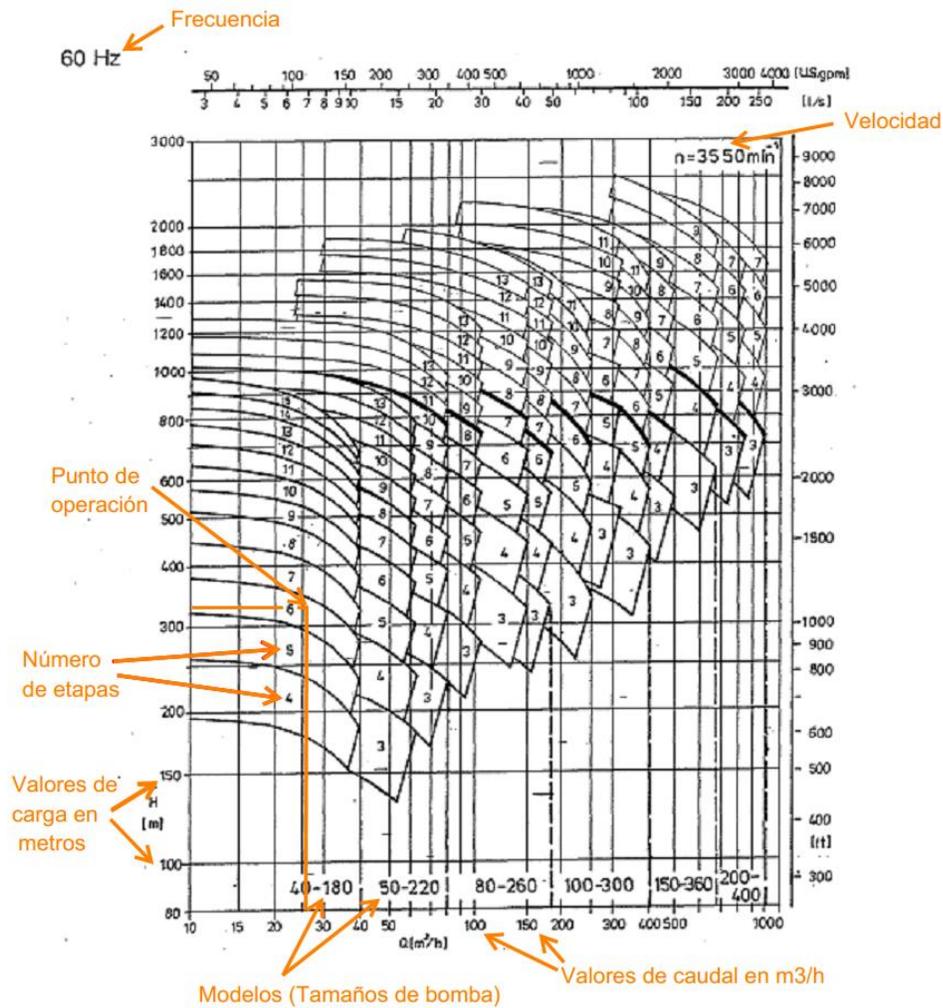
Seguramente surgen preguntas acerca de ¿por qué utilizar el caudal nominal y no el caudal normal? Si bien el caudal normal es aquel donde el equipo debe operar de forma regular, el caudal nominal representa el punto en el cual el fabricante certifica y garantiza su equipo, de esta forma siempre se busca que este punto sea mayor al normal, esto para tener un pequeño

margen de error en caso de que el diseño no llegase a cumplir con el caudal que se especifique, aun así, siempre se debe tener en cuenta el caudal normal, cuidando que cumpla con los requerimientos especificados. Generalmente se da un incremento del 10% al caudal nominal con respecto al caudal normal, sin embargo, en este caso se puede notar que el caudal nominal es 25% mayor con respecto al caudal normal, la decisión del sobredimensionamiento depende de la compañía o institución que elabore la ingeniería básica de la planta.

Se deben tener en cuenta algunos aspectos técnicos cuando se buscan curvas por este método. No todos los tipos de bombas van a poder cumplir con las condiciones de operación establecidas, por ejemplo, una bomba del tipo OH2 difícilmente va a poder entregar una carga de 332 m con un caudal de 26.6 m<sup>3</sup>/h, y se dice difícilmente porque se trata de condiciones límites para las bombas OH2 las cuales generalmente se diseñan para cargas por debajo de 300 m (dependiendo del fabricante), si se tiene suerte es posible encontrar un fabricante que tenga un modelo OH2 que pueda entregar la carga de 332 m al valor de caudal establecido, sin embargo, generalmente esta bomba va a estar en el orden de 30% de eficiencia, lo cual es muy poco si se tiene en cuenta que hay otros tipos de bombas más eficientes. Para este servicio es adecuada una bomba de barril del tipo BB5, multietapas, que si bien el costo es más elevado comparado con la bomba OH2, a largo plazo puede resultar más económica en la operación ya que al aumentar la eficiencia se disminuye la potencia al freno, que es precisamente la potencia consumida (ver sección 1.1.18). Este tipo de detalles es lo interesante de la preselección, el ingeniero debe tener el criterio para proponer la mejor opción no solo operacional sino también económica, este último punto es muy importante al adquirir un equipo en cualquier industria.

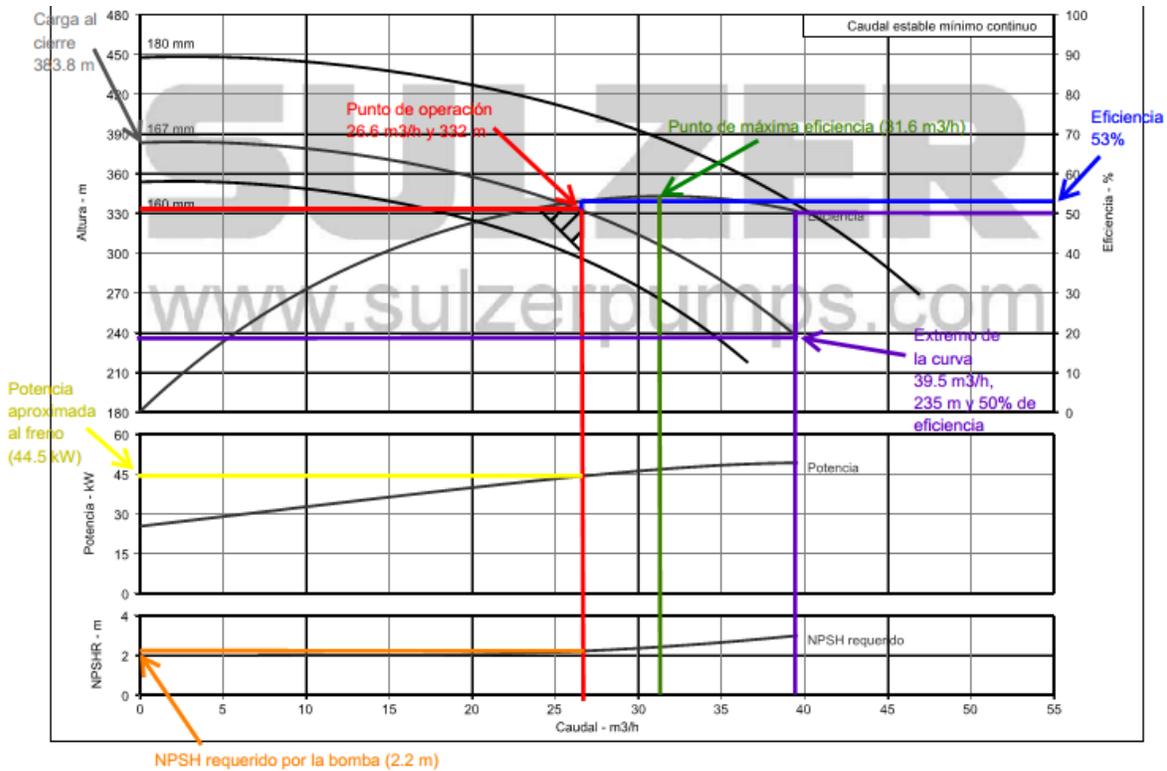
Dicho lo anterior, es conveniente ir a la cobertura hidráulica de las bombas BB5 de Sulzer Pumps (modelo GSG). Se debe tener cuidado de encontrar la cobertura hidráulica para este modelo a 60 Hz (frecuencia utilizada en América del Norte, incluido México) ya que los fabricantes también suministran esta cobertura para frecuencias de 50 Hz (frecuencia utilizada en Europa, Asia, Oceanía, África y gran parte de América del Sur) y también se debe tener en cuenta la velocidad de la bomba ya que un mismo modelo puede operar a 3600 rpm o 1800 rpm y las curvas no son las mismas.

Con la *Figura 5.2* se puede pronosticar que es posible elegir una bomba BB5 para las condiciones establecidas.



**Figura 5.2. Cobertura hidráulica de bomba BB5 (modelo GSG de Sulzer Pumps)**

El modelo GSG 40-180, de 6 o 7 etapas es la mejor opción. Si se selecciona una bomba de 6 etapas la curva H-Q estará muy cercana a la curva del impulsor de mayor diámetro para ese tamaño de carcasa por lo que para este caso se especificará una bomba de 7 etapas, la curva característica se muestra en la *Figura 5.3*:



**Figura 5.3. Selección Sulzer para el primer caso.**

Todos los datos que se muestran en la curva característica de la *Figura 5.3*, son importantes para evaluar al equipo, solo faltaría determinar el porcentaje en que se encuentra el punto de operación nominal y normal con respecto al punto de mejor eficiencia (BEP) (ver sección 4.11), calcular la potencia al freno y la potencia al extremo de la curva:

El porcentaje de desviación se calcula con la ecuación 4.1 de la sección 4.11

(Todos los datos para los cálculos siguientes se pueden obtener de la *Figura 5.3* y la hoja de datos de proceso de la *Figura 5.1*)

$$\text{Desviación del punto de operación nominal} = 100 - \frac{26.6 (100)}{31.6}$$

**Desviación del punto de operación nominal = 15.82 % (a la izquierda)**

$$\text{Desviación del punto de operación normal} = 100 - \frac{21.3 (100)}{31.6}$$

**Desviación del punto de operación normal = 32.59 % (a la izquierda)**

La potencia al freno se obtiene con la ecuación 1.42 del capítulo 1.

$$P_f = \frac{P_h}{\eta_b}$$

Donde  $P_h$  es la potencia hidráulica que se muestra en la hoja de datos y  $\eta_b$  es la eficiencia de la bomba:

$$P_f = \frac{23.37 \text{ kW}}{0.53}$$

$$P_f = 44.09 \text{ kW}$$

Ya solo falta calcular la potencia al extremo de la curva con la ecuación 1.43 del capítulo 1:

$$P_{Ext} = \frac{0.00272 (Q_{Ext})(H_{Ext})(sg)}{\eta_{Ext}}$$

$$P_{Ext} = \frac{0.00272 (39.5)(235)(0.973)}{0.5}$$

$$P_{Ext} = 49.13 \text{ kW}$$

A continuación se realiza el procedimiento de preselección para los siguientes fabricantes pero ahora utilizando los programas de selección.

#### ***Selección con Flowserve.***

El fabricante Flowserve ofrece la herramienta llamada “*FlowSelex Pump Selection Tool*”, una vez se obtiene el ingreso al programa lo primero que se pide es especificar las condiciones de operación para la bomba en cuestión (*Figura 5.4*).

**FlowSelex™ Portal** Version: 2.2.4a Preferences **Input Mode:** Basic *Advanced* **Units:** Metric US Custom

Current Project: Default Project Owner: Luis Alberto Campos Barcenas Current Item:

Start **Duty Conditions** Product Lines Vertical Duty Conditions Hydraulic & Driver Constraints Product Line Constraints Search Results Result Details

Back Next

(\*) Required field

**Basic Duty Conditions**

Rated flow: 26.6 m<sup>3</sup>/h  
 Rated head: 332 m  
 Frequency: 60 Hz

**Advanced Duty Conditions**

Rated NPSHa: 332.4 m Liquid description: Condensado  
 Rated viscosity: 0.357 cP Liquid type: Other  
 S.G.: 0.973 Flammable:   
 Max suction press: 31.93 kg/cm<sup>2</sup>g Toxic:   
 Rated suction press: 31.93 kg/cm<sup>2</sup>g H2S:   
 Max temperature: 80 C Hydraulic selection: API-610 10th Edition  
 Vapor pressure: 0.476 kg/cm<sup>2</sup>a Construction: API-610 10th Edition  
 Quantity of pumps: 2 Test tolerances: API-610 10th Edition  
 Service: Bomba de Condensado

© 2011 Flowserve Corporation

**Figura 5.4. Selección con el fabricante Flowserve - Condiciones de operación**

Una vez que se ingresan los datos, el programa solicita que se elijan los modelos de bombas API que podrían cumplir con el servicio (Figura 5.5), aquí el ingeniero con ayuda de su experiencia podrá ingresar los tipos de bombas que crea conveniente o incluso puede seleccionar todos y el programa automáticamente mostrará las mejores opciones.

**FlowSelex™ Portal** Version: 2.2.4a Preferences **Input Mode:** Basic *Advanced* **Units:** Metric US Custom

Current Project: Default Project Owner: Luis Alberto Campos Barcenas Current Item:

Start Duty Conditions **Product Lines** Vertical Duty Conditions Hydraulic & Driver Constraints Product Line Constraints Search Results Result Details

Back Next Pump Search

Filters

Industry: Oil and Gas Classification: All Orientation: All

**Product Lines**

Please select one or more product lines  
 Click on the product line name to view detailed product line information

Available Product Lines Count: 23/24 (filtered / total)

<input type="checkbox"/>	Group	Product Line	Max Flow (m <sup>3</sup> /h)	Max Head (m)	Min Temp. (C)	Max Temp. (C)	Max Viscosity (cP)	Max Suction Press. (kg/cm <sup>2</sup> g)
<input type="checkbox"/>		<a href="#">LPL Centerline Mounted Horizontal Split Case</a>	15000.0	650.00	-100	148	1946.0	91.8
<input type="checkbox"/>		<a href="#">PVM (OH5) Vertical In-Line</a>	1000.0	400.00	-60	251	486.5	81.6
<input type="checkbox"/>		<a href="#">PVXM (OH3) Vertical In-Line</a>	800.0	400.00	-50	250	486.5	81.6

Add Add Companions Remove Remove All

**Selected Product Lines**

[WXB Diffuser Casing, Multistage, Process Barrel](#)

[WXB-B Low-Flow, High Head, Diffuser Casing](#)

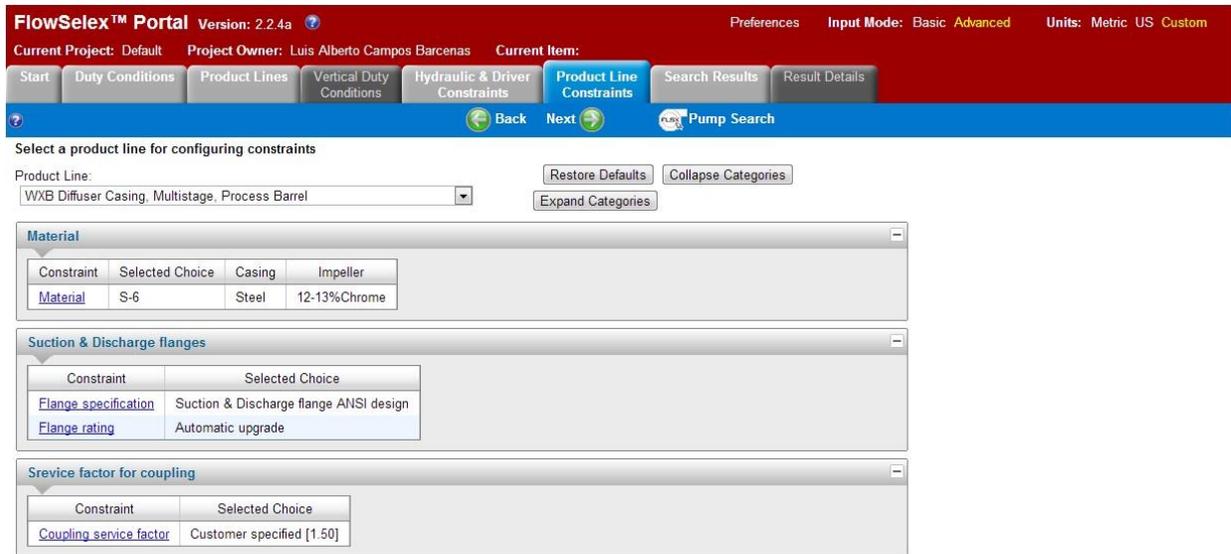
**Figura 5.5. Selección con el fabricante Flowserve - Selección de tipos de bombas**

En el siguiente paso, el programa solicita datos adicionales, como el caudal normal, tipo de motor y factor de servicio del motor (*Figura 5.6*). En todos los casos se especificará un motor NEMA con un factor de servicio de 1.0 las razones se explican en el siguiente capítulo.

The screenshot displays the 'FlowSelex™ Portal' software interface. At the top, it shows 'Version: 2.2.4a', 'Current Project: Default', 'Project Owner: Luis Alberto Campos Barcenas', and 'Current Item:'. Below this is a navigation bar with tabs for 'Start', 'Duty Conditions', 'Product Lines', 'Vertical Duty Conditions', 'Hydraulic & Driver Constraints' (which is active), 'Product Line Constraints', 'Search Results', and 'Result Details'. The main area is divided into two sections: 'Hydraulic Constraints' and 'Driver Constraints'. The 'Hydraulic Constraints' section contains various input fields for parameters like Normal flow (21.3 m3/h), Min head rise, Max head ratio, Min diameter ratio, Max diameter ratio, Min NPSHa margin, Maximum Nss, Minimum flow, Maximum flow, Minimum efficiency, Max diameter, Head at shut off, Max power, MCSF, Max flow must exceed, MAWP basis max SG, and MAWP basis max impeller dia. The 'Driver Constraints' section includes dropdown menus for 'Driver design' (NEMA Motor), 'Speed' (Standard speed), 'Sizing spec' (API 610), and 'Service factor' (1.0).

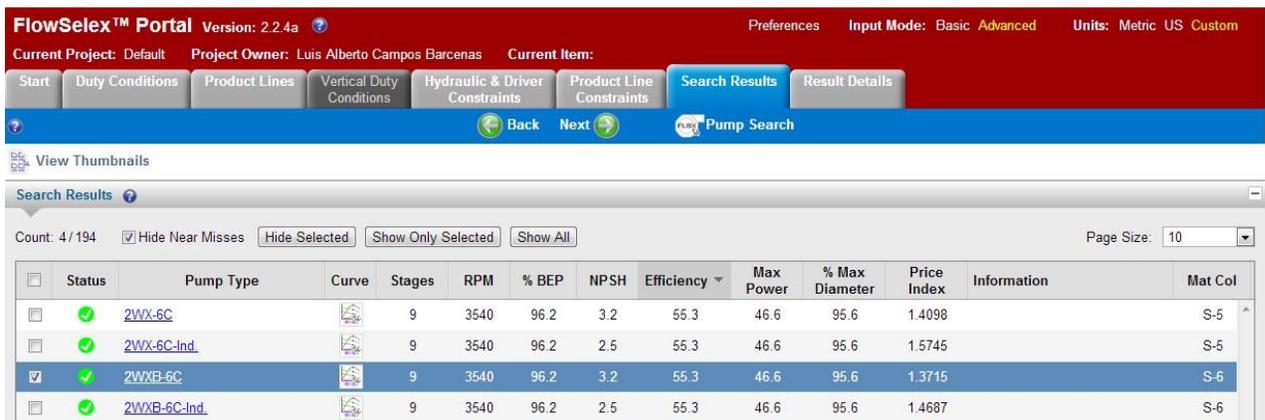
**Figura 5.6. Selección con el fabricante Flowserve - Datos adicionales**

A continuación el programa pide que el usuario elija los materiales para la bomba, en esta etapa de la selección todavía no se cuenta con este dato así que esta pantalla se queda sin cambios (*Figura 5.7*). Con esta acción no se afecta en absoluto la preselección ya que generalmente los fabricantes están listos para ofrecer la bomba con el tipo de materiales API que el cliente solicite.



**Figura 5.7. Selección con el fabricante Flowserve – Materiales.**

Finalmente, una vez que se han ingresado todos los datos, el programa muestra una pantalla con los modelos que cumplen con las características (Figura 5.8).

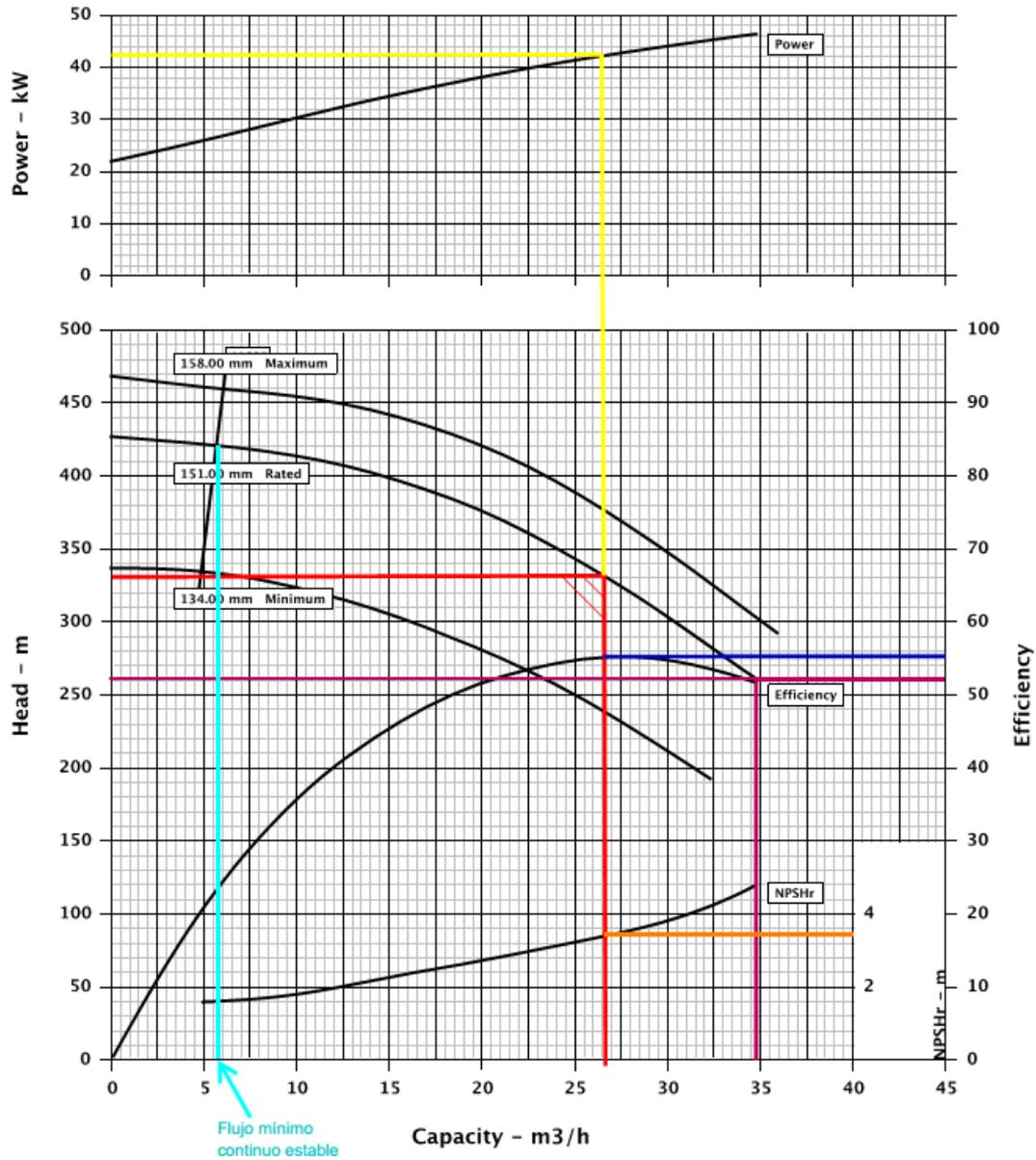


**Figura 5.8. Selección con el fabricante Flowserve - Modelos**

En esta ocasión el fabricante ofrece 4 soluciones para este servicio, la primera y la segunda opción son bombas modelo 2WX-6C y 2WX-6C-Ind de nueve etapas, el modelo WX corresponde a un tipo de bomba BB4 de anillo seccionado (ver sección 3.3.4) la cual no cumple con los requerimientos de la norma *NRF-050-PEMEX-2007* por lo que esta bomba no es una opción para este servicio.

La tercera y cuarta opción corresponden a un modelo 2WXB-6C y 2WXB-6C-Ind de nueve etapas, ambas son bombas del tipo BB5 (bombas de barril), la primera de ellas es un modelo sin

inductor y la segunda tiene inductor (nótese la reducción del  $NPSH_r$  con respecto al modelo sin inductor). Debido a que no hay problemas de NPSH (en este caso el  $NPSH_d$  es mayor por mucho al  $NPSH_r$ ,  $332.4 > 3.2$ ) la mejor opción es elegir la bomba modelo 2WXB-6C. Una vez seleccionado el modelo el programa muestra las curvas características de la bomba en cuestión, de acuerdo al flujo y carga especificados (*Figura 5.9*).



**Figura 5.9. Caso 1, selección con el fabricante Flowserve - Curvas características**

De la *Figura 5.8* y de las curvas (*Figura 5.9*) se puede leer la siguiente información:

- Modelo = 2WXB-6C (BB5)

- Numero de etapas = 9
- Velocidad = 3540 rpm
- Eficiencia = 55.3%
- Punto de máxima eficiencia (BEP) = 27.7 m<sup>3</sup>/h
- NPSH<sub>r</sub> = 3.2 m
- Flujo mínimo continuo estable (FMCE) = 5.7 m<sup>3</sup>/h
- Carga al cierre = 427 m
- Caudal en el extremo de la curva = 34.7 m<sup>3</sup>/h
- Carga en el extremo de la curva = 261 m
- Eficiencia en el extremo de la curva = 52%

Calculando el valor de desviación en que se encuentra el punto de operación nominal y normal con respecto al punto de máxima eficiencia con la ecuación 4.1 de la sección 4.11:

$$\text{Desviación del punto de operación nominal} = 100 - \frac{26.6 (100)}{27.7}$$

$$\text{Desviación del punto de operación nominal} = 3.97 \% \text{ (a la izquierda)}$$

$$\text{Desviación del punto de operación normal} = 100 - \frac{21.3 (100)}{27.7}$$

$$\text{Desviación del punto de operación normal} = 23.10 \% \text{ (a la izquierda)}$$

Calculando la potencia al freno con la ecuación 1.42 del capítulo 1:

$$P_f = \frac{23.37 \text{ kW}}{0.553}$$

$$P_f = 42.26 \text{ kW}$$

Con la ecuación 1.43 y los datos se obtiene la potencia en el extremo de la curva:

$$P_{Ext} = \frac{0.00272 (34.7)(261)(0.973)}{0.52}$$

$$P_{Ext} = 46.09 \text{ kW}$$

## Selección con Ruhrpumpen:

La herramienta que Ruhrpumpen pone a disposición de los usuarios tiene por nombre “Global Proposal System” (GPS).

Al entrar al programa se muestra la pantalla en la cual se deberán ingresar las condiciones de operación (Figura 5.10).

The screenshot shows the 'Global Proposal System 12.0.1.29' interface. The main navigation bar includes 'Inicio | Nuevo artículo | Preferencias de sesión | Comentarios | Ayuda | Fin-sesión'. The current page is titled 'Global Proposal System' and has a sub-header 'Global Proposal System 12.0.1.29'. The main content area is divided into several sections:

- Información de cabecera:** Clientes (Universidad Nacional A), Referencia cliente (Caso 1), Artículo número (U18-GA-001A/B), Servicio (Bomba de Condensado), Cantidad (2), Cotización No.
- CONDICIONES BÁSICAS DEL SERVICIO:** Caudal nominal (26.60 m³/h), Presión / altura diferencial, rated (332.0 m), Frecuencia (60 Hz), Criterio de selección (Tocas las velocidades icóneas).
- Datos complementarios de operación:** Presión de succión, diseño máx. (31.93 / 31.93 kg/cm2 g), NPSH disponible, Diseño (332.4 m), Tipo de líquido (Condensado), También conocido como, Diámetro máximo de sólidos (0.00 mm), Concentración de sólidos, en volumen (0.00 %), Temperatura de diseño máxima (80.00 C), Densidad del líquido (0.973 / 0.973 Peso esp), Viscosidad, diseño (0.357 cP), Presión de vapor, diseño (0.476 kg/cm2 a).
- Limitantes de selección:** Limitaciones bombas centrífugas (Margen NPSH: 1.00 m, Incremento mínimo de altura con impulsión cerrada: 0.00 %, Incremento máximo de altura con impulsión cerrada: 0.00 %, Altura máxima de impulsión cerrada: 0.00 m, Cuna altura/caudal estable requerido?, Máxima velocidad específica / velocidad específica de succión: 0 / 0 Metro: nq (imp. eye flow) / S (imp. eye flow)), Especificaciones (Especificación de selección hidráulica: API 610 / ISO 13709, Especificaciones de construcción: API 610, Especificación de la corrección de viscosidad: ANSI/HI 9.8.7-2010), Límites generales (Tocas).

**Figura 5.10. Selección con el fabricante Ruhrpumpen - Condiciones de Operación y características del motor**

En la siguiente pantalla se deben indicar el o los modelos que se desea que el programa incluya en la selección (Figura 5.11).

Los modelos que se encuentran resaltados en color negro en la Figura 5.11 son aquellos que están disponibles para las características que se han ingresado, en este caso únicamente se resalta el modelo SCE (bomba tipo OH2) y este es el que se debe seleccionar.

Inicio | Nuevo artículo | Preferencias de sesión | Comentarios | Ayuda | Fin-Sesión Global Proposal System 12.0.1.29

**CRITERIO DE SELECCIÓN** **Resultados selección**  
 Condiciones de operación Resultados de búsqueda  
 Línea de producto [Botón]

Unidades Instrucciones: seleccionar el tipo de Línea de productos deseada y hacer clic en el botón siguiente >>>

**Selección de la línea de producto** Opciones de la línea de productos

Industria	Clasificación de productos	Orientación	Material mínimo	Especificaciones de construcción
Petróleo / gas	Todos	Todos	Todos	API 610

▼ Lista de la línea de productos

Seleccionar	Líneas de producto	Caudal máximo (m³/h)	Altura máxima (m)	Límites de temperatura (°C)	Viscosidad máxima (cP)	Orientación
<input type="checkbox"/>	A-Line 88S	1350.0	3000.0	-50.00 para 450.0	1940.4	Todos
<input type="checkbox"/>	COT, two stage, 88S	1135.6	624.8	-62.22 para 232.2	1946.5	Horizontal
<input type="checkbox"/>	JHYN 88S	5451.0	518.2	-184.44 para 450.0	1946.5	Horizontal
<input type="checkbox"/>	JTN 88S	400.0	1000.0	-20.00 para 200.0	1943.2	Horizontal
<input type="checkbox"/>	PCON 88S	1050.0	960.0	-80.00 para 450.0	1943.2	Horizontal
<input checked="" type="checkbox"/>	<b>SCE OH2</b>	<b>2763.0</b>	<b>452.1</b>	<b>-75.59 para 454.4</b>	<b>1946.5</b>	<b>Horizontal</b>
<input type="checkbox"/>	SH 88S	2020.0	2499.4	-20.00 para 220.0	1943.2	Horizontal
<input type="checkbox"/>	SPN CH34US	488.5	199.9	-80.00 para 280.0	1943.2	Vertical
<input type="checkbox"/>	ZM-Line EB1	10000.0	1000.0	-20.00 para 200.0	1943.2	Todos
<input type="checkbox"/>	CO vertical turbine	635.9	42.67	0.00 para 100.0	1943.1	Vertical
<input type="checkbox"/>	Combitube - P&ID design pump	20.00	1500.0	0.00 para 212.0	9.72	Horizontal
<input type="checkbox"/>	CRP ANSI B73.1, end suction (DHT)	1135.6	234.7	0.00 para 215.6	1946.5	Horizontal
<input type="checkbox"/>	CSV double suction	11528.4	142.9	0.00 para 450.0	9.73	Vertical
<input type="checkbox"/>	ESK end suction, solids handling	2600.1	39.62	0.00 para 100.0	9.73	Horizontal
<input type="checkbox"/>	GSD end suction	999.3	75.03	-17.75 para 107.2	9.73	Horizontal
<input type="checkbox"/>	GSPQSM end suction	931.2	128.0	0.00 para 100.0	9.73	Horizontal
<input type="checkbox"/>	HCE4339	136.3	86.39	0.00 para 100.0	9.73	Horizontal
<input type="checkbox"/>	HS single/multi stage, double suction, horizontal split case	20661.8	673.6	10.00 para 149.9	1943.2	Horizontal
<input type="checkbox"/>	IL inline	345.7	121.9	0.00 para 215.6	1946.5	Horizontal
<input type="checkbox"/>	IPP end suction	192.8	123.0	0.00 para 215.6	1946.5	Horizontal
<input type="checkbox"/>	IVP In-Line Vertical Pump	1500.0	400.0	32.00 para 600.0	1943.7	Vertical
<input type="checkbox"/>	LS barge	1362.7	182.9	0.00 para 100.0	1946.5	Vertical
<input type="checkbox"/>	LVZ floating dock pump	310.0	120.0	0.00 para 70.00	9.73	Horizontal
<input type="checkbox"/>	PS end suction, paper stock impeller	1703.4	79.25	0.00 para 215.6	9.73	Antiba
<input type="checkbox"/>	PV	47696.2	15.85	0.00 para 100.0	9.73	Vertical
<input type="checkbox"/>	SD end suction	7000.0	280.0	-40.00 para 50.00	1.94	Horizontal
<input type="checkbox"/>	SH2 end suction, solids handling	2180.4	115.8	0.00 para 50.00	9.73	Antiba
<input type="checkbox"/>	SK end suction, solids handling	8000.0	80.00	-10.00 para 50.00	1.94	Antiba
<input type="checkbox"/>	SPN end suction, solids handling	17000.0	140.00	-10.00 para 50.00	1.44	Horizontal

Powered by **Intelligence** 2020-2013

**Figura 5.11. Selección con el fabricante Ruhrpumpen – Selección del tipo de bombas**

Al darle un clic en “Resultados de búsqueda” el programa muestra los modelos SCE (OH2) de la compañía Ruhrpumpen para este servicio (Figura 5.12).

Inicio | Nuevo artículo | Preferencias de sesión | Comentarios | Ayuda | Fin-Sesión Global Proposal System 12.0.1.29

**CRITERIO DE SELECCIÓN** **Resultados selección**  
 Condiciones de operación Resultados de búsqueda  
 Línea de producto [Botón]  
 Tamaño de lista

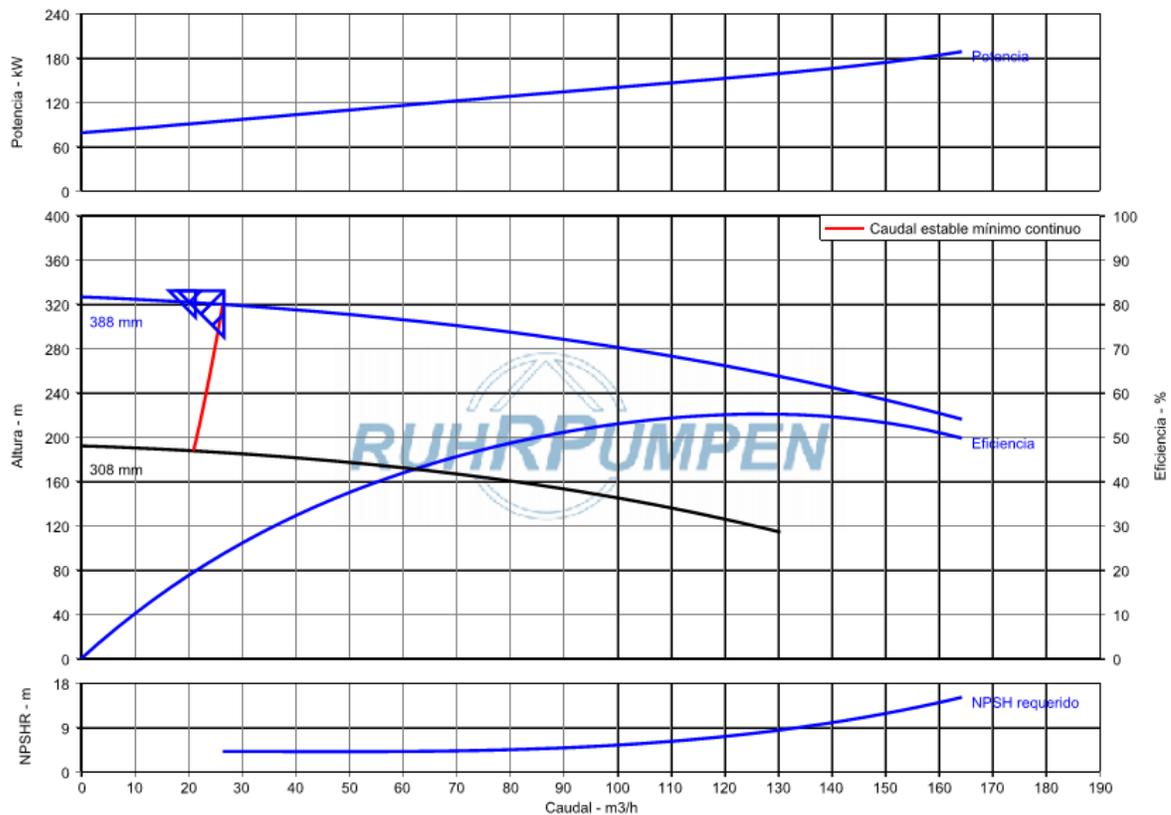
Unidades Instrucciones: Hacer clic en el Modelo de bomba deseado para mostrar la Hoja de datos de características

Lista de resultados - 25.00 m³/h @ 332.0 m, 60 Hz Curvas en miniatura (todas)

Resultado	Tamaño	Comparar curvas con miniaturas	Etapas	Velocidad, valorada (rpm)	Eficiencia de la bomba (%)	Potencia, nominal (kW)	NPSHR (m)	Potencia máxima (kW)	% PMR	Índice de precios	Justificación de correspondencia parcial
?	SCE OH2 (A) (OH2)		<input type="checkbox"/>	3,500	23.7	94.92	4.13	189	20.97	5.10.02	<p>Altura nominal superior al diámetro máximo del impulsor</p> <p>La presión de trabajo máxima permitida (MAWP) se ha excedido (API 610 10a edición, par. 6.3.5)</p> <p>Límite de la presión máxima de aplicación excedido.</p> <p>El flujo nominal no está dentro de la gama de 80% a 110% de la tasa de flujo de mayor eficiencia (API 610 10a edición, par. 6.1.4 o la edición, par. 2.1.12)</p> <p>No se puede obtener un incremento del 5% en la carga hidráulica manteniendo un nivel de diámetro mayor (API 610 10a edición, par. 6.1.6 o la edición, par. 2.1.4)</p>

**Figura 5.12. Selección con el fabricante Ruhrpumpen - Modelos**

Desafortunadamente solo hay un modelo de bomba y al parecer no cumple en su totalidad con los requerimientos establecidos en las normas, si se observan las curvas características se puede ver la razón (Figura 5.13).



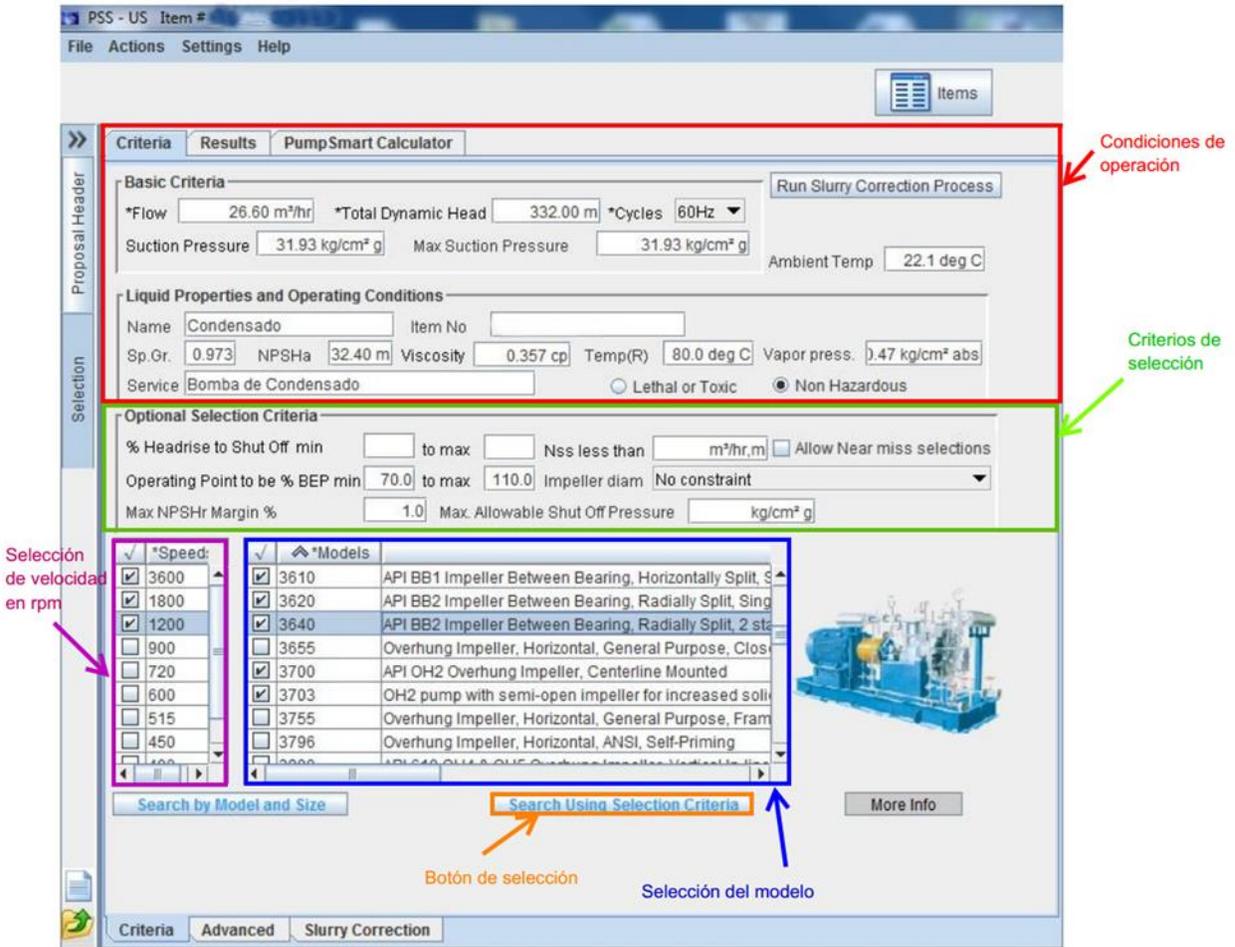
**Figura 5.13. Caso 1, selección con el fabricante Ruhrpumpen - Curvas características**

Claramente en la *Figura 5.13* se observa que los puntos de operación se encuentran por encima del diámetro máximo del impulsor que la carcasa puede contener, además de que se encuentran a la izquierda del caudal mínimo continuo estable y muy lejos del BEP, en fin, definitivamente esta bomba no puede ser tomada en cuenta en la preselección.

**Selección con ITT Goulds Pumps:**

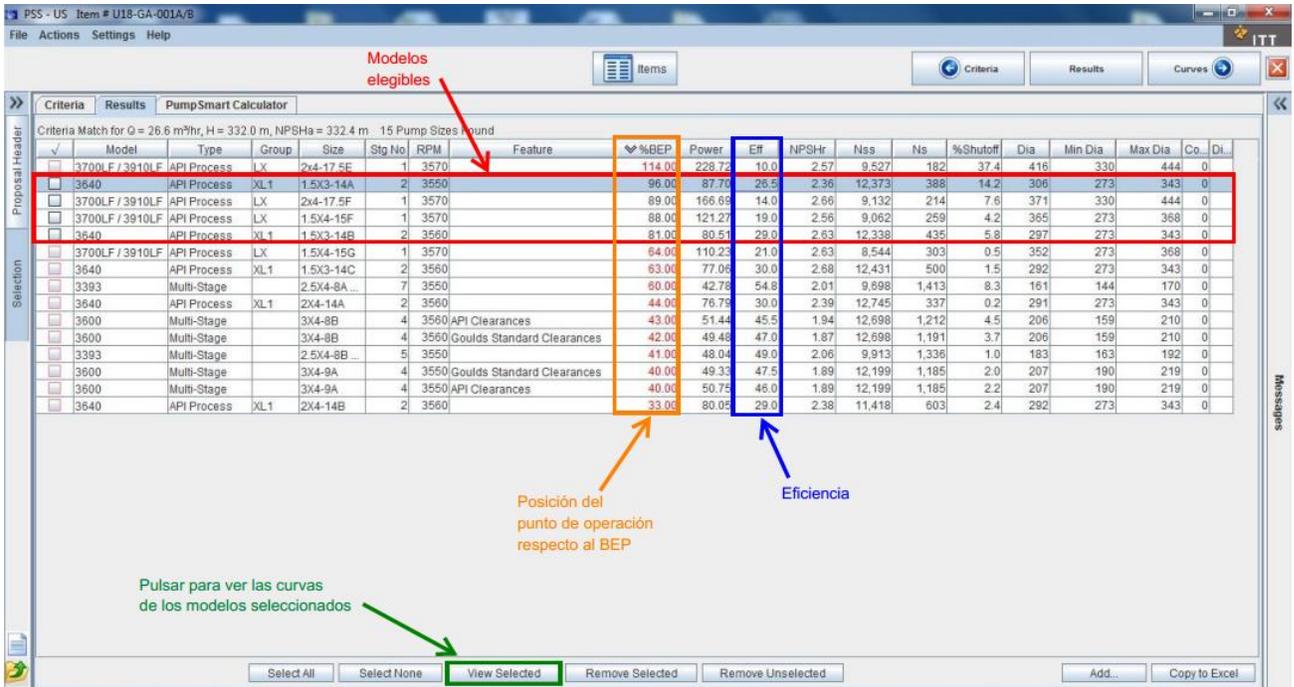
Para finalizar, se realiza la preselección con el fabricante *ITT Goulds Pumps*, su programa de selección es llamado “*Pump Selection System (PSS)*” y se puede obtener acceso a este recurso desde su página web una vez que el usuario se registra.

Al igual que los programas anteriores lo primero que se pide es que se ingresen las condiciones de operación, además algunos criterios de selección como la región preferente del punto de operación y el margen deseado de  $NPSH_r$  con respecto al  $NPSH_d$ . En la parte inferior de la pantalla de selección (*Figura 5.14*) se seleccionan los modelos de bombas a ser considerados en la preselección así como las velocidades de operación.



**Figura 5.14. Selección con el fabricante ITT Goulds Pumps - Condiciones de operación y modelos**

Una vez que se han completado los campos necesarios el usuario deberá dar clic sobre el botón “Search Using Selection Criteria”, para que el programa muestre las bombas que podrían cumplir con el servicio (Figura 5.15).



**Figura 5.15. Selección con el fabricante ITT Goulds Pumps - Selección del modelo**

Resulta interesante analizar este caso y los resultados que el programa arrojó. En la *Figura 5.15* se tiene una lista de bombas propuestas, sin embargo, desde ahora es posible descartar a la mayoría de ellas, considerando que muchas no cumplen con el requerimiento de región de operación preferente del punto de operación con respecto al BEP (ver sección 4.11). El punto de operación de la primera bomba enlistada se encuentra a 114% del caudal, tomando como referencia que el BEP se encuentra en el 100%, la norma establece que el punto nominal debe estar dentro de la región del 80% y 110% por lo que esta bomba se pasa 4% a la derecha de la región permitida. Las siguientes 4 bombas listadas se encuentran dentro de la región permitida, sin embargo a partir de la sexta bomba hacia abajo, todas están por debajo del 80% (su punto de operación se encuentra muy a la izquierda del BEP) por lo que estas bombas tampoco podrán ser consideradas en la preselección. En resumen, de todas las bombas listadas en la *Figura 5.15* solo 4 de ellas pueden ser tomadas en cuenta para el análisis y solo una de ellas (la mejor a consideración del ingeniero encargado de la selección) será seleccionada para competir con las bombas de los otros fabricantes.

Los cuatro modelos a evaluar son los siguientes:

- Modelo 3640, 1.5X3-14A: Se trata de una bomba del tipo BB2 (ver sección 3.3.2), de dos etapas y de corte radial girando a 3550 rpm. El caudal del punto de operación se encuentra a 95% tomando como referencia el BEP que se encuentra a 100% del caudal, es decir, la diferencia entre uno y otro son solo 5% (el punto de operación se encuentra 5% a la izquierda del BEP), tiene una eficiencia de 26% y un  $NPSH_r$  de 2.36 m el cual (en este caso) no es un punto clave de decisión ya que se tiene suficiente  $NPSH_d$ .
- Modelo 3700LF / 3910LF, 2X4-17.5F: En realidad se trata de dos bombas distintas, la primera (modelo 3700LF) es una bomba del tipo OH2, y la segunda (3910LF) es una bomba vertical en línea del tipo OH3, el fabricante pone ambos modelos para mostrarle al cliente que puede suministrar cualquiera de los dos con las mismas características de funcionamiento. Debido a que son bombas del tipo OH, son de 1 etapa, lo cual representa menos mantenimiento que la bomba del tipo BB2 de dos etapas, además el costo de la bomba BB2 es más elevado que la bomba OH2. Esta bomba se encontraría operando a 3570 rpm. El punto de operación estaría desviado 11% a la izquierda del BEP (dentro del rango) y como en el caso anterior, no se tienen problemas de NPSH (se tiene un  $NPSH_d$  de 332.4 m comparado con el  $NPSH_r$  que solo es de 2.66 m para esta bomba).

Hasta ahora todo bien, sin embargo, la eficiencia es la culpable de que esta bomba quede descartada, y es que, mientras la bomba BB2 anterior tiene eficiencia de 26.4%, esta bomba solo tiene una eficiencia de 14%, es decir; casi 10 puntos porcentuales por debajo de la bomba BB2, de esto se deriva que esta bomba requiera una potencia de 166.9 kW para ser accionada mientras que la bomba del tipo BB2 solo requiere 87.7 kW para realizar el trabajo.

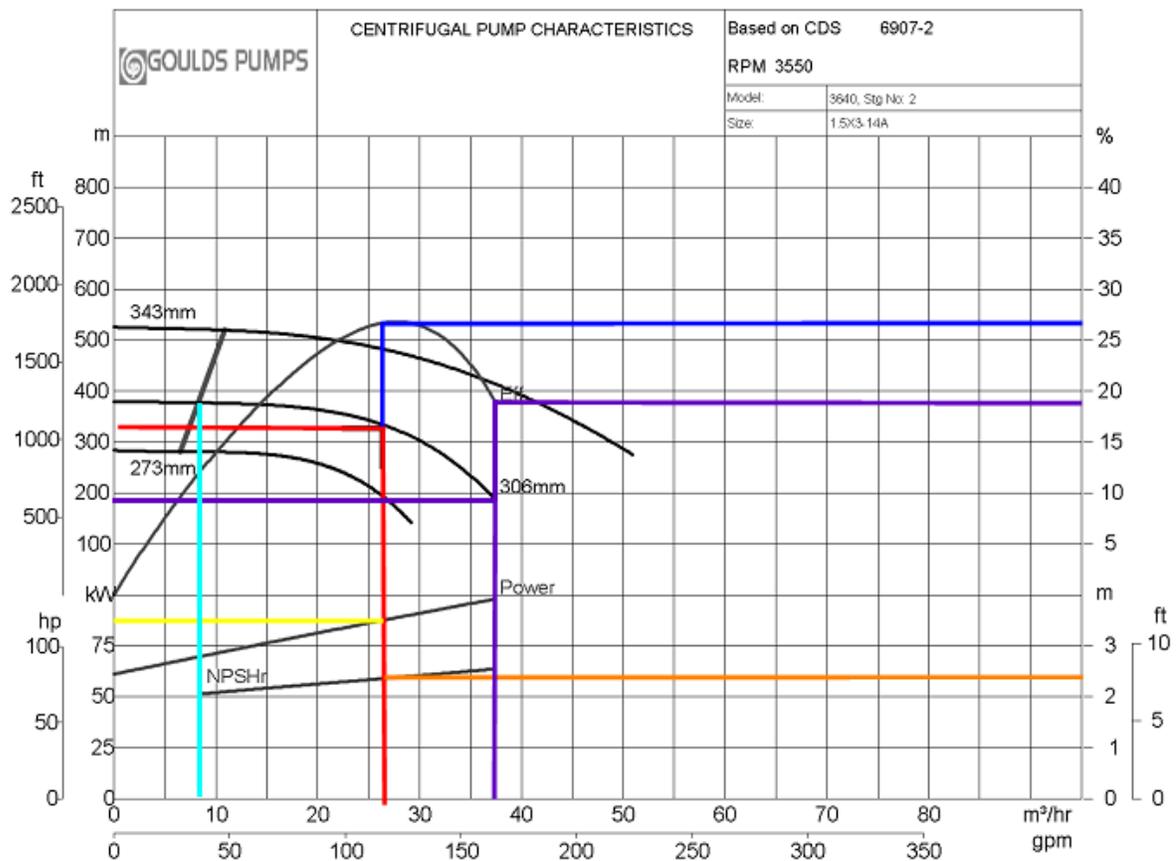
- Modelo 3700LF / 3910LF, 2X4-17.5F: Es muy parecida a la selección anterior (ver *Figura 5.15*) con la diferencia de que sube a 19% la eficiencia en esta bomba, sin embargo, aun con ese aumento todavía está por debajo de la bomba BB2.
- Modelo 3640, 1.5X3-14B: Es muy parecida al modelo de la primera bomba seleccionada, el punto de operación se encontraría desviado un 19% a la izquierda del BEP, casi al límite de la tolerancia, sin embargo la eficiencia sube a 29%.

Aquí entra el criterio del ingeniero, ¿Cuál es la mejor opción? ¿Qué es más conveniente? Del análisis anterior se determina que las bombas OH2/OH3 quedan descartadas por su baja

eficiencia, quedando solo las dos bombas del tipo BB2 de dos etapas, la diferencia entre una y otra es el porcentaje de desviación del punto de operación con respecto al BEP y la eficiencia. Entonces, surge la pregunta: ¿Qué es más importante, tener un poco más de eficiencia o estar más cercanos a la región del BEP?

Se elige la primera bomba que se analizó (*modelo 3640, 1.5X3-14A*) ya que aun cuando hay otra bomba un poco más eficiente, esta última se encuentra muy al límite permitido para una operación segura y confiable.

Una vez elegido el modelo, se pulsa el botón “View Selected” del programa mostrado en la *Figura 5.15* el cual llevará a la pantalla de las curvas características (*Figura 5.16*).



**Figura 5.16. Caso 1 - Selección con el fabricante ITT Goulds Pumps - Curvas características**

Los datos que se pueden leer de la *Figura 5.15* y de las curvas (*Figura 5.16*) son los siguientes:

- Modelo = 3640, 1.5X3-14A (BB2)
- Numero de etapas = 2

- Velocidad = 3550 rpm
- Eficiencia = 26.5%
- Punto de máxima eficiencia (BEP) = 28 m<sup>3</sup>/h
- NPSH<sub>r</sub> = 2.36 m
- Flujo mínimo continuo estable = 8.5 m<sup>3</sup>/h
- Carga al cierre = 380 m
- Caudal en el extremo de la curva = 37 m<sup>3</sup>/h
- Carga en el extremo de la curva = 185 m
- Eficiencia en el extremo de la curva = 18.5%

Falta calcular el valor de desviación en que se encuentra el punto de operación nominal y normal con respecto al punto de máxima eficiencia, esto se realiza con la ecuación 4.1 de la sección 4.11:

$$\text{Desviación del punto de operación nominal} = 100 - \frac{26.6 (100)}{28}$$

***Desviación del punto de operación nominal = 5 % (a la izquierda)***

$$\text{Desviación del punto de operación normal} = 100 - \frac{21.3 (100)}{28}$$

***Desviación del punto de operación normal = 23.93 % (a la izquierda)***

Calculando la potencia al freno con la ecuación 1.42 del capítulo 1:

$$P_f = \frac{23.37 \text{ kW}}{0.265}$$

$$P_f = \mathbf{88.19 \text{ kW}}$$

Como se puede observar este dato es muy parecido al mostrado por el programa que es de 87.7 kW (*Figura 5.15*).

Ya solo restaría calcular la potencia en el extremo de la curva con la ecuación 1.43 del capítulo 1:

$$P_{Ext} = \frac{0.00272 (37)(185)(0.973)}{0.185}$$

$$P_{Ext} = 97.92 \text{ kW}$$

Para facilitar la elección de la bomba adecuada para el servicio, es conveniente realizar una tabla o gráfico de comparación entre las selecciones que se han realizado (*Figura 5.17*).

CLAVE Y SERVICIO		FABRICANTE	MODELO Y TAMAÑO	CAUDAL (m <sup>3</sup> /hr)		H (m)	SG	NO. PASOS	r/min	n (%)	m <sup>3</sup> /hr	DESVIACIÓN (%)		NPSH (m)		FMCE (m <sup>3</sup> /hr)	CARGA AL CIERRE		EXTREMO CURVA		POTENCIAS (kW)	
				NOM	NOR							NOM	NOR	DISP.	REQ.		m	m <sup>3</sup> /hr	H (m)	n (%)	AL FRENO	EXT. CURVA
U-18-GA-001AB BOMBA DE CONDENSADO	SULZER	GSG, 40-180 (B) (BB5)	26.60	21.30	332.00	0.973	7	3550	53.00	31.60	15.82	32.59	332.40	2.20	-	383.8	39.5	235.0	50.0	44.09	49.13	
	FLOWSERVE	WXB, 2WXB-6C (BB5)	26.60	21.30	332.00	0.973	9	3540	55.30	27.70	3.97	23.10	332.40	3.20	5.70	427.0	34.7	261.0	52.0	42.26	46.09	
	GOULDS	364Q, 1.5X3-14A (BB2)	26.60	21.30	332.00	0.973	2	3550	26.50	28.00	5.00	23.93	332.40	2.36	8.50	380.0	37.0	185.0	18.5	88.19	97.92	
	RUHRPUMPEN	SIN SELECCIÓN																				

*Figura 5.17. Cuadro comparativo de preselecciones para el caso 1*

Con el fabricante Sulzer se tiene una bomba BB5 de siete etapas que estaría girando a 3550 rpm con una eficiencia de 53%, lo cual la hace una bomba muy competitiva, las potencias estarían por debajo de los 50 kW. El punto de operación nominal se encuentra a 15.82% del BEP y el punto normal se encuentra a 32.59%, este último valor sobrepasa los límites permitidos por la norma, y esto le resta puntos.

Flowserve tiene una bomba BB5 de nueve etapas (dos etapas más que la bomba de Sulzer) lo que la hace un equipo muy robusto y pesado (se determinarán tamaños y pesos en el siguiente capítulo), la velocidad de operación es de 3540 rpm y tiene una eficiencia de 55.3% para las condiciones que se especificaron. Si se selecciona esta bomba se estaría operando muy cerca del punto de máxima eficiencia con una desviación de solo 3.97% a la izquierda del BEP para el caudal nominal y 23.10% a la izquierda para el caudal normal. No existen problemas de NPSH ( $NPSH_d > NPSH_r$ ), el flujo mínimo continuo estable (5.7 m<sup>3</sup>/h) está muy alejado del flujo normal y nominal, la potencia al freno y al extremo de la curva están por debajo de los 50 kW.

Goulds ofrece una bomba del tipo BB2, de dos etapas (de menores dimensiones y menor costo que la bomba BB5) que opera a 3550 rpm con una eficiencia más baja que sus competidores; únicamente 26.5% de eficiencia (casi la mitad que la bomba de Flowserve y Sulzer). Al igual que la bomba de Flowserve, estaría operando muy cerca del BEP con una desviación del 5% a la

izquierda para el caudal nominal y 23.93% a la izquierda para el caudal normal. No hay problemas de NPSH, el flujo mínimo continuo estable se encuentra muy alejado del punto de operación. Debido a que la bomba tiene una eficiencia demasiado baja se presenta un problema de aumento de potencia; la potencia se incrementa al doble comparándola con la bomba de Sulzer o Flowserve (casi a 100 kW). A pesar de que la bomba BB2 tiene menor costo que la bomba BB5, el incremento de potencia ocasiona que se tenga que adquirir un motor de mayor potencia y por lo tanto de mayores dimensiones y costo. El ahorro de energía es un tema que el ingeniero debe tener siempre en cuenta en cualquier análisis de equipo. Por estas razones esta última bomba quedaría descartada, para la selección final.

Ahora que se han evaluado a los tres equipos preseleccionados, se debe hacer una selección final. Por su eficiencia y cercanía con el punto de máxima eficiencia **la bomba de Flowserve modelo 2WXB-6C de nueve etapas es la que ofrece mejores características de funcionamiento y cumplimiento con la normatividad**, las dimensiones totales del equipo no es un problema ya que es una bomba que se instala en una refinería, si se tratara de un equipo que se deba instalar, por ejemplo, en una plataforma, entonces, el tamaño sería un parámetro fundamental, sin embargo, un equipo robusto al mismo tiempo nos ofrece seguridad a corto, mediano y largo plazo. A continuación se especifican las características de diseño y construcción de la bomba.

### **5.2.3. Materiales**

En la sección 4.9 se dio la explicación completa de como seleccionar correctamente los materiales de acuerdo al líquido manejado y la temperatura de bombeo, en este momento se especificaran los materiales para la bomba. Se debe tener especial cuidado con este servicio, a pesar de que el líquido que maneja la bomba es un condensado de agua, debe tenerse en cuenta de donde viene y a dónde va el líquido. En la sección 5.2 se comentó que la succión de esta bomba viene de un tanque separador de condensado y la descarga va a otro tanque estabilizador, esta característica convierte automáticamente al líquido en un fluido de proceso (agua de proceso). Tomando en cuenta esta última observación se recurre a la tabla del anexo C y se especifica un material clase S-5 de acuerdo a la *Figura 5.18*.

Servicio	Rango de temperatura °C	Clase de material	Notas de referencia
Agua dulce, condensado de agua dulce, agua de torre de enfriamiento.	<100	I-1 o I-2	-
Agua de calentamiento y agua de proceso.	≤175 >175	S-5 S-6, C-6	a a

**Figura 5.18. Clase de material para el caso 1**

Ahora con ayuda de la tabla del anexo D y E y siguiendo el procedimiento de la sección 4.9 se elige el material de cada parte de la bomba así como su clasificación ASTM:

- Carcasa – Acero al Carbono (*ASTM A216/A216M Gr WCB*)
- Barril (Carcasa externa) – Acero al Carbono (*ASTM A216/A216M Gr WCB*)
- Impulsor – Acero al carbono (*ASTM A216/A216M Gr WCB*)
- Anillos de desgaste de la carcasa e impulsor – 12% cromo endurecido (*ASTM A743/A743M Gr CA 15*)
- Flecha – Acero AISI 4140 (*ASTM A434 Clase BB*)
- Tornillos de carcasa – Acero AISI 4140 (*A193/A193M Gr B7*)

#### **5.2.4. Orientación y tamaño de bridas.**

Todas las bombas BB5 tienen las bridas de succión y descarga en la parte superior de la bomba, con las líneas de succión y descarga en orientación vertical-vertical (top-top).

Para seleccionar el tamaño de las bridas de succión y descarga se recurre a la tabla del Anexo B partiendo de la temperatura del líquido, de las presiones de succión y descarga así como del material de la carcasa (la norma de PEMEX no permite el uso de bridas soldadas por lo que las bridas deberán ser del mismo material con el que se funde la carcasa)

Se tiene una presión de succión de  $31.93 \text{ kg/cm}^2$  ( $454 \text{ lb/plg}^2$ ), una presión de descarga de  $64.2 \text{ kg/cm}^2$  ( $913 \text{ lb/plg}^2$ ) y una temperatura de  $80 \text{ °C}$  ( $176 \text{ °F}$ ). La brida clase 300# puede soportar un máximo de  $675 \text{ lb/plg}^2$  de presión para una temperatura límite de  $200\text{°C}$  (*Figura 5.19*). Ya que la presión de succión está por debajo de este límite ( $454 \text{ lb/plg}^2 < 675 \text{ lb/plg}^2$ ) se selecciona una **brida de succión clase 300#**.

Selección de bridas ANSI (límite de carga en psig)							
Clase #	Temperatura (°F)	Material					
		Acero al Carbono	Cr-Mo	SS 304	SS 316	SS304L SS316L	SS 321
300	100	740	750	720	720	600	720
300	200	675	750	600	620	505	610

**Figura 5.19. Selección de clase de brida en la succión.**

Para la brida de descarga se tiene una presión de 913 lb/plg<sup>2</sup>, esta presión supera los límites para las bridas clase 300#, así que **la brida de descarga deberá ser clase 600#** la cual puede soportar hasta 1350 lb/plg<sup>2</sup> para una temperatura menor a 200°F con un material de acero al carbono (Figura 5.20).

Selección de bridas ANSI (límite de carga en psig)							
Clase #	Temperatura (°F)	Material					
		Acero al Carbono	Cr-Mo	SS 304	SS 316	SS304L SS316L	SS 321
600	100	1480	1500	1440	1440	1200	1440
600	200	1350	1500	1200	1240	1015	1220

**Figura 5.20. Selección de clase de brida de descarga.**

### 5.2.5. Clasificación de áreas peligrosas

Las zonas donde serán instalados los equipos se clasifican dependiendo de las propiedades de los vapores, líquidos, gases inflamables, polvos o fibras combustibles de fácil ignición que pudieran estar presentes en la atmósfera y que son capaces de originar explosión o fuego, de acuerdo a los anterior, es necesario clasificar los espacios de trabajo, y para esto se utilizan los términos de clase, grupo y división que se explican a continuación:

- La clase define las características específicas del producto que escapa a la atmósfera.
- El grupo define la facilidad con la cual la mezcla inflamable tiende a incendiarse.
- La división define la frecuencia y extensión en que las mezclas inflamables están presentes en el sitio de trabajo.

Este estudio lo realiza el área eléctrica, sin embargo, es necesario contar con una clasificación aproximada con el fin de proporcionar al fabricante la información necesaria para el diseño de los equipos.

Para realizar la selección del área aproximada se recurre a la norma de referencia *NRF-036-PEMEX-2010 (Clasificación de áreas peligrosas y selección de equipo eléctrico)* que basa su clasificación en forma general de la siguiente manera:

Clase I División 1: En donde las concentraciones de gases inflamables, vapores producidos por líquidos inflamables o vapores producidos por líquidos combustibles, pueden existir bajo condiciones normales de operación, o por la reparación u operaciones de mantenimiento, por fugas o incluso donde estos agentes puedan causar simultáneamente una falla en el equipo eléctrico, que provoque que este se comporte como una fuente de ignición.

Clase I División 2: Donde se manejan, procesan o se usan gases inflamables, vapores producidos por líquidos inflamables o vapores producidos por líquidos combustibles que están confinados dentro de un recipiente cerrado o sistemas cerrados de donde se puedan escapar solo en caso de una ruptura accidental, avería de los recipientes o en caso de operación anormal del equipo. También incluye las áreas en donde la presencia de estos gases o vapores son evitadas por medio de una ventilación mecánica forzada (positiva), pero pueden convertirse en peligrosos por falla o por operación anormal del equipo de ventilación.

Si una zona se encuentra adyacente a un área Clase I División 1, hacia donde pueden llegar ocasionalmente concentraciones de gases y vapores y no se cuente con un sistema de ventilación (preparado para evitar fallas) entonces esta zona debe clasificarse también como *Clase I División 2*.

Se definen a los grupos para la clase I de la siguiente forma:

- Grupo A: Atmósferas que contienen acetileno.
- Grupo B: Atmósferas que contienen butadieno, óxido de propileno, óxido de etileno o hidrógeno (o gases y vapores equivalentes en peligrosidad al hidrógeno).
- Grupo C: Atmósferas tales como ciclopropano, éter etílico o gases y vapores de peligrosidad equivalente.

- Grupo D: Atmósferas tales como acetona, alcohol, amoníaco, benceno, benzol, butano, gasolina, hexano, petróleo nafta, gas natural, propano, vapores de barniz solvente o gases y vapores de peligrosidad equivalente.

La clase II es especificada cuando se presentan polvos combustibles en la atmósfera como metales, incluyendo aluminio, magnesio y aleaciones comerciales (Grupo E), carbón y coque (grupo F) o en el caso de la industria alimenticia, harinas, almidón o cereales en polvo (grupo G).

La clase III corresponde a fibras volátiles presentes en la atmósfera.

De acuerdo a lo anterior y regresando al caso que se está analizado, se puede clasificar la zona donde se instalará la bomba bajo un área: Clase I, División 2, Grupo B por las siguientes razones:

Clase I, División 2 debido a que la bomba no maneja un líquido peligroso.

Grupo B ya que la bomba se instalará en una planta de hidrógeno.

#### **5.2.6. Selección de los sellos.**

Para seleccionar el sello adecuado se debe tomar en cuenta el fluido manejado, la temperatura a la que se encuentra y la presión diferencial absoluta. Estos datos se pueden ver en la hoja de datos de proceso (*Figura 5.1*); fluido: condensado de agua, temperatura de bombeo: 80°C y presión de succión absoluta  $32.27 \text{ kg/cm}^2 + 0.857 \text{ kg/cm}^2 = \underline{33.13 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}}$ .

Al ser el fluido un condensado de agua el cual no se considera como fluido peligroso se puede elegir un sello simple con categoría 2, arreglo 1, tipo A (ver sección 4.4.1).

El plan de lubricación para este sello sería un plan 11 debido a que la bomba maneja condensado de agua como fluido de proceso, las características de este tipo de sello se muestran en la *Figura 4.10*.

### 5.3. Caso 2: Bomba para manejo de Nafta Pesada con caudal variable.

Este es un caso muy interesante que involucra una bomba que maneja hidrocarburos a las condiciones mostradas en la hoja de datos de la *Figura 5.21*.

 UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO	UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA	 UNAM CUAUTITLÁN																																																	
<b>HOJA DE DATOS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS</b>																																																			
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="2" style="background-color: #e0f0ff;">GENERALIDADES</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="width: 30%;">TIPO DE BOMBA:</td> <td>CENTRÍFUGA</td> </tr> <tr> <td>SERVICIO:</td> <td>BOMBA DE REFLUJO DE NAFTA LIGERA PRIMARIA</td> </tr> <tr> <td>TIPO DE OPERACIÓN:</td> <td>CONTINUA</td> </tr> <tr> <td>CANTIDAD REQUERIDA:</td> <td>DOS (UNA EN OPERACIÓN Y UNA DE RELEVO)</td> </tr> <tr> <td>TIPO DE ACCIONADOR:</td> <td>MOTOR ELÉCTRICO</td> </tr> </tbody> </table>	GENERALIDADES		TIPO DE BOMBA:	CENTRÍFUGA	SERVICIO:	BOMBA DE REFLUJO DE NAFTA LIGERA PRIMARIA	TIPO DE OPERACIÓN:	CONTINUA	CANTIDAD REQUERIDA:	DOS (UNA EN OPERACIÓN Y UNA DE RELEVO)	TIPO DE ACCIONADOR:	MOTOR ELÉCTRICO	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="2" style="background-color: #e0f0ff;">CONDICIONES DE OPERACIÓN</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>FLUIDO:</td> <td>HIDROCARBUROS</td> </tr> <tr> <td>TEMP. DE BOMBEO:</td> <td>40 °C / 104 °F</td> </tr> <tr> <td>GRAVEDAD ESPECÍFICA:</td> <td>0.9982</td> </tr> <tr> <td>PRESION DE VAPOR:</td> <td>0.300 kg/cm<sup>2</sup>(a) / 4.27 psia</td> </tr> <tr> <td>VISCOSIDAD:</td> <td>0.670 cP</td> </tr> <tr> <td>CORROSIÓN/EROSIÓN OCASIONADA POR:</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ALTURA DEL DEPÓSITO DE SUCCIÓN / DESCARGA:</td> <td>+2 (m) / +4.3 (m)</td> </tr> <tr> <td>PRESIÓN EN EL DEPÓSITO DE SUCCIÓN / DESCARGA</td> <td>0.81 kg/cm<sup>2</sup>(man) / 1.58 kg/cm<sup>2</sup>(man)</td> </tr> <tr> <td>PÉRDIDAS EN TUBERÍA DE SUCCIÓN / DESCARGA</td> <td>0.1 (m) / 5 (m)</td> </tr> <tr> <td>CAPACIDAD MÍNIMA:</td> <td>45.1 m<sup>3</sup>/h / 198.58 gpm</td> </tr> <tr> <td>CAPACIDAD MEDIA:</td> <td>66.9 m<sup>3</sup>/h / 294.5607 gpm</td> </tr> <tr> <td>CAPACIDAD MÁXIMA</td> <td>82.1 m<sup>3</sup>/h / 361.4863 gpm</td> </tr> <tr> <td>PRESIÓN DE DESCARGA:</td> <td>2.5 kg/cm<sup>2</sup>(man) / 35.55825 psig</td> </tr> <tr> <td>PRESIÓN DE SUCCION:</td> <td>1.0 kg/cm<sup>2</sup>(man) / 14.2233 psig</td> </tr> <tr> <td>PRESIÓN DIFERENCIAL:</td> <td>1.50 kg/cm<sup>2</sup> / 21.33495 psi</td> </tr> <tr> <td>CARGA DIFERENCIAL:</td> <td>15.00 m / 49.215 pies</td> </tr> <tr> <td>NPSH DISPONIBLE:</td> <td>8.61 m / 28.24941 pies</td> </tr> <tr> <td>POTENCIA HIDRÁULICA:</td> <td>3.33 kW / 4.465603 HP</td> </tr> </tbody> </table>	CONDICIONES DE OPERACIÓN		FLUIDO:	HIDROCARBUROS	TEMP. DE BOMBEO:	40 °C / 104 °F	GRAVEDAD ESPECÍFICA:	0.9982	PRESION DE VAPOR:	0.300 kg/cm <sup>2</sup> (a) / 4.27 psia	VISCOSIDAD:	0.670 cP	CORROSIÓN/EROSIÓN OCASIONADA POR:		ALTURA DEL DEPÓSITO DE SUCCIÓN / DESCARGA:	+2 (m) / +4.3 (m)	PRESIÓN EN EL DEPÓSITO DE SUCCIÓN / DESCARGA	0.81 kg/cm <sup>2</sup> (man) / 1.58 kg/cm <sup>2</sup> (man)	PÉRDIDAS EN TUBERÍA DE SUCCIÓN / DESCARGA	0.1 (m) / 5 (m)	CAPACIDAD MÍNIMA:	45.1 m <sup>3</sup> /h / 198.58 gpm	CAPACIDAD MEDIA:	66.9 m <sup>3</sup> /h / 294.5607 gpm	CAPACIDAD MÁXIMA	82.1 m <sup>3</sup> /h / 361.4863 gpm	PRESIÓN DE DESCARGA:	2.5 kg/cm <sup>2</sup> (man) / 35.55825 psig	PRESIÓN DE SUCCION:	1.0 kg/cm <sup>2</sup> (man) / 14.2233 psig	PRESIÓN DIFERENCIAL:	1.50 kg/cm <sup>2</sup> / 21.33495 psi	CARGA DIFERENCIAL:	15.00 m / 49.215 pies	NPSH DISPONIBLE:	8.61 m / 28.24941 pies	POTENCIA HIDRÁULICA:	3.33 kW / 4.465603 HP
GENERALIDADES																																																			
TIPO DE BOMBA:	CENTRÍFUGA																																																		
SERVICIO:	BOMBA DE REFLUJO DE NAFTA LIGERA PRIMARIA																																																		
TIPO DE OPERACIÓN:	CONTINUA																																																		
CANTIDAD REQUERIDA:	DOS (UNA EN OPERACIÓN Y UNA DE RELEVO)																																																		
TIPO DE ACCIONADOR:	MOTOR ELÉCTRICO																																																		
CONDICIONES DE OPERACIÓN																																																			
FLUIDO:	HIDROCARBUROS																																																		
TEMP. DE BOMBEO:	40 °C / 104 °F																																																		
GRAVEDAD ESPECÍFICA:	0.9982																																																		
PRESION DE VAPOR:	0.300 kg/cm <sup>2</sup> (a) / 4.27 psia																																																		
VISCOSIDAD:	0.670 cP																																																		
CORROSIÓN/EROSIÓN OCASIONADA POR:																																																			
ALTURA DEL DEPÓSITO DE SUCCIÓN / DESCARGA:	+2 (m) / +4.3 (m)																																																		
PRESIÓN EN EL DEPÓSITO DE SUCCIÓN / DESCARGA	0.81 kg/cm <sup>2</sup> (man) / 1.58 kg/cm <sup>2</sup> (man)																																																		
PÉRDIDAS EN TUBERÍA DE SUCCIÓN / DESCARGA	0.1 (m) / 5 (m)																																																		
CAPACIDAD MÍNIMA:	45.1 m <sup>3</sup> /h / 198.58 gpm																																																		
CAPACIDAD MEDIA:	66.9 m <sup>3</sup> /h / 294.5607 gpm																																																		
CAPACIDAD MÁXIMA	82.1 m <sup>3</sup> /h / 361.4863 gpm																																																		
PRESIÓN DE DESCARGA:	2.5 kg/cm <sup>2</sup> (man) / 35.55825 psig																																																		
PRESIÓN DE SUCCION:	1.0 kg/cm <sup>2</sup> (man) / 14.2233 psig																																																		
PRESIÓN DIFERENCIAL:	1.50 kg/cm <sup>2</sup> / 21.33495 psi																																																		
CARGA DIFERENCIAL:	15.00 m / 49.215 pies																																																		
NPSH DISPONIBLE:	8.61 m / 28.24941 pies																																																		
POTENCIA HIDRÁULICA:	3.33 kW / 4.465603 HP																																																		
<p><b>OBSERVACIONES:</b></p> <p>1. PARA TODOS LOS VALORES DE CAUDAL SE REQUIERE UNA CARGA DIFERENCIAL DE 15 m.</p> <hr/>																																																			

*Figura 5.21. Hoja de datos de proceso de la bomba de reflujo de nafta ligera primaria*

En la selección de la bomba del caso 1 se trabajó con un punto de operación fijo, en este caso la bomba tendrá que operar en un rango de caudal que va de 45.1 m<sup>3</sup>/h a 82.1 m<sup>3</sup>/h, no se tienen puntos fijos, la bomba puede operar en el flujo más bajo especificado, el más alto o en un valor de caudal intermedio, en cualquier momento y por tiempos variables.

Esta bomba succiona de un tanque el cual en cierto momento se encuentra en un nivel medio pero en determinado momento el tanque comienza a incrementar su nivel, lo que obliga a la bomba a ajustarse a esta necesidad incrementando el flujo para poder desalojar todo el excedente del tanque. Pasado un tiempo no definido el nivel del tanque comienza a descender y por lo tanto también debe descender el caudal de la bomba. La carga que la bomba deberá suministrar es siempre de 15 m y no puede haber variación en este valor, de aquí la dificultad de este servicio.

### **5.3.1. Soluciones.**

Se tienen varias soluciones para que la bomba pueda cumplir con este servicio:

Solución 1: Instalar dos bombas en paralelo donde una maneje la mitad del caudal total y la otra maneje la otra mitad, cuando el caudal bombeado sea el mínimo, entonces solo una bomba se encontrará en funcionamiento, cuando el caudal se incremente al máximo las dos bombas deberán operar al total de su capacidad.

Solución 2: Tomar el caudal máximo de 82.1 m<sup>3</sup>/h como punto de operación único para seleccionar la bomba, la bomba siempre estará operando y suministrando este caudal y la variación a la salida se obtiene con una tubería de recirculación (by-pass) que va de la descarga de la bomba al tanque de succión, de esta manera cuando la bomba tenga que manejar el caudal mínimo en realidad estará bombeando un caudal mayor pero el excedente volverá a regresar al tanque con ayuda de una válvula de control de flujo instalada en la tubería de recirculación.

Solución 3: Seleccionar una bomba que pueda cubrir con todo el rango de operación de manera que el punto máximo se encuentre lo más cercano a 10% a la derecha del BEP para que esto permita que el punto de caudal mínimo se localice entre 50% y 60% a la izquierda del BEP. Definitivamente esta solución no cumplirá totalmente con el requerimiento de la norma *NRF-050-PEMEX-2007* que especifica que la bomba debe operar entre el 70% y 110% con respecto al BEP (punto de máxima eficiencia), sin embargo, no se puede descartar esta solución ya que

las condiciones de operación rompen por si solas el cumplimiento con las normas. La decisión de utilizar una solución o no, se basará por la conveniencia en el funcionamiento y garantía del proceso.

Solución 4: Variar la velocidad del motor para que el caudal disminuya o aumente, si la velocidad de la bomba disminuye entonces también disminuye el flujo, y al revés, si la velocidad aumenta el caudal también lo hace, esto está determinado por las leyes de afinidad también llamadas leyes de semejanza (ver sección 1.1.19).

El motor que se utilizará en esta bomba es un motor de inducción (jaula de ardilla). Para calcular la velocidad en un motor de inducción se utiliza la siguiente relación:

$$n = \frac{120 (f)}{\# \text{Polos}} \rightarrow (5.1)$$

Dónde:

- $n$  = velocidad en revoluciones por minuto (rpm)
- $f$  = frecuencia de suministro (en ciclos/seg)
- # Polos = Número de polos del motor.

Solo se tienen dos opciones para modificar la velocidad del motor, la primera consiste en variar la frecuencia de suministro (en México la frecuencia es de 60 Hz) y para poder modificarla se requieren de dispositivos como un variador de frecuencia que también se le conoce como variador de velocidad.

La segunda opción es cambiar el número de polos del motor eléctrico, entre más pares de polos menor será la velocidad del motor. Una vez construido el motor el número de polos es fijo y no se pueden cambiar cuando el equipo se encuentre en operación, por lo tanto la única solución viable es por medio del uso del variador de frecuencia.

### **5.3.2. Evaluación de soluciones.**

Desde este momento se descarta la solución 1 por dos razones; la primera consiste en que con esta solución se tendrían dos puntos fijos de operación, el caudal mínimo y el caudal máximo, para poder estar en un rango intermedio se necesitaría disminuir el flujo en una o en las dos bombas y este es precisamente el problema raíz, solo que en lugar de tener una bomba ahora se

tendrían dos con el mismo problema. La segunda razón es el costo que implicaría adquirir dos bombas para un solo servicio.

El trabajo del ingeniero se torna interesante en este momento ya que deberá evaluar las tres soluciones restantes y buscar la más adecuada en funcionamiento y también en costo.

### 5.3.3. Selección de la bomba.

Para evaluar las tres soluciones restantes se necesita hacer una preselección con los fabricantes, tomando el caudal máximo como el parámetro principal para hacer la preselección.

#### Solución 2 (Con Sulzer):

Resultado	Tipo / tamaño	Comparar curvas con miniaturas	Etapas	Criterios de velocidad	Velocidad, valorada (rpm)	Eficiencia de la bomba (%)	Potencia nominal (kW)	NPSHR (m)	Potencia máxima (kW)	% PMR	% diámetro máximo o paso	Justificación de correspondencia parcial
✓	4x6x9-2-OHH		1	Sinc.	1,760	77.91	4.29	1.27	4.70	80.95	81.28	Caudal máximo bien posicionado, a 7.46% a la derecha del BEP
✓	4x6x11.5-2-OHH		1	Sinc.	1,160	76.51	4.37	0.85	4.94	88.97	96.60	
✓	3x6x9-2-OHH		1	Sinc.	1,750	74.26	4.50	1.29	4.63	107.46	87.63	La curva está menos inclinada que el modelo 3x6x9-2-OHH
✓	3x6x9-1-OHH		1	Sinc.	1,760	73.86	4.53	1.59	4.89	105.54	85.94	
✓	4x6x14B-1-OHH		1	Sinc.	1,180	73.20	4.57	0.97	5.37	89.33	80.18	Baja un poco la eficiencia con respecto al modelo 3x6x9-2-OHH
✓	4x6x17C-1-OHH		1	Sinc.	890	68.53	5.03	1.01	5.49	99.37	83.74	Baja velocidad lo que significa un motor de mayores dimensiones
✓	6x6x21A-2-OHH		1	Sinc.	685	65.95	5.07	0.45	6.37	81.90	87.72	Baja velocidad lo que significa un motor de mayores dimensiones
✓	4x6x17C-2-OHH		1	Sinc.	890	64.94	5.15	0.74	5.50	97.14	83.74	Baja casi en 10% la eficiencia con respecto a las primeras bombas
✓	4x6x14C-1-OHH		1	Sinc.	1,180	64.49	5.18	1.11	5.47	107.81	83.05	
✓	6x6x21A-1-OHH		1	Sinc.	705	64.47	5.19	0.48	5.96	85.41	83.80	Muy baja velocidad
✓	6x6x21C-1-OHH		1	Sinc.	705	61.62	5.43	0.47	6.52	99.75	87.36	

**Figura 5.22. Caso 2 - Selección con el fabricante Sulzer - Modelos**

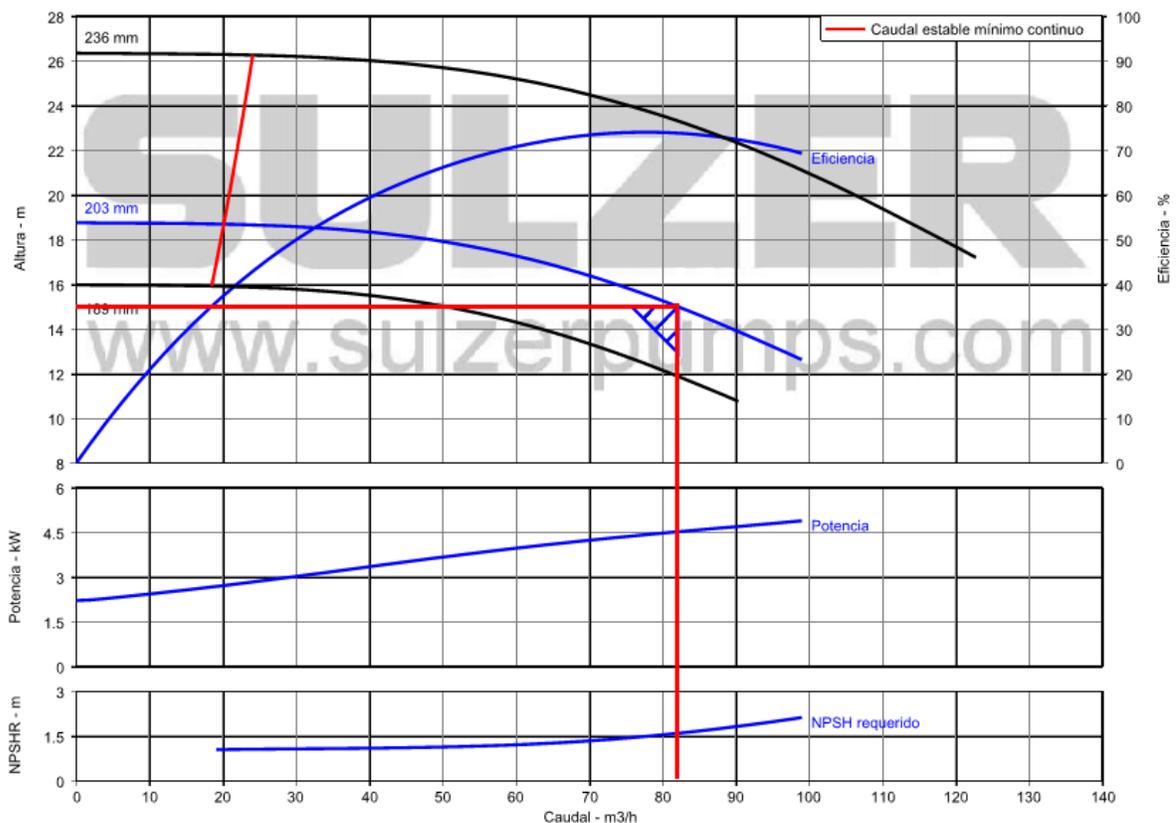
Con los recuadros de la Figura 5.22 se señalan las bombas que tienen el caudal máximo muy cercano al BEP, de 95% a 110%, a partir de esto se selecciona la mejor bomba que en este caso es el modelo 3x6x9-1-OHH, la razón principal es que el caudal máximo de 82.1 m<sup>3</sup>/h se

encuentra muy cercano al punto de máxima eficiencia, únicamente a 5.54% a la derecha del BEP y la norma permite hasta un 10%.

Seguramente surge la duda de porque se seleccionó la bomba 3x6x9-1-OHH y no el modelo 3x6x9-2-OHH que es un poco mas eficiente. La razon de esta decisión tiene que ver con las curvas características de cada bomba, si bien, las curvas entre ambas son muy parecidas, una de ellas tiene una curva “mas plana”. En este caso la curva con menos inclinación ofrece una ventaja que se analiza mas adelante.

En la *Figura 5.22* también se muestran las razones por las cuales las otras opciones quedan descartadas.

Las curvas características de esta bomba serían las siguientes:

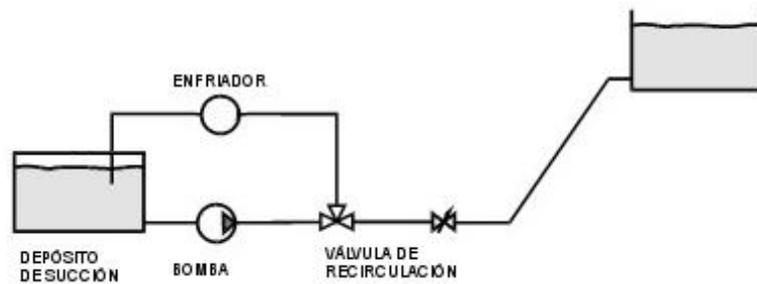


**Figura 5.23. Caso 2, Solución 2: Uso de bomba con recirculación - Curvas características**

Para la solución número 2 que se está analizando en este momento, la bomba siempre estará operando en el punto mostrado en la *Figura 5.23*, no habrá cambio de velocidad en el motor ni tampoco una válvula que regule el flujo a la salida. En este caso lo que se necesita instalar es

una tubería de recirculación como la que se ilustra en la *Figura 5.24* que permita devolver parte del caudal bombeado al tanque de succión y así se puedan suministrar caudales menores a  $82.1 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Cuando se bombea un líquido, este incrementa su temperatura durante su paso por la bomba, tomando esto en consideración, se requiere de un enfriador que permita disminuir la temperatura del fluido a través de la tubería de recirculación, con la finalidad de que antes de retornar al tanque de succión pueda ingresar con los  $80^\circ\text{C}$  requeridos, si este enfriador no se instala, entonces el fluido estaría recirculando pero al mismo tiempo incrementando la temperatura del líquido en el tanque de succión hasta llegar el momento en que la temperatura sea tan alta que cause daños en componentes internos de la bomba como sellos, cojinetes o incluso la misma carcasa.



*Figura 5.24. Sistema de bombeo con recirculación y enfriamiento*

De acuerdo con la *Figura 5.23*, la bomba siempre estaría consumiendo alrededor de  $4.5 \text{ kW}$ , y entregando  $15 \text{ m}$  de carga independientemente del caudal que se maneje en ese momento.

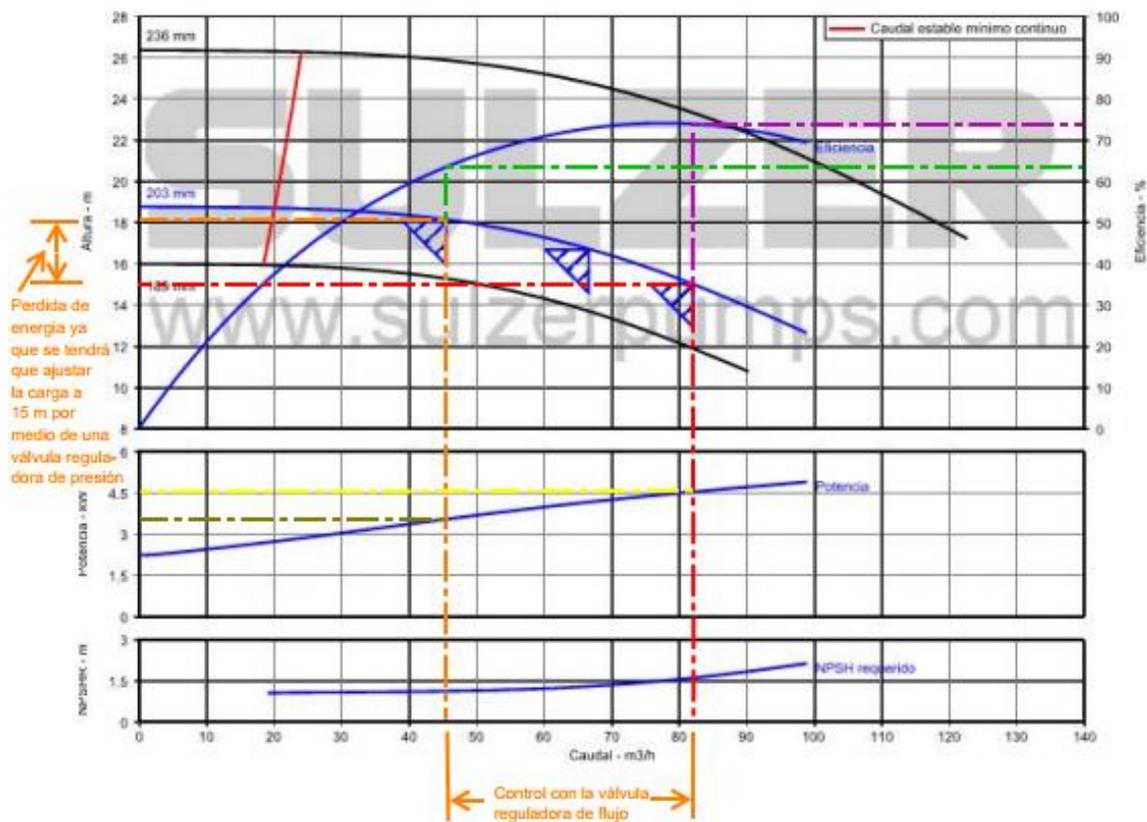
Si se elige esta solución como la más viable, se tendrá un sistema de bombeo que cumplirá con la normatividad y siempre estará operando muy cerca del punto de máxima eficiencia, pero dentro de las desventajas, surge la necesidad de adquirir un enfriador e instalar tubería adicional, además de instalar un sistema que regule de forma automática la válvula de recirculación y se adapte en tiempo real a las necesidades del proceso.

### Solución 3:

Se utiliza la misma preselección que se hizo para la solución anterior. La diferencia consiste en que ahora no se instalará una tubería de recirculación para controlar el flujo a la descarga, en lugar de ello, se utiliza una válvula reguladora de caudal en la salida (por estrangulamiento). El

intervalo de operación donde la bomba opera está determinado por la curva H-Q; es decir, cualquier punto de operación se localiza sobre esta curva ya que no se está cambiando el diámetro del impulsor ni la velocidad de la bomba.

Convenientemente fue seleccionada una bomba que cumpla con todos los puntos de operación indicados en la hoja de datos sin llegar al flujo mínimo continuo estable. En la *Figura 5.25* se observan los 3 puntos de operación en las curvas, nótese que cuando se disminuye el caudal, la carga aumenta dependiendo de la inclinación que tenga la curva H-Q, esta es la razón por la que fue seleccionada una bomba con una curva de menor inclinación posible, de esta forma, la carga no aumenta demasiado y no se tiene que “tirar” demasiada energía (energía de presión).

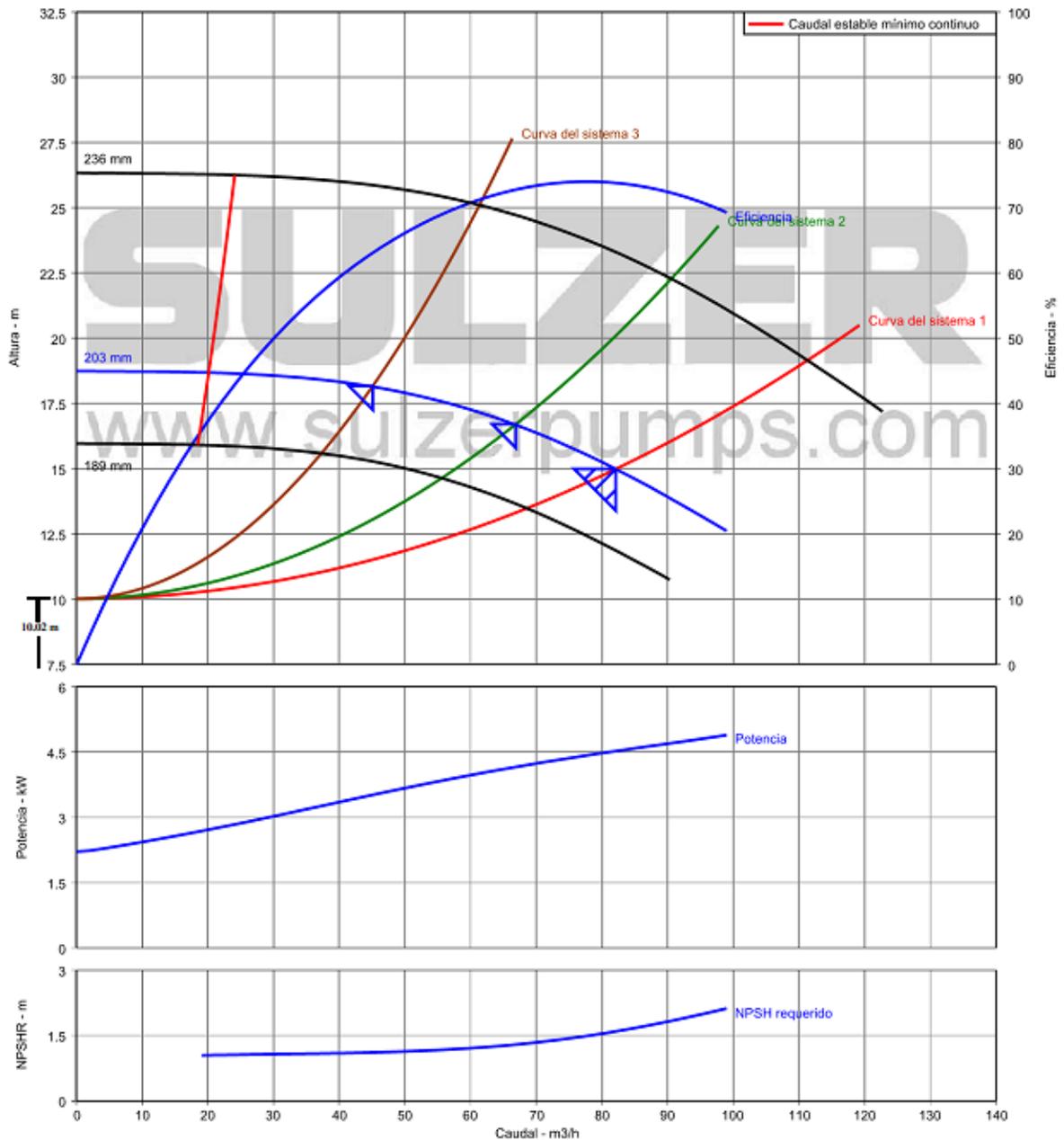


**Figura 5.25. Caso 2 - Solución 3, curvas características**

Con la solución 2 no se tenía que regular la presión ya que la bomba siempre operaba con los 15 m requeridos, pero en este caso cuando se opera con un caudal de  $45.1 \text{ m}^3/\text{h}$  la bomba entrega una carga aproximada de 18 m (*Figura 5.25*), en el momento en que la bomba requiera manejar el caudal máximo de  $82.1 \text{ m}^3/\text{h}$  la carga disminuye a 15 m que es el valor (requisito) que se pide

en la hoja de datos de proceso. La diferencia son 3 m que se tienen que ajustar con una válvula que regule la presión a la descarga con la finalidad de que la bomba siempre suministre los 15 m requeridos. Aquí si se tiene una disminución de eficiencia cuando se opera con el caudal mínimo pero aún con esta menor eficiencia se puede observar en las curvas que la potencia consumida también disminuye aproximadamente 1 kW.

Así como la bomba tiene la curva H-Q que depende del diseño de la misma, también la instalación donde se coloque la bomba tiene su propia curva que se conoce como “curva del sistema”. Los puntos de operación siempre se localizan sobre la curva de la bomba (H-Q) pero también se encuentran sobre la curva del sistema; es decir, el punto de operación es la intersección de la curva de la bomba con la curva del sistema. Si la curva de la bomba (para este caso) siempre permanece fija, entonces la curva que se mueve debe ser la curva del sistema, esto para que el punto de operación se pueda localizar sobre todo el rango de trabajo y se obtengan los distintos caudales. Para entender mejor lo anterior se puede ver en la *Figura 5.26* las curvas de esta misma bomba pero ahora también se visualiza el cambio que sufre la curva del sistema en consecuencia de la variación del flujo logrado con la válvula reguladora de caudal, al realizar esta acción, se modifica el comportamiento de la instalación (sistema) y por lo tanto también del punto de operación.



**Figura 5.26. Caso 2 - Solución 3, comportamiento de la curva del sistema con una válvula reguladora de caudal**

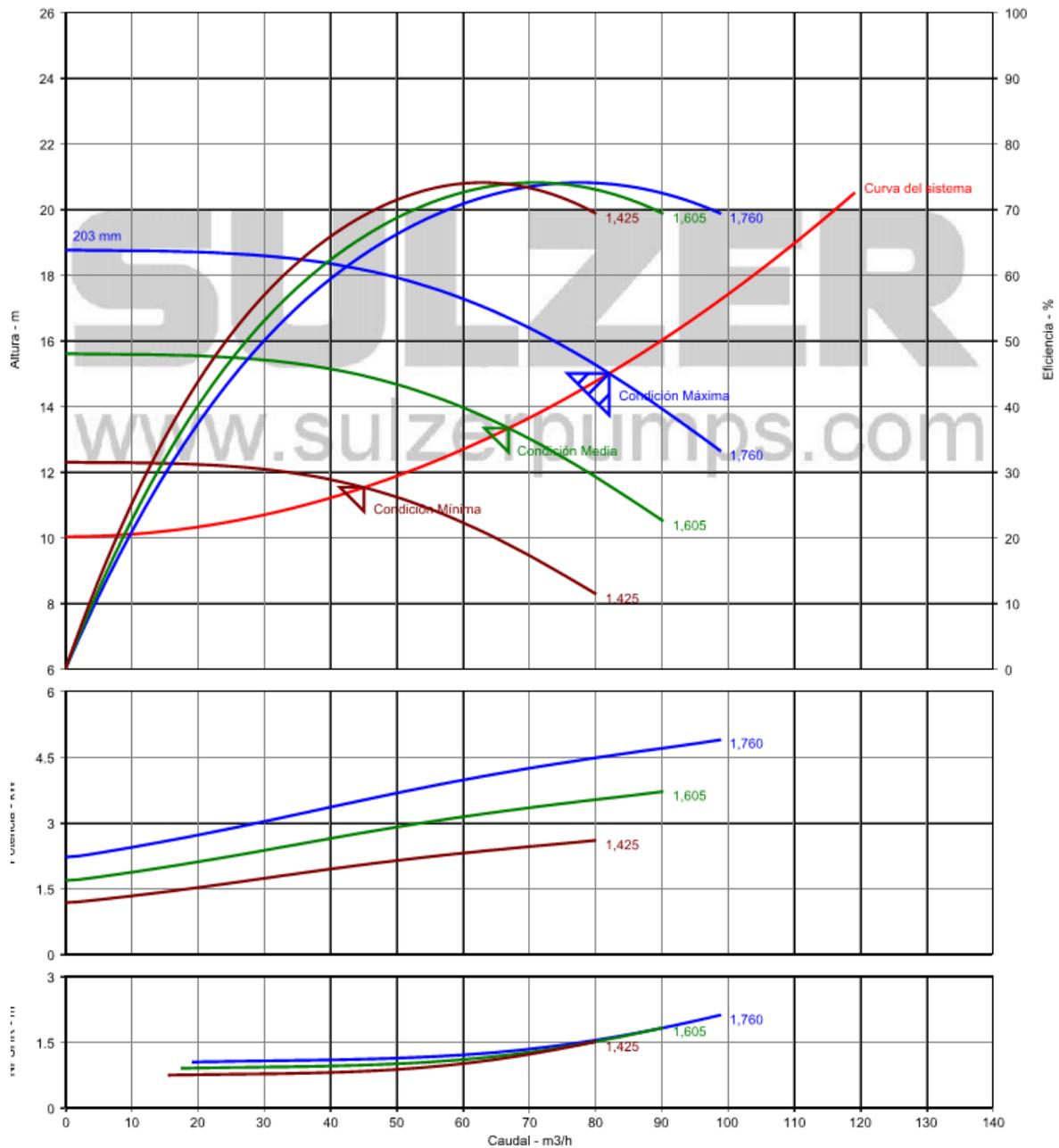
Solución 4:

Para poder analizar esta solución se requiere conocer y entender las leyes de semejanza que fueron estudiadas en la sección 1.1.19.

Cuando se selecciona una bomba siempre se hace bajo un diámetro determinado, entonces este parámetro no se puede cambiar, pero lo que sí se puede hacer es variar la velocidad que se logra precisamente con un variador de frecuencia.

Al ver las leyes de semejanza (ecuaciones 1.44, 1.45 y 1.46 del capítulo 1) se puede deducir que cuando se aumenta o disminuye la velocidad en una bomba centrífuga también cambian parámetros como el caudal, la carga y la potencia. Lo que interesa en este caso y el punto central del cual se partió para proponer esta solución, es el ahorro de energía que se podría obtener utilizando un variador de frecuencia. Aun así se necesita hacer un estudio para determinar qué tan conveniente resulta invertir en un variador de frecuencia comparado con el ahorro de energía que se obtiene utilizando este dispositivo, sin lugar a dudas el factor a estudiar en este caso es el factor económico que por cierto no es poca cosa.

Partiendo de que se está utilizando la misma selección que los casos anteriores, resulta conveniente conocer ¿cómo es que se comportan las curvas características de una bomba centrífuga cuando la velocidad cambia? En la *Figura 5.27* se pueden observar las curvas de la bomba modelo 3x6x9-1-OHH de Sulzer a distintas velocidades para los tres puntos de operación.

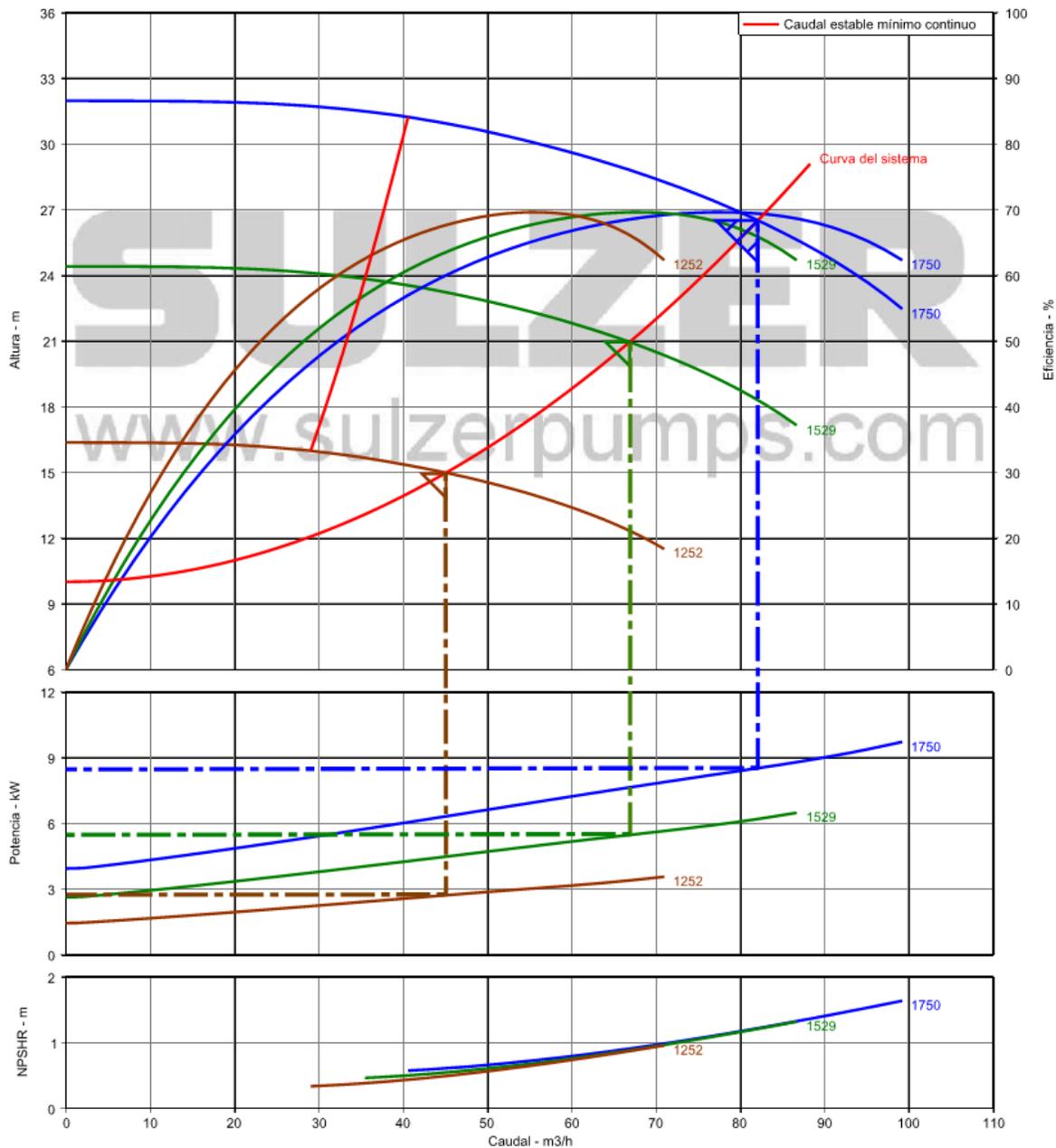


**Figura 5.27. Caso 2 - Solución 4, curvas características de la bomba y del sistema con un variador de frecuencia**

Se puede observar que la curva H-Q se desplaza hacia abajo cuando la velocidad disminuye, esto tiene mucho sentido si se recuerda que la curva H-Q es la curva característica de la bomba, si se cambia la velocidad, entonces todos los parámetros se mueven de acuerdo a las leyes de semejanza, sin embargo, a diferencia de las curvas de la *Figura 5.26* aquí la curva del sistema permanece fija ya que no se está variando el caudal con ningún dispositivo ni se está afectando la configuración del sistema de tuberías. La regulación de caudal se hace más bien con el

decremento o incremento de la velocidad de operación de la bomba. La ventaja de esta solución es el considerable ahorro de energía que se presenta cuando la bomba opera en la condición mínima con respecto a la condición máxima; mientras que con el caudal mínimo de  $45.1 \text{ m}^3/\text{h}$  la bomba solo necesita 2 kW, para  $82.1 \text{ m}^3/\text{h}$  la bomba requiere de 4.6 kW, la diferencia es de 2.6 kW esto es un ahorro de más del 50% de energía, que a largo plazo podría representar un ahorro considerable aún con el costo inicial del variador de frecuencia. Las eficiencias entre la condición máxima y media son muy parecidas y si bien en la condición mínima la eficiencia disminuye un poco, aun con esto todavía la potencia es muy competitiva. Solo hay un único problema que en realidad es muy significativo; si se observa de nuevo la *Figura 5.27* se puede notar que a la condición mínima la carga que la bomba entrega es solo de 11.6 m que son insuficientes para el requerimiento de 15 m. No hay ningún modo práctico para que la bomba entregue más carga con el flujo mínimo de  $45.1 \text{ m}^3/\text{h}$  ni para ningún caudal que este por debajo de los  $82.1 \text{ m}^3/\text{h}$ , solo se puede disminuir la carga con una válvula, pero no se puede incrementar. Entonces, para poder utilizar el variador de frecuencia se tiene que volver a hacer la preselección de una bomba con un impulsor de mayor diámetro que pueda cumplir con la carga de 15 m en la condición mínima y evaluar si con este cambio aún esta solución sería competitiva comparada con las estudiadas anteriormente.

Entonces, realizando de nuevo una preselección de bomba que pueda cumplir con la carga de 15 m en el caudal mínimo se recomienda el modelo 3x6x11.5A-2-OHH de Sulzer con las siguientes curvas características (*Figura 5.28*).



**Figura 5.28. Caso 2 - Solución 4, Curvas características de la bomba y del sistema con un variador de frecuencia (Segunda preselección)**

Para la condición de caudal máximo se tiene una carga de 26.5 m y una potencia aproximada de 8.5 kW, este es un valor mayor que con el modelo anterior que fue de 4.6 kW, la razón del incremento de potencia se puede ver claramente en el incremento de carga para este punto de operación, esto significa que si se selecciona este modelo, que es más grande, la bomba consumirá mayor energía en el caudal máximo e incluso en el caudal mínimo comparado con cualquier otra solución vista hasta ahora, si a esto se agrega el hecho de que el variador de

frecuencia representa un gasto importante en la inversión inicial, entonces se puede decidir no utilizar esta solución.

El uso del variador generalmente es un instrumento que puede derivar en ahorros considerables de energía, sin embargo, como se pudo estudiar en este caso, siempre se tiene que hacer una evaluación de la condición particular tanto de la bomba como de la instalación y de esta manera determinar si la solución es o no una opción conveniente.

#### **5.3.4. Solución Final.**

Con todo lo que ya se analizó y estudió se puede emitir una respuesta con fundamentos técnicos sobre el tipo de bomba e instalación que se deberán utilizar para el servicio y condiciones establecidas en la Hoja de Datos de proceso (*Figura 5.21*). Para este propósito en la *Tabla 5.2* se hace un resumen de las ventajas y desventajas de las soluciones propuestas.

**Tabla 5.2. Tabla de ventajas y desventajas de las cuatro soluciones propuestas para el caso 2**

<b>Solución 1:</b> Dos bombas en paralelo.		<b>Solución 2:</b> Bomba con tubería de recirculación y válvula de control de flujo que va de la descarga de la bomba al tanque de succión.		<b>Solución 3:</b> Bomba con regulación de flujo por medio de una válvula reguladora de caudal y una válvula reguladora de presión.		<b>Solución 4:</b> Bomba con variador de velocidad (variador de frecuencia).	
Ventajas	Desventajas	Ventajas	Desventajas	Ventajas	Desventajas	Ventajas	Desventajas
-	Solo se tiene dos puntos fijos de operación.	Solo se requiere una válvula de control de flujo.	Se requiere instalar un enfriador que disminuya la temperatura del fluido de recirculación	La potencia requerida por la bomba disminuye 1 kW entre caudal mínimo y máximo	Se requiere de válvulas que regulen el caudal y la presión a la descarga.	Ahorro de energía considera ble, sin embargo la potencia es mayor que la solución 3	Se requiere seleccionar una bomba de mayores dimensiones para que suministre la carga requerida al caudal mínimo.
-	Necesidad de adquirir dos bombas lo que significa mayor gasto de inversión inicial	Cumple con la normatividad de PEMEX	Se requiere de tubería adicional (de la descarga de la bomba al tanque de succión)		No cumple con normatividad		Alto costo inicial del variador de frecuencia
		La bomba siempre estará operando cerca del BEP.	La bomba siempre demandará la misma potencia (sin ahorro de energía)				
		No se requiere regular la presión de descarga					

### 5.3.5. Selección Final.

Las prácticas actuales internacionales recomiendan siempre que se pueda, buscar soluciones que involucren cuidar al medio ambiente, el ahorro de energía es uno de los parámetros que el ingeniero siempre deberá tener en cuenta cuando seleccione cualquier equipo mecánico.

Bajo esta prioridad **se elige la solución 3 con la bomba modelo 3x6x9-1-OHH de Sulzer como la mejor opción que cumple con el servicio y además ahorra energía.** Si bien la solución 2 pudiera ser una opción muy atractiva por todas las ventajas que ofrece, debe de tenerse en cuenta que el ahorro de energía no está presente. Con la solución 4 se pudo comprobar que el variador de frecuencia es una gran opción bajo ciertas condiciones, en este caso, no es viable ya que si bien la potencia disminuye más de la mitad entre caudal máximo y mínimo, no sirve de mucho si la energía requerida para cualquier caudal es mayor que las soluciones 2 y 3.

Las características generales (para la condición de caudal máximo) que se observan en las curvas características de la solución 3 (*Figura 5.25*) y en la pantalla de selección del programa de Sulzer (*Figura 5.22*) son las siguientes:

- Modelo = 3x6x9-1-OHH (OH2)
- Numero de etapas = 1
- Velocidad = 1760 rpm
- Eficiencia = 63% - 73.86%
- Caudal en el punto de máxima eficiencia (BEP) = 77.79 m<sup>3</sup>/h
- NPSH<sub>r</sub> = 1.2m - 1.59 m
- Flujo mínimo continuo estable (FMCE) = 20 m<sup>3</sup>/h
- Carga al cierre = 18.8 m
- Caudal en el extremo de la curva = 99 m<sup>3</sup>/h
- Carga en el extremo de la curva = 12.6 m
- Eficiencia en el extremo de la curva = 70%

De antemano se sabe que la desviación del caudal mínimo con respecto al BEP sobrepasa los límites permitidos por la NRF-050-PEMEX-2007 (30%), sin embargo es importante calcularlos

para saber qué tanto es esta desviación, esto se realiza con la ecuación 4.1 de la sección 4.11 para dos de los tres puntos de operación (se omite el caudal medio ya que los puntos críticos son el caudal mínimo y máximo):

$$\text{Desviación del punto de operación máximo} = 100 - \frac{82.1 (100)}{77.79}$$

$$\text{Desviación del punto de operación máximo} = \mathbf{5.54 \% (a la derecha)}$$

$$\text{Desviación del punto de operación mínimo} = 100 - \frac{45.1 (100)}{77.79}$$

$$\text{Desviación del punto de operación mínimo} = \mathbf{42.02 \% (a la izquierda)}$$

Calculando la potencia hidráulica para los caudales máximo y mínimo con la ecuación 1.41 del capítulo 1:

*Para el caudal máximo:*

$$P_h = 0.00272 (82.1)(15)(0.9982) = \mathbf{3.34 kW}$$

*Para el caudal mínimo:*

$$P_h = 0.00272 (45.1)(18)(0.9982) = \mathbf{2.2 kW}$$

La potencia al freno se calcula con la ecuación 1.42 del capítulo 1:

*Para el caudal máximo:*

$$P_f = \frac{3.34 kW}{0.7386}$$

$$P_f = \mathbf{4.52 kW (Coincide con la que se observa en las curvas)}$$

$$P_f = \frac{2.2 kW}{0.63}$$

$$P_f = \mathbf{3.49 kW (Coincide con la que se observa en las curvas)}$$

Finalmente la potencia en el extremo de la curva se calcula con la ecuación 1.43 del capítulo 1:

$$P_{Ext} = \frac{0.00272 (99)(12.6)(0.9982)}{0.7}$$

$$P_{Ext} = \mathbf{4.83 kW}$$

## CAPÍTULO 6

### SELECCIÓN DEL MOTOR Y DIMENSIONAMIENTO DEL EQUIPO.

#### 6.1. Motores IEC y NEMA.

Los fabricantes de motores han utilizado la denominación “motor de alto rendimiento” durante muchos años. Sin embargo, como esta afirmación ha sido utilizada generalmente por todos los fabricantes de motores, ha resultado difícil para los clientes decidir qué motores eran, de hecho, eficientes desde el punto de vista energético.

Para resolver este problema y para disminuir el consumo de energía, el Congreso de los Estados Unidos de Norteamérica elaboró la Ley de Política Energética de 1992 (EPAct) que entró en vigor el 24 de octubre de 1997. La EPAct dictamina que los motores importados o fabricados en los Estados Unidos para la industria deben cumplir los requisitos mínimos de rendimiento indicados en la lista EPAct.

Desde entonces, han hecho aparición otras normas de motores, algunas de las cuales se describen a continuación.

#### **Normas IEC/EN**

Las normas IEC/EN cubren lo que normalmente se denominan motores ‘IEC’. La International Electrotechnical Commission (IEC, Comisión Electrotécnica Internacional) establece las normas para motores que se utilizan en diversos países del mundo, actualmente su sede está en Ginebra, Suiza. IEC opera a nivel internacional y sus actividades han sido tradicionalmente asociadas con equipos usados en Europa y Asia. Las normas *IEC 60034* contienen prácticas eléctricas recomendadas que han sido desarrolladas por los países participantes en la IEC. Las tolerancias y dimensiones mecánicas de los motores se especifican en las normas IEC 600 72 y EN50347. Las normas IEC se basan en el sistema métrico (kW, m, kg, N),

#### **NEMA**

Fue fundada en 1926 y su sede está en Washington; tiene más de 550 miembros, la mayoría de los cuales son fabricantes norteamericanos de productos eléctricos y electrónicos. Las normas NEMA hacen referencia a los motores de Estados Unidos de Norteamérica, Canadá y otros

países del continente. La National Electrical Manufacturers Association (NEMA, Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos) establece las normas para una amplia gama de productos eléctricos donde se incluyen los motores. Las normas representan el uso práctico en la industria en general y están respaldadas por los fabricantes de los equipos eléctricos. La norma para los motores es *NEMA Publicación n° MG1*. Esta normatividad se basa en el sistema británico (HP, ft, lb, lb<sub>f</sub>).

NEMA especifica la capacidad normal que un aparato debe portar para ser etiquetado con la designación NEMA, sus publicaciones son bastante más detalladas que las de IEC y sus estándares son más estrictos. Entre sus publicaciones, la MG1 puede ser considerada como una guía para el diseño de motores estándar que cumplan con los requerimientos NEMA.

Gracias al avance en la tecnología de construcción de motores, se estableció en 2001 un grado de eficiencia mayor llamado "NEMA Premium". Se ha estimado que sólo en Estados Unidos la incorporación de motores con esta eficiencia ahorrará en un plazo de 10 años cerca de 5800 GWh de energía eléctrica y disminuirá la emisión de 80 millones de toneladas métricas de carbón.

La alta eficiencia de un motor es un factor importante al momento de hacer cualquier evaluación económica de equipo en la industria. Si, por ejemplo, se reemplaza un motor antiguo (con eficiencia cercana al 90% y trabajando el 90% del año a carga nominal) por un motor que cumpla con el estándar NEMA Premium (eficiencia cercana al 94%), entonces la inversión se recupera en menos de dos años, sólo por concepto de reducción de pérdidas. Hoy, la industria en general está tomando diferentes medidas en pos de la conservación del medio ambiente. Establecer una política de uso de motores de alta eficiencia es una manera de demostrar la preocupación medioambiental y, al mismo tiempo, ahorrar energía y disminuir gastos. De hecho, numerosas compañías ya se han ganado el reconocimiento nacional incluyendo los motores de alta eficiencia en sus políticas de energía corporativas.

## **6.2. Tipo de enclaustramiento en un motor.**

Los motores pueden ser abiertos o totalmente cerrados:

*Motor abierto:* Es un motor que permite el paso del aire exterior alrededor y a través de sus embobinados, para su enfriamiento.

Motor totalmente cerrado: Es aquel, cuyo armazón impide el cambio libre de aire entre el interior y el exterior del motor, sin llegar a ser hermético.

La industria del Petróleo requiere motores totalmente cerrados por el tipo de ambiente que se presenta en la plantas de refinación y para brindar mayor seguridad en la operación. Dentro de los motores totalmente cerrados hay varios tipos:

- Motor totalmente cerrado a prueba de agua (TCPA): Es un motor construido en tal forma que el agua en forma de lluvia o chorro, aplicado al mismo, no haga contacto con sus partes internas.
- Motor totalmente cerrado, enfriado por agua-aire (TCEAAG): Es un motor totalmente cerrado, enfriado por aire que a su vez es enfriado en un intercambiador de calor que transfiere el calor del aire, en el interior del motor, al agua de enfriamiento.
- Motor totalmente cerrado, enfriado con intercambiador aire-aire (TCEAA): Es un motor totalmente cerrado, enfriado por aire, que a su vez es enfriado en un intercambiador de calor que transfiere el calor del aire, en el interior del motor, al aire exterior.
- Motor totalmente cerrado, enfriado por ventilador exterior (TCVE): Es un motor totalmente cerrado provisto de uno o dos ventiladores, exteriores, protegidos cada uno por una cubierta que ayuda a dirigir el flujo de aire.

### **6.3. Clases de aislamiento.**

El tipo de aislamiento utilizado en un motor depende de la temperatura de funcionamiento que el motor va a experimentar. La vida media de aislamiento disminuye rápidamente con el aumento de temperaturas de funcionamiento del motor interno. NEMA ha establecido temperaturas máximas de funcionamiento de los motores sobre la base de una vida útil promedio de 20.000 horas. Hay cuatro clases de aislamiento NEMA, estos se muestran en la placa de datos del motor y son A, B, F o H. Estos códigos indican la temperatura máxima del aislamiento que el motor puede soportar sin fallo.

- Clase de aislamiento A: Es la que comprende materiales aislantes o combinación de los mismos, que deben soportar una temperatura máxima de 105 °C.

- Clase de aislamiento B: Es la que comprende materiales aislantes o combinación de los mismos, que deben soportar una temperatura máxima de 130 °C.
- Clase de aislamiento F: Es la que comprende materiales aislantes o combinación de los mismos, que deben soportar una temperatura máxima de 155 °C, esta clase es la más utilizada en refinerías.
- Clase de aislamiento H: Es la que comprende materiales aislantes o combinación de los mismos, que deben soportar una temperatura máxima de 180 °C.

#### **6.4. Requisitos de eficiencia.**

La práctica actual de PEMEX es incluir en sus equipos motores con denominación NEMA Premium en todos los motores trifásicos de inducción del tipo jaula de ardilla de 2, 4 y 6 polos, de hecho así lo establece la norma *NRF-095-PEMEX-2004* en su párrafo 8.1.2.12, el cual también indica los requerimientos mínimos de eficiencia que debe de tener el motor dependiendo de su potencia nominal (*Tabla 6.1*).

**Tabla 6.1. Valores de eficiencia nominal mínima para 60 Hz a plena carga, para motores de inducción de eficiencia Premium.**

Potencia de placa kW	Potencia de placa HP	Porcentaje de eficiencia en motores cerrados		
		2 Polos	4 Polos	6 Polos
<b>0.746</b>	1	77	85.5	82.5
<b>1.119</b>	1.5	84	86.5	87.5
<b>1.49</b>	2	85.5	86.5	88.5
<b>2.23</b>	3	86.5	89.5	89.5
<b>3.73</b>	5	88.5	89.5	89.5
<b>5.6</b>	7.5	89.5	91.7	91
<b>7.46</b>	10	90.2	91.7	91
<b>11.19</b>	15	91	92.4	91.7
<b>14.92</b>	20	91	93	91.7
<b>18.65</b>	25	91.7	93.6	93
<b>22.38</b>	30	91.7	93.6	93
<b>29.84</b>	40	92.4	94.1	94.1
<b>37.3</b>	50	93	94.5	94.1
<b>44.76</b>	60	93.6	95	94.5
<b>55.95</b>	75	93.6	95.4	94.5
<b>74.6</b>	100	94.1	95.4	95
<b>93.25</b>	125	95	95.4	95
<b>111.9</b>	150	95	95.8	95.8
<b>149.2</b>	200	95.4	96.2	95.8
<b>186.5</b>	250	95.8	96.2	95.8
<b>223.8</b>	300	95.8	96.2	95.8
<b>261.1</b>	350	95.8	96.2	95.8
<b>298.4</b>	400	95.8	96.2	95.8
<b>335.7</b>	450	95.8	96.2	95.8
<b>373</b>	500	95.8	96.2	95.8

**6.5. Selección de la potencia, número de polos y eficiencia mínima del motor eléctrico para los casos 1 y 2.**

Por requerimiento de PEMEX los motores eléctricos utilizados como accionadores para bombas deben ser capaces de suministrar un extra de potencia, igual o mayor a los porcentajes de la *Tabla 6.2* tomando como referencia la potencia al freno a las condiciones nominales de operación <sup>(7)</sup>.

***Tabla 6.2. Selección de potencia nominal para motores eléctricos***

Potencia al freno de la bomba		Porcentaje de la potencia al freno de la bomba.
kW	(HP)	
< 22	(< 30)	125%
22 - 55	(30 – 75)	115%
> 55	(> 75)	110%

Con estos datos se puede seleccionar la potencia del motor adecuada que pueda accionar las bombas que se eligieron en el caso 1 y 2 del capítulo 5.

**Para el caso 1:**

La selección en el primer caso fue la bomba de Flowserve modelo 2WXB-6C (BB5) de nueve etapas con una potencia al freno de 42.26 kW, una potencia en el extremo de la curva de 46.09 kW y girando a 3540 rpm (ver *Figura 5.17*). De acuerdo a la *Tabla 6.2* se le debe aplicar un factor de 1.15 a la potencia al freno para obtener la potencia nominal del motor:

$$P_{nom} = 42.26 \text{ kW} (1.15) = 48.6 \text{ kW}$$

De las tres potencias (al freno, al extremo de la curva y nominal del motor) la mayor corresponde a la potencia que se acaba de calcular de 48.6 kW, por lo tanto, esta potencia tiene que ser cubierta por el motor. No existen motores de 48.6 kW (65.2 HP) exactos así que se tiene que buscar la potencia comercial inmediata superior que corresponde a un **motor de 75 HP (55.95 kW) con una eficiencia igual o mayor a 93.6%**. Este último dato se obtiene de la *Tabla 6.1* con el número de polos que se puede calcular con la ecuación 5.1:

$$n = \frac{120 (f)}{\# \text{ Polos}}$$

$$\therefore \# \text{ Polos} = \frac{120 (f)}{n} = \frac{120 (60 \text{ Hz})}{3540}$$

$$\# \text{ Polos} = 2$$

**Para el caso 2:**

La selección para la bomba de reflujo de nafta ligera primaria del caso 2 fue la bomba de Sulzer modelo 3x6x9-1-OHH (OH2) de una etapa con una potencia al freno de 4.52 kW, una potencia en el extremo de la curva de 4.83 kW y girando a 1760 rpm (ver sección 5.3.4). De acuerdo a la *Tabla 6.2* se le debe de aplicar un factor de 1.25 a la potencia al freno para obtener la potencia nominal del motor:

$$P_{nom} = 4.52 \text{ kW} (1.25) = 5.65 \text{ kW}$$

De las tres potencias (al freno, al extremo de la curva y nominal del motor) la mayor corresponde a la potencia de 5.65 kW, por lo tanto con ayuda de la *Tabla 6.1* se selecciona **un motor con potencia de placa de 10 HP (7.46 kW) con una eficiencia Premium igual o mayor a 91.7%**, ya que el motor es de 4 polos:

$$\therefore \# \text{ Polos} = \frac{120 (f)}{n} = \frac{120 (60 \text{ Hz})}{1760}$$

$$\# \text{ Polos} = 4$$

**6.6. Dimensionamiento del motor para el caso 1 y 2.**

El primer paso para obtener las dimensiones aproximadas del motor es conocer qué tipo de carcasa (Frame) deberá tener. Para saber este dato se puede recurrir a catálogos de fabricantes de motores NEMA totalmente cerrados obteniéndose datos dimensionales del largo y alto así como del peso aproximado del motor. Únicamente se requiere saber la potencia comercial del motor seleccionado así como la velocidad del mismo.

***Para el caso 1:***

Se trata de un motor totalmente cerrado con una potencia de placa de 75 HP que deberá girar a 3600 rpm, con estos datos se ingresa a la *Tabla 6.3* y se observan las dimensiones y pesos con ayuda de la *Figura 6.1*.

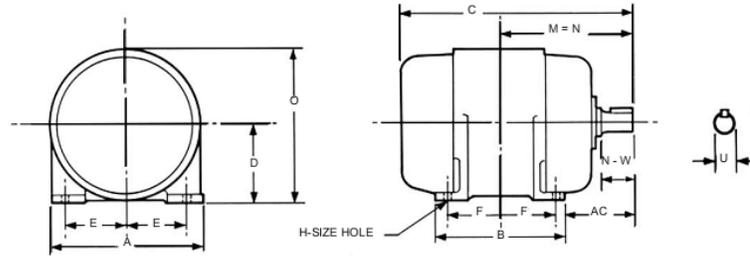


Figura 6.1. Cotas de dimensiones de un motor estándar NEMA.

Tabla 6.3. Dimensiones aproximadas (en pulgadas) de motores estándar NEMA.

Motor Frame	H.P. (Open)			H.P. (Enclosed)				A Max.	B Max.	C (Approx.)		D	E	F	H	O (Approx.)		U	Keyway	V Min.	AC	Bolts		Wt. (Approx.)	
	900	1200	1800	900	1200	1800	3600			Open	Encl.					Open	Encl.					Open	Encl.	Dia.	Lg.
143T	1/2	3/4	1	1/2	3/4	1	1 1/2	7	6	12	12 1/2	3 1/2	2 3/4	2	1 1/32	6 7/8	7	7/8	3/16 x 3/32	2	4 1/2	1/4		40	45
145T	3/4	1	1 1/2 - 2	3/4	1	1 1/2 - 2	2	7	6	12 1/2	13 1/2	3 3/4	2 3/4	2 3/4	1 1/32	6 7/8	7	7/8	3/16 x 3/32	2	4 1/2	1/4		45	50
182T	1	1 1/2	3	1	1 1/2	3	3	9	6 1/2	13	14 1/2	4 1/2	3 3/4	2 1/4	1 3/32	9 1/8	9 1/4	1 1/8	1/4 x 1/8	2 1/2	5 1/2	5/16	1	65	79
184T	1 1/2	2	5	1 1/2	2	5	5	9	7 1/2	14	15 1/2	4 1/2	3 3/4	2 3/4	1 3/32	9 1/8	9 1/4	1 1/8	1/4 x 1/8	2 1/2	5 1/2	5/16	1	80	95
213T	2	3	7 1/2	2	3	7 1/2	7 1/2	10 1/2	7 1/2	16	18	5 1/4	4 1/4	2 3/4	1 3/32	10 3/4	10 7/8	1 3/8	5/16 x 5/32	3 1/8	6 7/8	5/16	1	120	140
CASO 2 215T	3	5	10	3	5	10	10	10 1/2	9	17 1/2	19 1/2	5 1/4	4 1/4	3 3/4	1 3/32	10 3/4	10 7/8	1 3/8	5/16 x 5/32	3 1/8	6 7/8	5/16	1	140	160
254T	5	7 1/2	15	5	7 1/2	15	15	12 1/2	10 3/4	20 1/2	22 1/2	6 1/4	5	4 1/8	1 7/32	12 5/8	12 3/4	1 5/8	3/8 x 3/16	3 3/4	8 1/4	3/8	1 1/4	200	235
256T	7 1/2	10	20	7 1/2	10	20	20	12 1/2	12 1/2	22 1/2	24	6 1/4	5	5	1 7/32	12 5/8	12 3/4	1 5/8	3/8 x 3/16	3 3/4	8 1/4	3/8	1 1/4	235	270
284T	10	15	25	10	15	25		14	12 1/2	23 1/2	25 1/2	7	5 1/2	4 3/4	1 7/32	14	14 3/8	1 7/8	1/2 x 1/4	4 3/8	9 3/8	3/8	1 1/2	295	370
284TS							25	14	12 1/2	22	24 1/2	7	5 1/2	4 3/4	1 7/32	14	14 3/8	1 5/8	3/8 x 3/16	3	8	3/8	1 1/2	255	340
286T	15	20	30	15	20	30		14	14	25	27	7	5 1/2	5 1/2	1 7/32	14	14 3/8	1 7/8	1/2 x 1/4	4 3/8	9 3/8	3/8	1 1/2	340	405
286TS							30	14	14	23 1/2	26	7	5 1/2	5 1/2	1 7/32	14	14 3/8	1 5/8	3/8 x 3/16	3	8	3/8	1 1/2	295	395
324T	20	25	40	20	25	40		16	14	26	28 1/2	8	6 1/4	5 1/4	2 1/32	16	16 5/8	2 1/8	1/2 x 1/4	5	10 1/2	1/2	1 3/4	440	520
324TS							40	16	14	24 1/2	27	8	6 1/4	5 1/4	2 1/32	16	16 5/8	1 7/8	1/2 x 1/4	3 1/2	9	1/2	1 3/4	445	500
326T	25	30	50	25	30	50		16	15 1/2	27 1/2	30	8	6 1/4	6	2 1/32	16	16 5/8	2 1/8	1/2 x 1/4	5	10 1/2	1/2	1 3/4	435	580
326TS							50	16	15 1/2	26	28 1/2	8	6 1/4	6	2 1/32	16	16 5/8	1 7/8	1/2 x 1/4	3 1/2	9	1/2	1 3/4	480	560
364T	30	40		30	40			18	15 1/4	29	33	9	7	5 5/8	2 1/32	18	18 1/2	2 3/8	5/8 x 5/16	5 5/8	11 3/4	1/2	1 3/4	605	755
364TS			60			60	60	18	15 1/4	27	31	9	7	5 5/8	2 1/32	18	18 1/2	1 7/8	1/2 x 1/4	3 1/2	9 5/8	1/2	1 3/4	670	740
365T	40	50		40	50			18	16 1/4	30	34	9	7	6 1/8	2 1/32	18	18 1/2	2 3/8	5/8 x 5/16	5 5/8	11 3/4	1/2	1 3/4	665	835
CASO 1 365TS		75				75	75	18	16 1/4	28	32	9	7	6 1/8	2 1/32	18	18 1/2	1 7/8	1/2 x 1/4	3 1/2	9 5/8	1/2	1 3/4	730	820

Nota: Las dimensiones son dadas en pulgadas, el peso está en libras

**Dimensiones.**

Un motor totalmente cerrado (enclosed) con velocidad nominal de 3600 rpm con una potencia de 75 HP deberá de tener un armazón tipo 365TS, las dimensiones que interesan en este momento es el ancho, largo y en dado caso la altura del motor, es decir:

Ancho: Indicado con la letra A en la Figura 6.1.

$$A = 18 \text{ pulg} \left( \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right) = 457.2 \text{ mm}$$

Largo: Indicado con la letra C en la Figura 6.1.

$$C = 32 \text{ pulg} \left( \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right) = 812.8 \text{ mm}$$

Alto: Indicado con la letra O en la Figura 6.1.

$$A = 18 \frac{1}{2} \text{ pulg } \left( \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right) = 469.9 \text{ m}$$

Peso:

El peso aproximado del motor para la potencia especificada es aproximadamente de 820 libras, realizando la conversión a kilogramos:

$$820 \text{ lb } \left( \frac{0.4536 \text{ kg}}{1 \text{ lb}} \right) = 372 \text{ kg}$$

Al final el motor tendrá un peso aproximado de 372 kg.

**Para el caso 2:**

Dimensiones.

Es un motor totalmente cerrado con una potencia de placa de 10 HP y velocidad nominal de 1800 rpm, con estos datos se ingresa a la *Tabla 6.3* y se observan las dimensiones y pesos para un armazón tipo 215T que corresponde a los datos de potencia y velocidad indicados.

*Ancho:* Indicado con la letra *A* en la *Figura 6.1*.

$$A = 10 \frac{1}{2} \text{ pulg } \left( \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right) = 266.7 \text{ mm}$$

*Largo:* Indicado con la letra *C* en la *Figura 6.1*.

$$C = 19 \frac{1}{2} \text{ pulg } \left( \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right) = 495.3 \text{ mm}$$

*Alto:* Indicado con la letra *O* en la *Figura 6.1*.

$$A = 10 \frac{7}{8} \text{ pulg } \left( \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right) = 276.2 \text{ mm}$$

Peso:

El peso aproximado del motor para la potencia especificada es aproximadamente de 160 libras, realizando la conversión a kilogramos:

$$160 \text{ lb } \left( \frac{0.4536 \text{ kg}}{1 \text{ lb}} \right) = 72.6 \text{ kg}$$

Al final el motor tendrá un peso aproximado de 72.6 kg.

### 6.7. Dimensionamiento de la bomba para el caso 1 y 2.

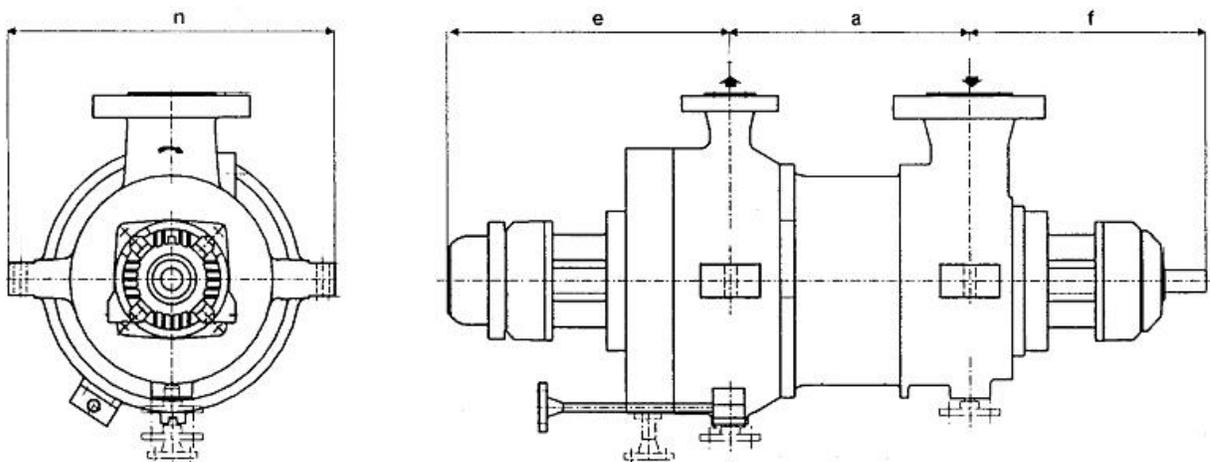
Obtener las dimensiones y pesos preliminares de una bomba es una práctica muy útil para el diseño de cimentaciones, espacios de trabajo, espacios para mantenimiento, y otros, tomando siempre en cuenta que existen requerimientos que se deben cumplir en cuanto a seguridad se refiere.

Para poder dimensionar una bomba se requiere del apoyo del fabricante ya que de acuerdo al tipo, diseño, número de impulsores, sistemas auxiliares o el espacio requerido podría convertirse en un gran dolor de cabeza cuando se tienen espacios reducidos o muy limitados. Todos estos datos son de gran ayuda para el ingeniero civil encargado de dar dimensiones a la planta, y aunque las medidas que el fabricante puede proporcionar son aproximadas (las dimensiones finales generalmente se suministran en la compra final del equipo) esta información resulta muy útil para saber incluso el tipo de accesorios que se deben suministrar para poder transportar e instalar el equipo.

*Para el caso 1:*

Dimensiones:

La *Figura 6.2* ilustra una bomba del tipo BB5 (que fue la selección final del caso 1) con las cotas más importantes para propósitos de esta tesis. Si el ingeniero encargado del estudio de las bombas necesita en algún momento más información en cuanto a dimensiones, la solución sería contactar al fabricante y pedir directamente la información, ya que como se mencionó anteriormente, dependiendo del diseño de la bomba las dimensiones cambian entre uno y otro modelo.



*Figura 6.2. Cotas de dimensiones para una bomba del tipo BB5*

Recordado que se trata de una bomba modelo 2WXB-6C de nueve etapas (nueve impulsores) entonces se recurre a la *Tabla 6.4* mostrada a continuación:

**Tabla 6.4. Dimensiones aproximadas de una bomba modelo 2WXB (BB5)**

Taille/Größe/Size	Nombre d'étages	Dimensions pomp			
	Stufenzahl	Pumpenmaße			
	Number of stages	Pump dimensions			
		a	e	f	n
2WXB	4 *)	280			
	5 *)	280			
	6	280			
	7	330			
	8	380			
	9	430	550	496	630
	10	480			
	11	530			
	12	580			
	13	630			
	14	680			
	15	730			

**Nota: Dimensiones dadas en milímetros**

Con estos datos se determina el ancho y el largo de la bomba (si se llegara a tener restricciones de altura en el sitio de trabajo entonces esta dimensión debe ser considerada):

*Ancho: Indicado con la letra n en la Figura 6.2.*

$$\mathbf{Ancho = 630\ mm}$$

*Largo: Es la suma de e, a y f indicadas en la Figura 6.2.*

$$Largo = e + a + f$$

$$Largo = 550\ mm + 430\ mm + 496\ mm$$

$$\mathbf{Largo = 1476\ mm}$$

Nótese que la cota “a” representa la distancia entre las bridas de succión y descarga y es el único parámetro que va cambiando conforme aumenta el número de etapas, en este caso equivale a 430 mm que es el valor correspondiente a una bomba de nueve etapas (*Tabla 6.4*).

Pesos:

Los pesos se obtienen directamente de la *Tabla 6.5*.

**Tabla 6.5. Pesos aproximados de una bomba modelo 2WXB (BB5)**

SIZE	No. of	Pump	Barrel	Baseplate
	Stages	kg	kg	kg
<b>2WXB</b>	4	340	100	220
	5	370	110	220
	6	400	120	260
	7	430	130	260
	8	460	140	300
	9	490	150	300
	10	520	160	340
	11	550	170	340
	12	580	180	380
	13	610	190	380
	14	640	200	420

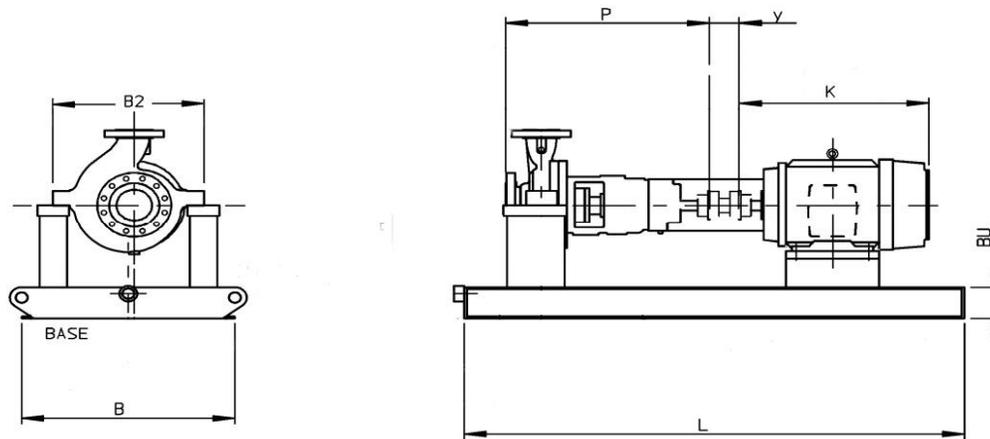
De igual forma que con las dimensiones, el peso correspondiente tiene que ver con el número de etapas de la bomba. Con la *Tabla 6.5* se puede obtener incluso el peso aproximado de la base, sin embargo este dato se confirmará más adelante cuando se obtengan las dimensiones totales. Para este tipo de bomba se tienen dos pesos; el peso de la bomba (impulsores y elementos de la carcasa interior) así como el peso del barril (cubierta exterior), ambas deben de sumarse para obtener el peso total:

$$\text{Peso total de la bomba} = 490 \text{ kg} + 150 \text{ kg} = \mathbf{640 \text{ kg}}$$

**Para el caso 2:**

Dimensiones y peso:

Para la bomba del caso 2 donde se seleccionó un modelo 3x6x9-1-OHH (OH2) de la compañía Sulzer, se tiene el dibujo dimensional de la *Figura 6.3*:



**Figura 6.3. Cotas de dimensiones para una bomba del tipo OH2**

En este caso al tratarse de una bomba más comercial, el fabricante suministra dimensiones adicionales que con la bomba BB5 no se tenían. La cota “K” se obtuvo en la sección 6.6 de esta tesis, las dimensiones “L” , “B” y “BU serán determinadas en la sección siguiente (6.8), en este momento solo se requiere obtener el valor de “P” y “B2”, sin embargo, el valor de “Y” también puede ser determinado.

Las dimensiones y en este caso el peso, se obtienen de la *Tabla 6.6*:

**Tabla 6.6: Dimensiones y pesos aproximados de una bomba modelo 3x6x9-1-OHH (OH2)**

PUMP SIZE	PUMP (Kg)	P	B2	Y
1X2X7.5-1	141	789	615	125
2X3X7.5A-1	151	792	615	125
2X3X7.5B-1	150	792	615	125
3X4X7.5-1	160	794	640	125
3X6X9-1	184	821	640	125
3X6X9-2	184	821	640	125

**Nota: Las dimensiones están dadas en milímetros**

*Ancho: Indicado con la letra B2 en la Figura 6.3.*

**Ancho = 640 mm**

*Largo: Indicado con la letra P en la Figura 6.3.*

**Largo = 821 mm**

La cota “Y” indica la longitud del espaciador, por norma, esta dimensión debe ser mayor a 5 pulgadas (127 mm) (*párrafo 8.2.2.2 inciso “d” de la norma de referencia NRF-050-PEMEX-2007*), los fabricantes comúnmente utilizan este valor como estándar y se puede ver en la *Tabla 6.6* que es un valor muy utilizado. Este valor también se tomará para el primer caso:

***Longitud del espaciador para el caso 1 y 2 = 127 mm***

Finalmente el peso se obtiene de manera directa de la *Tabla 6.6*, el valor que se muestra es el peso total de la bomba con todos sus elementos internos.

$$\text{Peso} = 184 \text{ kg}$$

## **6.8. Dimensiones y pesos finales.**

### **Para el caso 1:**

#### *Dimensiones.*

El primer paso es sumar las longitudes del motor, bomba y el espaciador (La longitud del motor fue calculada en la sección 6.6 de esta tesis):

$$\text{Longitud del equipo} = 812.8 \text{ mm} + 1476 \text{ mm} + 127 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud total del equipo} = 2416 \text{ mm}$$

Se compara el ancho del motor y el ancho de la bomba y el mayor es el que se toma como referencia, en este caso:

$$\text{Ancho del motor} = 457.2 \text{ mm} < \text{Ancho de la bomba} = 630 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho del equipo} = 630 \text{ mm}$$

Todo el equipo (Bomba, motor, y equipo auxiliar) es montado sobre una base común. Con el fin de estandarizar dimensiones en bombas, las normas *API 610*, *ISO 13709* y la norma de referencia *NRF-050-PEMEX-2007* indican las dimensiones de bases estándar que se deben de utilizar para montar las bombas centrifugas, los motores y sus accesorios. Las dimensiones de estas bases son mostradas en el Anexo F de esta tesis.

Ya que se obtuvo el largo y el ancho totales, se debe buscar una base que pueda abarcar todo el equipo de bombeo con la finalidad de contener cualquier fuga que se presente en las tuberías o uniones. De esta forma, **la base seleccionada es una número 4** (*ver Anexo F y Tabla 6.7*) con las siguientes dimensiones:

**Tabla 6.7. Dimensiones y pesos de bases estándar**

API No.	Base wt kg	B	BU	L
1.5	363	760	160	1840
2.0	422	760	160	2145
3.0	431	915	160	1840
3.5	499	915	160	2145
4.0	540	915	160	2450

**Nota:** Todas las dimensiones están dadas en milímetros

**Largo de la base: 2450 mm (96.5 pulg)**

**Ancho de la base: 915 mm (96.5 pulg)**

**Alto de la base: 160 mm**

Estas medidas son las dimensiones finales que se utilizarán para el diseño de plantas, cimentaciones, espacio entre equipos, espacio para mantenimiento, entre otras.

Para obtener el peso final total se debe de considerar el tamaño (número) de la base que se ha seleccionado. El peso de la base dependerá del fabricante que suministre el equipo, sin embargo, los valores de la *Tabla 6.7* se pueden considerar cifras muy cercanos a los pesos reales del fabricante en el momento de la entrega.

*Peso total aproximado = Peso del motor + Peso de la bomba + Peso de la base*

*Peso total aproximado = 372 kg + 640 kg + 540 kg*

***Peso total aproximado = 1552 kg***

**Para el caso 2:**

*Dimensiones.*

La longitud total del equipo se determina a continuación:

*Longitud del equipo = 495.3 mm (Motor) + 821 mm (Bomba) + 127 mm (Espaciador)*

***Longitud total del equipo = 1443.3 mm***

Se compara el ancho del motor y el ancho de la bomba y el mayor es el que se toma como referencia, en este caso:

Ancho del motor = 266.7 mm < Ancho de la bomba = 640 mm

***Ancho total del equipo = 640 mm***

***La base seleccionada es una número 1*** (ver Anexo F y Tabla 6.7) con las siguientes dimensiones:

***Largo de la base: 1535 mm (60.5 pulg)***

***Ancho de la base: 760 mm (30 pulg)***

Estas medidas son las dimensiones finales que se utilizarán para el diseño de plantas, cimentaciones, espacio entre equipos, espacio para mantenimiento, entre otras.

En este caso la base número 1 no se encuentra en la *Tabla 6.7*, pero se puede considerar con valores muy cercanos, el peso de la base 1.5. Se debe recordar que todas las dimensiones y pesos son aproximadas ya que aún no se están considerando los pesos de los auxiliares, como coples, sistemas de lubricación, guardacople, etcétera.

*Peso total aproximado = Peso del motor + Peso de la bomba + Peso de la base*

*Peso total aproximado = 72.6 kg + 184 kg + 363 kg*

***Peso total aproximado = 619.6 kg***

Como se puede ver tanto en tamaños como en pesos, la bomba BB5 es un equipo muy robusto y pesado, comparándolo con la bomba del tipo OH2.

## **6.9. Llenado de Hojas de Datos.**

Para finalizar con este trabajo se presentan en el anexo A de esta tesis, la forma de hojas de datos de ingeniería. En este documento se plasman todos los datos adicionales a las normas que el cliente debe especificarle al fabricante. Todos estos datos son los que se obtienen con el análisis que se planteó a lo largo de esta tesis y es precisamente el ingeniero encargado de la selección de la bomba la persona que deberá llenar estas hojas de datos que sirven como documento técnico al fabricante que suministrará el equipo.

## DISCUSIÓN

La forma en que se ha planteado hasta ahora el estudio de bombas en los libros o incluso en las aulas se ha enfocado casi exclusivamente en el diseño de las mismas. Desde luego el diseño es un tema muy importante, sin embargo, muchas veces el problema no es el diseño sino la selección. De nada sirve tener un equipo con un diseño excelente si se opera bajo condiciones bajo las cuales no fue fabricado. En la literatura de bombas se dedican pocos o ningún capítulo al procedimiento de análisis de selección, lo que deja al ingeniero mecánico totalmente desprotegido ante los problemas que se pudieran presentar en la industria.

La selección de un equipo de bombeo no es tema sencillo y se necesita conocimiento y criterio por parte del ingeniero encargado de este estudio. Durante el desarrollo de esta tesis se tomó conciencia de que un equipo de bombeo va más allá de un impulsor y una carcasa y de que los equipos y sistemas auxiliares forman parte importante del sistema. Sistemas de lubricación, materiales, sellos, enfriamiento, son aspectos vitales para evitar daños al equipo o al personal que lo opera. Sin un sello correcto o con materiales inadecuados se corre el riesgo, en el mejor de los casos, de dañar la bomba pero en ocasiones estos descuidos pueden provocar accidentes al personal, es por eso que generalmente las empresas cuidan mucho este aspecto y recomiendan al cliente que especifique los materiales y sellos de una manera responsable y prudente.

Las tablas, guías, y manuales siempre están disponibles, es importante valerse de estas herramientas y sobre todo conocer la función del equipo dentro de la planta con la finalidad de saber ¿Qué pasaría si este equipo llegara a fallar?, ¿Se puede correr ese riesgo?, muchas veces esto es el punto crucial en la selección.

La importancia de conocer la normatividad es fundamental para realizar una buena selección de equipo de bombeo. No solo es conocer de qué tratan las normas, también implica el saber cómo y dónde aplicarlas, el lector pudo darse cuenta que generalmente estas normas representan una guía práctica que el ingeniero puede utilizar para su análisis, no solo de bombas, sino también de otros equipos mecánicos o estáticos, por ejemplo, recipientes, válvulas, sellos, entre otros, y por supuesto, todo, absolutamente todo se encuentra en las normas.

## CONCLUSIONES

Después del trabajo realizado se pueden establecer las siguientes conclusiones.

1. Cada tipo de bomba tiene su aplicación específica, para saber dónde se puede instalar se deben conocer las partes fundamentales y los principios de funcionamiento, así como tener en cuenta las condiciones ambientales del sitio donde se instalará.
2. Las ecuaciones y teoremas básicos son fundamentales para el análisis de problemas de bombas, el ingeniero debe tener presente que en la práctica estas ecuaciones pueden variar dependiendo del campo de aplicación.
3. En la actualidad los fabricantes de bombas ponen a disposición del usuario herramientas como software en línea que puede facilitar el proceso y análisis de selección.
4. Siempre se debe tomar en cuenta la parte económica, pero nunca a costa de la funcionalidad y seguridad del equipo.
5. La solución más fácil no siempre resulta ser la mejor, pero cuidado, en algunas ocasiones tampoco la más complicada o sofisticada resulta ser la correcta, siempre se debe recurrir a un análisis técnico.
6. Cuando se seleccione una bomba siempre se debe cuidar la correcta selección de materiales de acuerdo al tipo de líquido manejado.
7. Cuando se selecciona una bomba no solo se selecciona el tamaño correcto de impulsor, también se debe seleccionar la potencia adecuada del motor, los sellos, cojinetes, el sistema de lubricación, sistema de enfriamiento, bases, etcétera.
8. El ingeniero debe tener presente que en las auditorias se evalúa el cumplimiento con la ley (normas), estas se deben de cumplir y para cumplirlas se tienen que conocer.
9. La *NRF-050-PEMEX-2007*, es la norma que actualmente se utiliza en México para el diseño y selección de bombas centrífugas en la industria petrolera, esta se basa en *ISO 13709:2009* que a su vez retoma a la norma API 610.
10. Cada fabricante de bombas tiene sus modelos y diseños propios, todos deben cumplir con las normas por lo tanto las bombas (en apariencia) son muy parecidas, pero aunque

un fabricante no cuente con una bomba adecuada para un servicio específico eso no significa que otros fabricantes no tengan la solución, siempre se deben agotar todas las posibilidades antes de modificar las condiciones de operación que muchas veces implica cambios en el proceso o en la planta.

11. Los conceptos fundamentales de hidráulica y de bombas aplican no solo a la industria petrolera, son reglas generales que se utilizan en otras áreas como la papelera, de alimentos, química y otras.

## BIBLIOGRAFÍA.

1. **KSB, Compañía Sudamericana de Bombas S.A.** Manual de entrenamiento. Selección y aplicación de bombas centrífugas. México : s.n., 2002.
2. **Hicks, Tyler Gregory.** *Bombas su selección y aplicación.* México : Continental, 1985.
3. **Mataix, Claudio.** *Mecánica de fluidos y Máquinas Hidráulicas.* México : Alfaomega, 2005.
4. **Viejo Zubicaray, Manuel y Álvarez Fernández, Javier.** *Bombas. Teoría, Diseño y Aplicaciones.* México : Limusa, 2004.
5. **Petróleos Mexicanos y Organismos Subsidiarios.** NRF-050-PEMEX-2007. *Bombas Centrífugas.* México, México : s.n., 2007.
6. **Quijorna, Antonio Javier Nieto.** Elementos de Máquinas. España : Área de Ingeniería Mecánica / Universidad de Castilla - La Mancha, 2007.
7. **Petróleos Mexicanos y Organismos Subsidiarios.** NRF-095-PEMEX-2004. *Motores Eléctricos.* México : s.n., 2004.
8. **International Organization for Standardization.** ISO 13709. *Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries.* 2009.
9. **American Petroleum Institute.** ANSI/API Standard 610. *Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries.* 2010. Eleventh Edition.
10. **Grundfos Industry.** Manual de Bombeo. 2004.
11. **Petróleos Mexicanos y Organismos Subsidiarios.** Diccionario de Términos de Pemex Refinación.
12. Flowserve Corporation. [En línea] <http://www.flowserve.com/>.
13. Sulzer Pumps. [En línea] 2013. <http://www.sulzer.com/>.
14. ITT Goulds Pumps. [En línea] 2013. [www.gouldspumps.com](http://www.gouldspumps.com).
15. Ruhrpumpen Group. [En línea] 2013. <http://www.ruhrpumpen.com/>.
16. Sundyne. [En línea] 2013. [www.sundyne.com](http://www.sundyne.com).
17. Grundfos México. [En línea] 2013. [mx.grundfos.com](http://mx.grundfos.com).

## GLOSARIO.

- Accionador: Se refiere a la máquina utilizada como elemento motriz, en este caso, de las bombas centrífugas. Puede ser motor eléctrico, turbina de vapor, turbina de gas o motor de combustión interna.
- API: Siglas en inglés del Instituto Americano del Petróleo (American Petroleum Institute).
- Bomba de proceso: Bomba utilizada para servicios que se encuentran dentro del proceso de refinación.
- Bomba de servicios auxiliares: Bombas utilizadas para servicios que no estén directamente involucrados en el proceso, por ejemplo, bomba de lubricación a un compresor, o bomba que suministra el agua de lavado para un recipiente.
- Cavitación: Fenómeno que se produce en las bombas centrífugas por el flujo de líquido en la tubería de succión a su entrada al impulsor, que origina que la velocidad del fluido aumente y su presión disminuya por debajo de la presión de vapor correspondiente a la temperatura del líquido, con lo cual se forman burbujas de vapor que, al llegar a una zona de mayor presión, se rompen produciendo un efecto similar al del golpe de ariete, además de ruido, vibración y daños a impulsor y carcasa.
- dB (A): Decibeles en la escala de ponderación A (bajos niveles de presión sonora)
- Empuje Axial: Fuerzas hidráulicas actuando en el impulsor en dirección paralela al eje de la flecha de la bomba.
- Empuje Radial: Fuerzas hidráulicas actuando sobre el impulsor, perpendiculares al eje de la flecha de la bomba.
- Fuga: Salida o escape de un líquido o gas, causado por algunos efectos de la corrosión a la estructura metálica. También existen algunos factores internos o externos que provocan las fugas, tales como laminaciones, grietas, fisuras, golpes o defectos de fabricación, entre otros.
- Hidrocarburo (s): Familia de compuestos químicos formada, principalmente, por carbono e hidrógeno. Pueden contener otros elementos en menor proporción, como son oxígeno, nitrógeno, azufre, halógenos (cloro, bromo, yodo y flúor), fósforo, entre otros. Su estado

físico, en condiciones ambientales, puede ser en forma de gas, líquido o sólido, de acuerdo al número de átomos de carbono y otros elementos que posean. Se funden a temperaturas relativamente más bajas que los compuestos minerales o inorgánicos.

- Montaje al pie: Tipo de construcción de bomba que se utiliza en aplicaciones de baja temperatura. Con este arreglo, las patas de anclaje, están colocadas en la parte inferior de la carcasa (véase bomba OH1, *Figura 3.1*).
- Montaje en línea de centros: Con este tipo de arreglo las patas de montaje se encuentran localizadas a la misma altura de la línea de centros de la flecha de la bomba, se utiliza para servicios de alta temperatura para ayudar a mantener el alineamiento de la flecha.
- Nafta: Nombre dado en la antigüedad al petróleo crudo, al petróleo refinado y en general a los hidrocarburos fósiles. Actualmente, en la industria petrolera se le da este nombre a los productos del petróleo refinado, así como a productos líquidos del gas natural, cuyo rango de destilación comprende de los 30 °C a los 232 °C. En este tipo de clasificación se denomina nafta ligera a la fracción de la destilación comprendida hasta los 101 °C, y nafta pesada a la fracción comprendida entre 101 °C y 232 °C.
- PEMEX Refinación: Organismo subsidiario de Petróleos Mexicanos. Fue constituido en julio de 1992 a partir de la reestructuración de PEMEX; dentro de este marco es responsable de la producción, distribución y venta de productos petrolíferos en el país, sea mediante producción propia o a través de comercio internacional. Entre sus instalaciones propias destacan las refinerías que abarcan los puntos estratégicos del territorio nacional.
- Petróleo: Proviene del latín *petra*, piedra y *oleum*, aceite. Es un líquido viscoso, de color pardo oscuro, de olor desagradable, tóxico, irritante e inflamable. Se encuentra en yacimientos a diferentes profundidades en el interior de la tierra. Se originó principalmente de la descomposición de animales de origen marino, pero también de plantas que habitaron en los periodos Triásico, Jurásico y Cretácico de la era Mesozoica.

# ANEXOS

## ANEXO A. Hojas de datos.

 UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO	 UNAM CUAUTITLÁN	<b>UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO</b>  <b>FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN</b>  <b>INGENIERIA MECÁNICA ELÉCTRICA</b>	LUIS ALBERTO CAMPOS BARCENAS	HOJA No. 1 DE 3
HOJAS DE DATOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS				
SELECCIÓN DE EQUIPO DE BOMBEO CENTRIFUGO IMPULSADO POR MOTOR ELÉCTRICO PARA MANEJO DE HIDROCARBUROS				
1 APLICABLE A: <input type="radio"/> PROPUESTA <input type="radio"/> COMPRA <input type="radio"/> COMO SE CONSTRUYÓ <span style="float: right;">NORMA APLICABLE: _____</span>				
2 PLANTA: _____		TAMAÑO DE BOMBA: _____		
3 LOCALIZACIÓN: _____		TIPO _____	NUMERO DE ETAPAS _____	
4 SERVICIO _____		MODELO _____	NUMERO DE SERIE _____	
5 BOMBAS REQUERIDAS: _____		CLAVE: _____	FABRICANTE: _____	
6 TIPO DE ACCIONADOR (EQUIPO PRINCIPAL) _____		CLAVE: _____	FABRICANTE: _____	
7 TIPO DE ACCIONADOR (EQUIPO DE RELEVO) _____		CLAVE: _____	FABRICANTE: _____	
<b>CARACTERÍSTICAS DEL LÍQUIDO</b>				
8 LÍQUIDO MANEJADO: CONDENSADO ESTABILIZADO		9 UNIDADES: Máximo _____ Mínimo _____		
11 PRESIÓN DE VAPOR: _____		kg/cm <sup>2</sup> abs	10 NO. DE CURVA PROPUESTA _____ r/min	
12 GRAVEDAD ESPECÍFICA: _____		kg/cm <sup>3</sup> a 15°C	11 NO. DE CURVA DE PRUEBA _____	
13 CALOR ESPECÍFICO: _____		kcal/kg °C	12 DIAM. DEL IMPULSOR: NOM. _____ MAX. _____ MN. _____ mm	
14 VISCOSIDAD: _____		cP	13 POTENCIA NOMINAL _____ kW EFICIENCIA _____ (%)	
15 FLUJO NOMINAL EN CURVA BEP (Diámetro nominal del impulsor) _____ m <sup>3</sup> /h				
16 FLUJO MÍNIMO CONTINUO: TÉRMICO _____ m <sup>3</sup> /h ESTABLE _____ m <sup>3</sup> /h				
17 REGIÓN DE OPERACIÓN PREFERENTE _____ A _____ m <sup>3</sup> /h				
18 REGIÓN DE OPERACIÓN PERMISIBLE _____ A _____ m <sup>3</sup> /h				
<b>CONDICIONES DE OPERACIÓN</b>				
19 NIVEL DE REFERENCIA PARA NPSH: _____		19 CARGA MÁXIMA @ IMPULSOR NOMINAL _____ m		
20 TEMPERATURA DE BOMBEO: _____ °C		20 POTENCIA MÁXIMA @ IMPULSOR NOMINAL _____ kW		
21 FLUJO: _____ m <sup>3</sup> /h		21 NPSH REQUERIDO A FLUJO NOMINAL _____ m		
22 PRESIÓN DE DESCARGA: _____ kg/cm <sup>2</sup> man		22 DISTANCIA, LÍNEA DE CENTROS A PLACA BASE _____ m		
23 PRESIÓN DE SUCCIÓN: _____ kg/cm <sup>2</sup> man		23 MARGEN DE NPSH A FLUJO NOMINAL _____ m		
24 PRESIÓN DIFERENCIAL: _____ kg/cm <sup>2</sup>		24 VELOCIDAD ESPECÍFICA (SISTEMA INTERNACIONAL): _____		
25 CARGA DIFERENCIAL: _____ m		25 LÍMITE DE VEL. ESPECÍFICA DE SUCCIÓN (SISTEMA INTERNACIONAL): _____		
26 NPSH DISPONIBLE: _____ m		26 VELOCIDAD ESPECÍFICA DE SUCCIÓN (SISTEMA INTERNACIONAL): _____		
27 POTENCIA HIDRÁULICA: _____ kW		27 NIVEL MÁXIMO DE RUIDO PERMISIBLE REQUERIDO: _____ dB(A)		
<b>ACCIONADORES</b>				
28 SERVICIO: <input type="radio"/> CONTINUO <input type="radio"/> INTERMITENTE		28 TIPO ACCIONADOR: <input type="radio"/> MOTOR <input type="radio"/> TURBINA DE GAS <input type="radio"/> TURBINA DE VAPOR		
29 No. ARRANQUES INTERMITENTES: _____		29 <input type="radio"/> OTRO: _____		
30 OPERACIÓN EN: <input type="radio"/> SERIE <input type="radio"/> PARALELO		30 <input type="radio"/> ENGRANE <input type="radio"/> VELOCIDAD VARIABLE REQUERIDA _____		
31 CORROSIÓN DEBIDO A: _____		31 FUENTE DE VARIACIÓN DE VELOCIDAD: _____		
32 EROSIÓN DEBIDO A: _____		32 MÉTODO DE ARRANQUE: _____		
33 CONCENTRACIÓN DE H <sub>2</sub> S (ppm): _____		33 <input type="radio"/> VALVULA ABIERTA (CARGA TOTAL) <input type="radio"/> VALVULA CERRADA (SIN CARGA)		
34 CONCENTRACIÓN DE CLORUROS (ppm): _____		<b>MOTOR ELÉCTRICO</b>		
35 TAMAÑO PARTICULA (DIAM. EN MICRONES): _____		35 FAB: _____ NORMA APLICABLE: _____		
36 CONCENTRACIÓN PARTICULA (PPM): _____		36 CANTIDAD REQUERIDA @ VELOCIDAD NOMINAL (r/min): _____ //		
<b>DATOS DE SITIO Y SERVICIOS DISPONIBLES</b>				
37 LOCALIZACIÓN: _____		37 MODELO @ ARMAZON @ ENCERRAMIENTO: _____ // //		
38 <input type="radio"/> INTERIOR <input type="radio"/> BAJO TECHO <input type="radio"/> INTemperie		38 TIPO @ POTENCIA NOMINAL DE PLACA (kW): _____ //		
39 <input type="radio"/> CALEFACCIÓN <input type="radio"/> SIN CALEFACCIÓN <input type="radio"/> OTRO: _____		39 VOLTS @ FASES @ HERTZ: _____ // //		
40 MONTADO EN: <input type="radio"/> MEZANINE <input type="radio"/> NIVELES		40 AISLAMIENTO O CLASE @ RESISTENCIAS CALEFACTORA: _____ //		
41 <input type="radio"/> PROTECCIÓN AL AMBIENTE REQUERIDO <input type="radio"/> TROPICALIZACIÓN REQUERIDA		41 TIPO DE COJINETE LADO COPLÉ: _____		
42 CLASIFICACIÓN DE ÁREAS PELIGROSAS: _____		42 TIPO DE COJINETE LADO LIBRE: RADIAL @ EMPUJE: _____ //		
43 CLASE: _____ GRUPO: _____ DIVISIÓN: _____		43 TIPO DE LUBRICACIÓN @ TIPO DE LUBRICANTE: _____ //		
44 DATOS DEL SITIO: _____		44 TIPO DE MONTAJE: <input type="radio"/> HORIZONTAL <input type="radio"/> VERTICAL		
45 ALTITUD (msnm): _____ PRESIÓN BAROMÉTRICA: _____ kg/cm <sup>2</sup>		45 FACTOR DE SERVICIO @ EFICIENCIA PREMIUM A 100% DE CARGA (%): _____ //		
46 RANGO DE TEMPERATURA AMBIENTE: MIN / MAX _____ / _____ °C		46 ROTACIÓN VISTA DEL LADO COPLÉ: _____		
47 HUMEDAD RELATIVA: MIN / MAX _____ / _____ %		47 ACOPLAMIENTO: _____		
48 CONDICIONES INUSUALES: _____		48 DETECTORES DE VIBRACIÓN: _____		
49 <input type="radio"/> POLVO <input type="radio"/> VAPORES <input type="radio"/> OTROS: _____		49 PRUEBAS: _____		
50 COMENTARIOS Y OBSERVACIONES: _____				
51 SERVICIOS: _____				
52 ELECTRICIDAD: _____		52 ACCIONADORES CALENTADORES CONTROL PARO		
53 VOLTAJE _____		53 _____		
54 FASES _____		54 _____		
55 HERTZ _____		55 _____		
56 AGUA PARA ENFRIAMIENTO: _____				
57 _____		57 ENTRADA RETORNO		
58 _____		58 MINIMA NORMAL MAXIMA MINIMA NORMAL MAXIMA		
59 TEMPERATURA (°C): _____		59 _____		
60 PRESIÓN (kg/cm <sup>2</sup> man): _____		60 _____		
61 FUENTE: _____		61 _____		
62 CONCENTRACIÓN DE CLORUROS: _____ ppm		62 _____		
63 ARE DE INSTRUMENTOS: MAX: _____ kg/cm <sup>2</sup> man MIN: _____ kg/cm <sup>2</sup> man		63 _____		

 UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO	 UNAM CUAUTITLÁN	<b>UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO</b>  <b>FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN</b>  <b>INGENIERIA MECÁNICA ELÉCTRICA</b>	LUIS ALBERTO CAMPOS BARCENAS	HOJA No. 2 DE 3
<b>HOJAS DE DATOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS</b>			<b>SELECCIÓN DE EQUIPO DE BOMBEO CENTRIFUGO IMPULSADO POR MOTOR ELÉCTRICO PARA MANEJO DE HIDROCARBUROS</b>	
<b>CONSTRUCCIÓN</b>				
2 TIPO BOMBA API: <input type="radio"/> OH2 <input type="radio"/> OH3 <input type="radio"/> OH4 <input type="radio"/> OH5 <input type="radio"/> OH6 <input type="radio"/> BB1 <input type="radio"/> BB2 <input type="radio"/> BB3 <input type="radio"/> BB4 3 <input type="radio"/> BB5 <input type="radio"/> VS1 <input type="radio"/> VS2 <input type="radio"/> VS3 <input type="radio"/> VS4 4 <input type="radio"/> VS5 <input type="radio"/> VS6 <input type="radio"/> VS7 5 6 BOQUILLAS Y CONEXIONES: 7 8 SUCCIÓN 9 DESCARGA 10 CONEXIONES AUXILIARES DE LA CARCASA: 11 12 LINEA DE BALANCE 13 DREN 14 VENTEO 15 MEDIDOR PRES (OH6): 16 MEDIDOR TEMP (OH6): 17 <input type="radio"/> VÁLVULA DREN SUMINISTRADA POR: <input type="radio"/> CLIENTE <input type="radio"/> PROVEEDOR <input type="radio"/> CABEZAL DE DREN 19 <input type="radio"/> VÁLVULA DE VENTEO SUMINISTRADA POR: <input type="radio"/> CLIENTE <input type="radio"/> PROVEEDOR 20 <input type="radio"/> CABEZAL DE VENTEOS 21 DREN DE BOMBA VS6: <input type="radio"/> INTERNO <input type="radio"/> EXTERNO 22 23 <input type="radio"/> DREN DE LA BASE. 24	IMPULSORES ASEGURADOS INDIVIDUALMENTE: <input type="radio"/> SI <input type="radio"/> NO <input type="radio"/> EN AMBAS DIRECCIONES <b>MONTAJE DE LA CARCASA:</b> <input type="radio"/> EN LÍNEA DE CENTROS <input type="radio"/> EN LÍNEA <input type="radio"/> CERCA DE LÍNEA DE CENTROS <input type="radio"/> BRIDA DE MONTAJE SEPARADA <input type="radio"/> PLACA BASE SEPARADA <input type="radio"/> OTRA: _____ <b>CORTE DE LA CARCASA:</b> <input type="radio"/> RADIAL <input type="radio"/> AXIAL <b>TIPO DE CARCASA:</b> <input type="radio"/> VOLUTA SENCILLA <input type="radio"/> VOLUTA MÚLTIPLE <input type="radio"/> DIFUSOR <input type="radio"/> DISPOSITIVO OH3 REG. PARA IZAJE - CARGA <b>PRESIÓN DE DISEÑO DE LA CARCASA:</b> PRESIÓN MÁXIMA DE TRABAJO PERMISIBLE    _____ kg/cm <sup>2</sup> man @ _____ °C PRESIÓN DE PRUEBA HIDROSTÁTICA    _____ kg/cm <sup>2</sup> man @ _____ °C <b>PRUEBA HIDROSTÁTICA EN BOMBA OH</b> <input type="radio"/> REGIONES DE PRESIÓN DE SUCCIÓN DESIGNADAS PARA MAWP <b>ROTACIÓN: (VISTA DESDE EL EXTR. DEL COUPLE)</b> <input type="radio"/> HORARIO <input type="radio"/> ANTIHORARIO <input type="radio"/> PERNO DE BOMBA OH 3/4 / 5 PARA CIMENTACIÓN/PATÍN: <input type="radio"/> BASE SUMINISTRADA PARA BOMBAS OH3/4 / 5 <b>ROTOR:</b> <input type="radio"/> ÍNDICE DE FLEXIBILIDAD DE LA FLECHA (SFI) _____ <input type="radio"/> COMPONENTE BALANCEADO A G1.0 DE ISO 1940-1 <input type="radio"/> AJUSTE PARA LIMITAR EL MOVIMIENTO DE IMPULSORES			
<b>MATERIAL</b>		<b>COUPLE:</b>		
26 CLASE SEGÚN ANEXO H DE NRF-050-PEMEX-2007 _____ 27 TEMPERATURA MÍNIMA DE DISEÑO DEL METAL _____ °C 28 <input type="radio"/> REDUCCIÓN DE DUREZA DE MATERIALES REQUERIDA 29 CODIGO O NORMA APLICABLE DE DUREZA 30 <input type="radio"/> ISO 15156 <input type="radio"/> MR0103 <input type="radio"/> MR0175 31 32 BARRIL: _____ 33 CARCASA: _____ 34 DIFUSORES: _____ 35 IMPULSOR: _____ 36 ANILLO DE DESGASTE DEL IMPULSOR: _____ 37 ANILLO DE DESGASTE DE LA CARCASA: _____ 38 FLECHA: _____ 39 TAZÓN (SI APLICA) _____ 40	MARCA _____ MODELO _____ DISEÑO DEL COUPLE (KW POR 100 r/min): _____ LONGITUD DEL ESPACIADOR: _____ mm FACTOR DE SERVICIO _____ <input type="radio"/> RÍGIDO <input type="radio"/> FLEXIBLE <input type="radio"/> COUPLE BALANCEADO A G6.3 DE ISO 1940-1 COUPLE EN CUMPLIMIENTO CON: <input type="radio"/> ISO 14691 <input type="radio"/> ISO 10441 <input type="radio"/> GUARDA COUPLE ANTICHISPA REQUERIDO			
<b>COJINETES Y LUBRICACIÓN</b>				
43 COJINETES (TIPO / NÚMERO): 44 RADIAL _____ / _____ 45 EMPUJE _____ / _____ 46 47 LUBRICACIÓN: <input type="radio"/> GRASA <input type="radio"/> HIDRODINÁMICO <input type="radio"/> ANILLO DE ACEITE <input type="radio"/> NIEBLA PURGA <input type="radio"/> NIEBLA PURA 48 SISTEMA DE LUB. PRESURIZADO: <input type="radio"/> ISO 10438-2 <input type="radio"/> ISO 10438-3 <input type="radio"/> ISO 13709 (9.2.6.4) 49 HOJAS DE DATOS ADJUNTAS DE ISO 10438 _____ 50 <input type="radio"/> SISTEMA DE LUBRICACIÓN PRESURIZADO MONTADO EN LA BASE 51 LOCALIZACIÓN DEL SIS. DE LUBRICACIÓN PRESURIZADO MONTADO EN BASE SEPARADA: 52 _____ 53 TUBERÍA DE INTERCONEXIÓN SUMINISTRADA POR: _____ 54 VISCOSIDAD DEL ACEITE GRADO ISO: _____ 55 <input type="radio"/> ACEITERA DE NIVEL CONSTANTE 56	NÚMERO DE BASE (ANEXO D DE NRF-050-PEMEX-2007): _____ <b>CONSTRUCCIÓN DE BASE</b> <input type="radio"/> CUBIERTA SUPERIOR COMPLETA <input type="radio"/> OTRO: _____ <b>DRENADO DE BASE</b> <input type="radio"/> CANAL DE DRENADO DE BASE COMPLETA <input type="radio"/> CHAROLA DE DRENADO DE BASE COMPLETA <b>MONTAJE:</b> <input type="radio"/> GROUTING <input type="radio"/> UNIDO CON PERNOS EN BASE DE ACERO <input type="radio"/> MONTAJE EN 4 PUNTOS <input type="radio"/> MONTAJE EN 3 PUNTOS <input type="radio"/> OTRO: _____ <b>CONSTRUCCIÓN SIN GROUTING:</b> <input type="radio"/> REQUERIDO <input type="radio"/> NO REQUERIDO <b>TORNILLOS DE NIVELACIÓN VERTICAL:</b> <input type="radio"/> REQUERIDO <input type="radio"/> NO REQUERIDO <b>TORNILLOS DE POSICIONAMIENTO LONGITUDINAL DEL ACCIONADOR:</b> <input type="radio"/> REQUERIDO <input type="radio"/> NO REQUERIDO <b>SUMINISTRADOS CON:</b> <input type="radio"/> AGUJEROS DE VENTEO Y GROUTING <input type="radio"/> CONEXIÓN DE DREN <input type="radio"/> APOYOS DE MONTAJE PARA NIVELACIÓN DE PLACA BASE <input type="radio"/> SUMINISTRO DE PLACA ESPACIADORA BAJO LAS PATAS DE TODO EL EQUIPO: OTRO: _____			
57 <b>MONTAJE DEL IMPULSOR:</b> 58 <input type="radio"/> EN CANTLIVER <input type="radio"/> ENTRE RODAMIENTOS 59 <b>TIPO DE IMPULSOR:</b> 60 <input type="radio"/> CERRADO <input type="radio"/> ABIERTO <input type="radio"/> SEMIABIERTO				

		<b>UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO</b> <b>FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN</b> <b>INGENIERIA MECÁNICA ELÉCTRICA</b>		LUIS ALBERTO CAMPOS BARCENAS HOJA No. 3 DE 3			
				HOJAS DE DATOS DE BOMBAS CENTRIFUGAS			
SELECCIÓN DE EQUIPO DE BOMBEO CENTRIFUGO IMPULSADO POR MOTOR ELÉCTRICO PARA MANEJO DE HIDROCARBUROS							
<b>INSTRUMENTACIÓN</b>			<b>TUBERÍA Y ACCESORIOS</b>				
2 <input type="radio"/> HOJA DE DATOS API-670 POR PROVEEDOR 3 <input type="radio"/> SI <input type="radio"/> NO <input type="radio"/> NO APLICA 4 <b>ACCELERÓMETRO:</b> 5 NÚMERO DE ACCELERÓMETROS _____ 6 LOCALIZACIÓN DEL MONTAJE DE LOS ACCELERÓMETROS _____ 7 _____ 8 <input type="radio"/> PREPARACIONES PARA EL MONTAJE SOLAMENTE 9 NÚMERO DE ACCELERÓMETROS _____ 10 LOCALIZACIÓN DEL MONTAJE DE LOS ACCELERÓMETROS _____ 11 _____ 12 <input type="radio"/> SUPERFICIE PLANA REQUERIDA 13 NÚMERO DE ACCELERÓMETROS _____ 14 LOCALIZACIÓN DEL MONTAJE DE LOS ACCELERÓMETROS _____ 15 _____ 16 <b>PROBETAS DE VIBRACIÓN</b> 17 <input type="radio"/> PREPARACIONES PARA PROBETAS DE VIBRACIÓN 18 NÚMERO POR COJINETES RADIALES _____ 19 NÚMERO POR COJINETES AXIALES _____ 20 PREPARACIONES PARA MONTAJE SOLAMENTE _____ 21 MONITORES Y CABLES SUMINISTRADOS POR _____ 22 _____ 23 <b>TEMPERATURA</b> 24 <input type="radio"/> PREPARACIONES PARA PROBETAS DE TEMPERATURA 25 <input type="radio"/> TEMP. COJINETES RADIALES 26 NÚMERO POR COJINETE RADIAL _____ 27 <input type="radio"/> TEMP. COJINETES DE EMPUJE 28 NO. POR COJINETE DE EMPUJE LADO ACTIVO _____ 29 NO. POR COJINETE DE EMPUJE LADO INACTIVO _____ 30 <input type="radio"/> TERMÓMETROS (CON TERMOPOZO) 31 TIPO DE MEDIDOR DE TEMPERATURA _____ 32 _____			CABEZAL DE TUBERÍA PARA CONEXIÓN DE PEMEX <input type="radio"/> VENTEO <input type="radio"/> DREN <input type="radio"/> AGUA DE ENFRIAMIENTO <input type="radio"/> IDENTIFICAR TODOS LOS ORIFICIOS <input type="radio"/> CONEXIONES SOLDADAS EN EL ESTÓPERO <b>PREPARACIÓN DE LA SUPERFICIE Y PINTURA</b> <input type="radio"/> ESPECIFICACIÓN NO.: _____ <b>BOMBA:</b> PREPARACIÓN DE SUPERFICIE DE BOMBA _____ RECUBRIMIENTO PRIMARIO: _____ RECUBRIMIENTO FINAL: _____ <b>BASE COMÚN:</b> PREPARACIÓN DE LA SUPERFICIE DE LA BASE _____ RECUBRIMIENTO PRIMARIO: _____ RECUBRIMIENTO FINAL: _____ OREJAS DE IZAJE _____ <b>EMBALAJE:</b> <input type="radio"/> NACIONAL <input type="radio"/> EXPORTACIÓN <input type="radio"/> SE REQUIERE CONTENEDOR DE EXPORTACIÓN <input type="radio"/> ALMACENAJE A LA INTemperIE POR MÁS DE 6 MESES <b>EMBALAJE DEL ROTOR DE RESPUESTO:</b> ORIENTACIÓN DE ALMACENAMIENTO DEL ROTOR <input type="radio"/> HORIZONTAL <input type="radio"/> VERTICAL <input type="radio"/> EMBALAJE Y ALMACENAMIENTO VERTICAL DEL CONTENEDOR <input type="radio"/> PURGA DE NITRÓGENO <b>PARTES DE RESPUESTO</b> <input type="radio"/> ARRANQUE <input type="radio"/> PARA MANTENIMIENTO NORMAL				
<b>PESOS (kg)</b>							
		No.	BOMBA	ACCIONADOR	CAJA ENGRANES	BASE COMÚN	TOTAL
<b>SELLO MECÁNICO</b>						<b>OTROS REQUERIMIENTOS DE PEMEX</b>	
33 <input type="radio"/> NORMA APLICABLE: _____ 34 CATEGORIA ARREGLO TIPO 35 <input type="radio"/> C1 <input type="radio"/> A1 <input type="radio"/> A 36 <input type="radio"/> C2 <input type="radio"/> A2 <input type="radio"/> B 37 <input type="radio"/> C3 <input type="radio"/> A3 <input type="radio"/> C 38 <input type="radio"/> PLAN DE ENFRIAMIENTO Y LUBRICACION AL SELLO: _____ 39 <input type="radio"/> SE REQUIERE LLENAR LAS HOJAS DE DATOS DE ISO 21049 POR EL PROVEEDOR 40 <input type="radio"/> PREPARACION PARA LIMPIEZA DEL SELLO 41 <input type="radio"/> SE REQUIEREN CHAQUETAS DE CALENTAMIENTO O ENFRIAMIENTO 42 <b>SOPORTE DE LOS AUXILIARES DEL SELLO MECANICO</b> 43 <input type="radio"/> SOPORTE DE LOS AUXILIARES DEL SELLO MONTADO EN LA BASE DE LA BOMBA 44 INTERCONEXIÓN DE TUBERÍA POR: 45 <input type="radio"/> PEMEX <input type="radio"/> PROVEEDOR 46 _____						INCLUIR PARA PRESIÓN MÁXIMA DE DESCARGA <input type="radio"/> MÁXIMA DENSIDAD RELATIVA <input type="radio"/> OPERACIÓN A VELOCIDAD DE DISPARO <input type="radio"/> MÁXIMO DIÁMETRO DE IMPULSORES O No. DE ETAPAS <input type="radio"/> APROBACIÓN DEL DISEÑO DE CONEXIONES <input type="radio"/> ANÁLISIS TORSIONAL/ INFORME <input type="radio"/> INFORMES DE AVANCES <input type="radio"/> PROCEDIMIENTOS PRELIMINARES PARA PRUEBAS OPCIONALES <input type="radio"/> REQUERIMIENTO DE CONSERVAR 20 AÑOS LOS DATOS ADICIONALES <input type="radio"/> ANÁLISIS LATERAL REQUERIDO <input type="radio"/> BALANCE DINÁMICO DEL ROTOR <input type="radio"/> LISTA DE INSTALACIONES EN PROPUESTA <input type="radio"/> SE REQUIERE CÁLCULO DE VIDA DEL COJINETE <input type="radio"/> SE REQUIEREN BRIDAS EN LUGAR DE UNIONES SOLDADAS <input type="radio"/> GRÁFICOS DE ESPECTROS DE VIBRACIÓN INCLUIDOS <b>ACCESORIOS DE SUECCIÓN</b> <input type="radio"/> RECUBIERTAS DE PTFE <input type="radio"/> GALVANIZADAS ASTM 153 <input type="radio"/> PINTADAS <input type="radio"/> ACERO INOXIDABLE <input type="radio"/> NO SE PERMITEN PERNOS RECUBIERTOS DE CADMIUM <input type="radio"/> ENVIAR LOS PROCEDIMIENTOS DE PRUEBA <input type="radio"/> ENVIAR LA LISTA DE VERIFICACIÓN DEL INSPECTOR	
<b>CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO</b>							
47 <input type="radio"/> ENFRIAMIENTO REQUERIDO 48 PLAN DE TUBERÍA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO _____ 49 TUBERÍA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO: 50 <input type="radio"/> TUBERÍA <input type="radio"/> TUBING ACCESORIOS _____ 51 MATERIALES DE LA TUBERÍA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO: 52 <input type="radio"/> ACERO INOXIDABLE <input type="radio"/> ACERO AL CARBONO <input type="radio"/> GALVANIZADO 53 REQUERIMIENTOS DE AGUA DE ENFRIAMIENTO: 54 SOPORTE DE COJINETES _____ m <sup>3</sup> /h 55 INTERCAMBIADOR DE CALOR _____ m <sup>3</sup> /h 56 TOTAL DE AGUA DE ENFRIAMIENTO _____ m <sup>3</sup> /h 57 MEDIO DE CALENTAMIENTO: 58 <input type="radio"/> VAPOR <input type="radio"/> OTRO _____ 59 TUBERÍA DE CALENTAMIENTO: 60 <input type="radio"/> TUBERÍA <input type="radio"/> TUBING							

**ANEXO B. Selección de bridas ANSI.**

Selección de bridas ANSI (límite de carga en psig)							
Clase #	Temperatura (°F)	Material					
		Acero al Carbono	Cr-Mo	SS 304	SS 316	SS304L SS316L	SS 321
300	100	740	750	720	720	600	720
300	200	675	750	600	620	505	610
300	300	655	730	530	560	455	545
300	400	635	705	470	515	415	495
300	500	600	665	435	480	380	460
300	600	550	605	415	450	360	435
300	650	535	590	410	445	350	430
300	700	535	570	405	430	345	420
300	750	505	530	400	425	335	415
300	800	410	510	395	415	330	415
300	850	270	485	390	405	320	410
300	900	170	450	385	395		405
300	950	105	345	375	385		385
300	1000	50	215	325	365		355
600	100	1480	1500	1440	1440	1200	1440
600	200	1350	1500	1200	1240	1015	1220
600	300	1315	1455	1055	1120	910	1090
600	400	1270	1410	940	1030	825	990
600	500	1200	1330	875	955	765	915
600	600	1095	1210	830	905	720	875
600	650	1075	1175	815	890	700	855
600	700	1065	1135	805	865	685	840
600	750	1010	1065	795	845	670	830
600	800	825	1015	790	830	660	825
600	850	535	975	780	810	645	815

<b>600</b>	900	345	900	770	790		810
<b>600</b>	950	205	685	750	775		775
<b>600</b>	1000	105	425	645	725		715
<b>900</b>	100	2220	2250	2160	2160	1800	2160
<b>900</b>	200	2025	2250	1800	1860	1520	1830
<b>900</b>	300	1970	2185	1585	1680	1360	1635
<b>900</b>	400	1900	2115	1410	1540	1240	1485
<b>900</b>	500	1875	1995	1310	1435	1145	1375
<b>900</b>	600	1640	1815	1245	1355	1080	1310
<b>900</b>	650	1610	1765	1225	1330	1050	1280
<b>900</b>	700	1600	1705	1210	1295	1030	1260
<b>900</b>	750	1510	1595	1195	1270	1010	1245
<b>900</b>	800	1235	1525	1180	1245	985	1240
<b>900</b>	850	805	1460	1165	1215	965	1225
<b>900</b>	900	515	1350	1150	1180		1215
<b>900</b>	950	310	1030	1125	1160		1160
<b>900</b>	1000	155	640	965	1090		1070

**ANEXO C. Tabla de selección de materiales de acuerdo al servicio.**

<b>Servicio</b>	<b>Rango de temperatura °C</b>	<b>Clase de material</b>	<b>Notas de referencia</b>
Agua dulce, condensado de agua dulce, agua de torre de enfriamiento.	<100	I-1 o I-2	-
Agua de calentamiento y agua de proceso.	<175	S-5	a
	>175	S-6, C-6	a
Agua de alimentación a calderas, Carcasa dividida axialmente. Carcasa doble (barril)	>95	C-6	-
	>95	S-6	-
Rehervidor	>95	C-6	-
Agua sucia, agua de reflujo, agua de drenes e hidrocarburos conteniendo estos tipos de agua, incluyendo corrientes de flujo.	<175	S-3 o S-6	b
	>175	C-6	-
Propano, butano, gas LP y amoniaco, etileno, servicios de baja temperatura (temperatura mínima del metal)	230	S-1	-
	> -46	S-1 (LCB)	h
	> -73	S-1 (LC2)	h
	> -100	S-1 (LC3)	h, i
	> -196	A-7 o A-8	h, i
Diesel; gasolina; nafta; kerosina, gasóleo; aceite lubricante ligero, medio y pesado; combustóleo; residuo, petróleo crudo; asfalto; residuos de crudo sintético.	<230	S-1	-
	230-370	S-6	b, c
	>370	C-6	b
Hidrocarburos no corrosivos, por ejemplo: reformado catalítico, isomaxato; aceite desulfurado.	230-370	S-4	c
Xileno, tolueno, acetona, benceno, furfural, metil etilcetona, cumeno	<230	S-1	-
Carbonato de sodio	<175	I-1	-
	<100	S-1	d
Cáustica (Hidróxido de sodio), concentraciones < 20 por ciento	>100	-	e
	<95	-	f
Agua de mar	<95	-	f
Agua amarga	<260	D-1	-
Salmueras	Todo	D-1 o D-2	f
Azufre (líquido)	Todo	S-1	-
Lodos FCC	<370	C-6	-
Carbonato de potasio	<175	C-6	-
	<370	A-8	-
MEA, DEA, TEA – Solución madre	<120	S-1	-

DEA, TEA - Soluciones pobres	<120	S-1 o S-8	d, g
MEA - Solución pobre (CO <sub>2</sub> únicamente)	80-150	S-9	d
MEA - Solución pobre (CO <sub>2</sub> y H <sub>2</sub> S)	80-150	S-8	d, g
MEA, DEA, TEA – Soluciones ricas	<80	S-1 o S-8	d
Ácido sulfúrico concentración > 85%.	<38	S-1	b
Ácido sulfúrico concentración de 1% A 85%.	<230	A-8	b
Ácido fluorhídrico en concentraciones superiores a 96%	<38	S-9	b

**Notas de referencia:**

- a) Considerar el contenido de oxígeno y las variaciones de pH del agua al seleccionar el material.
- b) La corrosividad de aguas sucias, hidrocarburos por arriba de 230 °C (450°F), ácidos y lodos ácidos pueden variar ampliamente. Puede obtenerse recomendaciones de materiales para cada servicio. La clase de material indicada en esta tabla satisface muchos de estos servicios, pero debe verificarse. Los materiales de la clase S-8 pueden considerarse para temperaturas de operación por abajo de 95 °C (200 °F).
- c) Si la corrosividad del fluido es baja, los materiales de la clase S-4 se pueden usar para temperaturas de 231 a 370° C (451 a 700°F). Obtener una recomendación de materiales por separado para cada caso.
- d) Todas las soldaduras deben relevarse de esfuerzos.
- e) Puede usarse UNS N08007 o aleación Ni-Cu como material de la bomba.
- f) Para servicios de agua de mar o salmueras PEMEX y el proveedor deben establecer los materiales adecuados para el servicio.
- g) El proveedor debe considerar los efectos de expansión del material entre la carcasa y el rotor y confirmar que es adecuado si las temperaturas de operación son o exceden 95 °C (200 °F).
- h) Las aleaciones fundidas ASTM A 352 Grados LCB, LC2 y LC3 se indican sólo como referencia. Use materiales equivalentes para aleaciones forjadas.
- i) Pueden considerarse materiales aleados con base en aluminio, bronce, bronce al aluminio y níquel para temperaturas tan bajas como -196 °C (-320 °F).

**ANEXO D. Clase de Materiales y sus Abreviaturas.**

Parte	Cumplimiento total de materiales <sup>b</sup>	CLASE DE MATERIALES Y SUS ABREVIATURAS <sup>a</sup>				
		I-1	I-2	S-1	S-3	S-4
		FF <sup>a</sup> FF	FF BR	AC FF	AC Ni-RESIST	AC AC
Carcasa	Si	Hierro fundido	Hierro fundido	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono
Partes de carcasa Interna (tazones, difusores, diafragmas)	No	Hierro fundido	Bronce	Hierro fundido	Ni-Resist	Hierro fundido
Impulsor	Si	Hierro fundido	Bronce	Hierro fundido	Ni-Resist	Acero al carbono
Anillos de desgaste de carcasa <sup>k</sup>	No	Hierro fundido	Bronce	Hierro fundido	Ni-Resist	Hierro fundido
Anillos de desgaste del impulsor <sup>k</sup>	No	Hierro fundido	Bronce	Hierro fundido	Ni-Resist	Hierro fundido
Flecha <sup>d</sup>	Si	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono
Bujes de garganta <sup>k</sup>	No	Hierro fundido	Bronce	Hierro fundido	Ni-Resist	Hierro fundido
Mangas de interetapas <sup>k</sup>	No	Hierro fundido	Bronce	Hierro fundido	Ni-Resist	Hierro fundido
Bujes de interetapas <sup>k</sup>	No	Hierro fundido	Bronce	Hierro fundido	Ni-Resist	Hierro fundido
Tornillos de carcasa y prensaestopa	Si	Acero AISI 4140	Acero AISI 4140	Acero AISI 4140	Acero AISI 4140	Acero AISI 4140
Junta de la carcasa	No	AI AUS arrollamiento en espiral <sup>g</sup>	AI AUS arrollamiento en espiral <sup>g</sup>	AI AUS arrollamiento en espiral <sup>g</sup>	AI AUS arrollamiento en espiral <sup>g</sup>	AI AUS arrollamiento en espiral <sup>g</sup>
Cabezal de descarga/lata de succión	Si	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono
Bujes de flecha: columna/tazón	No	Nitrilo butadieno <sup>h</sup>	Bronce	Polietileno	Nitrilo butadieno <sup>h</sup>	Polietileno
Aseguradores en contacto con el fluido (pernos)	Si	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono

Parte	Cumplimiento total de materiales <sup>b</sup>	CLASE DE MATERIALES Y SUS ABREVIATURAS <sup>a</sup>				
		S-5	S-6	S-8 <sup>l</sup>	S-9 <sup>l</sup>	C-6
		AC AC 12% CR	AC 12% CR	AC AIAUS 316	AC ALEACIÓN Ni-Cu	12% CR 12% CR
Carcasa	Si	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono	12% cromo
Partes de carcasa interna (tazones, difusores, diafragmas)	No	Acero al carbono	12% cromo	AIAUS 316	Aleación Ni-Cu	12% cromo
Impulsor	Si	Acero al carbono	12% cromo	AIAUS 316	Aleación Ni-Cu	12% cromo
Anillos de desgaste de carcasa <sup>k</sup>	No	12% cromo endurecido	12% cromo endurecido	AIAUS 316 <sup>e</sup> , Cara endurecida	Aleación Ni-Cu	12% cromo endurecido
Anillos de desgaste del impulsor <sup>k</sup>	No	12% cromo endurecido	12% cromo endurecido	AIAUS 316 <sup>e</sup> , Cara endurecida	Aleación Ni-Cu	12% cromo endurecido
Flecha <sup>d</sup>	Si	Acero AISI 4140	Acero AISI 4140 <sup>f</sup>	AIAUS 316	Aleación Ni-Cu	12% cromo
Bujes de garganta <sup>k</sup>	No	12% cromo endurecido	12% cromo endurecido	AIAUS 316	Aleación Ni-Cu	12% cromo endurecido
Mangas de interetapas <sup>k</sup>	No	12% cromo endurecido	12% cromo endurecido	AIAUS 316 <sup>e</sup> , Cara endurecida	Aleación Ni-Cu	12% cromo endurecido
Bujes de interetapas <sup>k</sup>	No	12% cromo endurecido	12% cromo endurecido	AIAUS 316 <sup>e</sup> , Cara endurecida	Aleación Ni-Cu	12% cromo endurecido
Tornillos de carcasa y prensaestopa	Si	Acero AISI 4140	Acero AISI 4140	Acero AISI 4140	Aleación Ni-Cu, Endurecido <sup>i</sup>	Acero AISI 4140
Junta de la carcasa	No	AIAUS arrollamiento en espiral <sup>g</sup>	AIAUS arrollamiento en espiral <sup>g</sup>	AIAUS 316 arrollamiento en espiral <sup>g</sup>	Aleación Ni-Cu, arrollamiento en espiral, PTFE relleno <sup>g</sup>	AIAUS arrollamiento en espiral <sup>g</sup>
Cabezal de descarga/lata de succión	Si	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono	Acero al carbono	AIAUS
Bujes de flecha: columna/tazón	No	Polietileno	Polietileno	Polietileno	Polietileno	Polietileno
Aseguradores en contacto con el fluido (pernos)	Si	AIAUS 316 <sup>m</sup>	AIAUS 316 <sup>m</sup>	AIAUS 316	Aleación Ni-Cu	AIAUS 316 <sup>m</sup>

Parte	Cumplimiento total de materiales <sup>b</sup>	CLASE DE MATERIALES Y SUS ABREVIATURAS <sup>a</sup>			
		A-7	A-8	D-1 <sup>j</sup>	D-2 <sup>j</sup>
		AI AUS AI AUS <sup>c, d</sup>	AI AUS 316 AI AUS 316 <sup>d</sup>	DUPLEX DUPLEX	SUPER DUPLEX SUPER DUPLEX
Carcasa	Si	AI AUS	AI AUS 316	Duplex	Super Duplex
Partes de carcasa interna (tazones, difusores, diafragmas)	No	AI AUS	AI AUS 316	Duplex	Super Duplex
Impulsor	Si	AI AUS	AI AUS 316	Duplex	Super Duplex
Anillos de desgaste de carcasa <sup>k</sup>	No	AI AUS <sup>e</sup> , cara endurecida	AI AUS 316 <sup>e</sup> , cara endurecida	Duplex <sup>e</sup> , cara endurecida	Super Duplex <sup>e</sup> , cara endurecida
Anillos de desgaste del impulsor <sup>k</sup>	No	AI AUS <sup>e</sup> , cara endurecida	AI AUS 316 <sup>e</sup> , cara endurecida	Duplex <sup>e</sup> , cara endurecida	Super Duplex <sup>e</sup> , cara endurecida
Flecha <sup>d</sup>	Si	AI AUS	AI AUS 316	Duplex	Super Duplex
Bujes de garganta <sup>k</sup>	No	AI AUS	AI AUS 316	Duplex	Super Duplex
Mangas de interetapas <sup>k</sup>	No	AI AUS <sup>e</sup> , cara endurecida	AI AUS 316 <sup>e</sup> , cara endurecida	Duplex <sup>e</sup> , cara endurecida	Super Duplex <sup>e</sup> , cara endurecida
Bujes de interetapas <sup>k</sup>	No	AI AUS <sup>e</sup> , cara endurecida	AI AUS 316 <sup>e</sup> , cara endurecida	Duplex <sup>e</sup> , cara endurecida	Super Duplex <sup>e</sup> , cara endurecida
Tornillos de carcasa y prensaestopa	Si	ACERO AISI 4140	ACERO AISI 4140	Duplex <sup>i</sup>	Super Duplex <sup>i</sup>
Junta de la carcasa	No	AI AUS, arrollamiento en espiral <sup>g</sup>	AI AUS 316, arrollamiento en espiral <sup>g</sup>	AI Duplex, arrollamiento en espiral <sup>g</sup>	AI Duplex, arrollamiento en espiral <sup>g</sup>
Cabezal de descarga/lata de succión	Si	AI AUS	AI AUS 316	Duplex	Super Duplex
Bujes de flecha: columna/tazón	No	Polietileno	Polietileno	Polietileno	Polietileno
Aseguradores en contacto con el fluido (pernos)	Si	AI AUS 316	AI AUS 316	Duplex	Super Duplex

**Notas:**

a) La abreviatura arriba de la línea diagonal indica el material de la carcasa, la abreviatura debajo de la línea diagonal indica el material de los interiores. Las abreviaturas son como sigue: BR = Bronce; AC = Acero al Carbono; 12% CR = 12 por ciento cromo; AI AUS = Acero Inoxidable austenítico; FF = Hierro Fundido; AI AUS 316 = Acero inoxidable austenítico tipo 316.

- b) Las partes de la bomba sujetas a esfuerzo o presión que son señalados como materiales con “cumplimiento total”, deben cumplir con todos los requisitos de las especificaciones estipuladas. Las partes de la bomba no designadas como “cumplimiento total” deben cumplir solamente con la composición química adecuada y estipulada en las especificaciones.
- c) Los aceros inoxidable austeníticos incluyen los ISO tipos 683-13-10/19 (estándar AISI tipos 302, 303, 304, 316, 321 y 347). PEMEX indicará si requiere algún tipo específico.
- d) Para bombas verticalmente suspendidas donde la flecha esté expuesta al líquido y girando en un buje, el material de la flecha será de 12% cromo, excepto en las clases S-9, A-7, A-8 y D-1. El material de la flecha en bombas con impulsor en voladizo (tipo VS5) será AISI 4140 si el servicio lo permite (ver tabla, anexo B)
- e) A menos que otra cosa se especifique, el proveedor debe determinar la necesidad de tener materiales con cara endurecida e indicarlos en su propuesta. Alternativas a las caras endurecidas pueden incluir apertura de claros (8.1.7.4 NRF-050-PEMEX-2007) o el uso de materiales que no tienden a pegarse o materiales no metálicos, dependiendo de la corrosividad del líquido bombeado.
- f) Para la clase S-6, el material de la flecha para servicios de alimentación a calderas y para líquidos con temperatura mayor a 175 °C (350°F) será de 12% cromo (ver tabla de anexo B).
- g) Si la bomba suministrada es de carcasa dividida axialmente, se acepta la utilización de juntas adecuadas para el servicio.
- h) Los materiales alternativos pueden sustituirse para líquidos con temperaturas mayores a 45 °C (110°F) o para servicios especiales.
- i) A menos que otra cosa se especifique, el acero AISI 4140 puede usarse para birlos de carcasas y prensaestopas que no estén en contacto con el fluido.
- j) Algunas aplicaciones pueden requerir aleaciones de grado superior que los materiales Duplex indicados.
- Materiales grado “Super Duplex” con Resistencia Equivalente a Picarse (PRE) mayores que 40 pueden ser necesarios.
- k) Parte de desgaste del material no metálico pueden proponerse, probando que es compatible con el fluido de proceso.
- l) El proveedor debe considerar los efectos de expansión entre la carcasa y el rotor, y confirmar la conveniencia de operar a temperaturas que excedan a 95 °C (200°F).
- m) Para aplicaciones de grandes diferencias de expansión térmica, se pueden utilizar, de forma alternativa, materiales como aceros martensíticos con 12%.

**ANEXO E. Especificación de materiales para partes de bomba.**

Material	Aplicaciones	Internacional ISO	Identificación Estados Unidos de América (USA)	
			ASTM	UNS <sup>a</sup>
<b>Hierro fundido</b>	Fundiciones sujetas a presión	185/Gr 250	A278/A278M Class 30	F12401
	Funciones para uso general	185/Gr 300	A48/A48M Class 25/30/40	F11701/ F12101
<b>Acero al carbono</b>	Fundiciones sujetas a presión	4991 C23-45 AH	A216/A216M Gr WCB	J03002
	Labrado / Forja	683-18-C25	A266 Class 4	K03506
	Barra a presión	683-18-C25	A696 Gr B40	G10200
	Barra en general	683-18-C45e	A576 Gr 1045	G10450
	Pernos y tornillos (en general)	2604-2-F31	A193/A193M Gr B7	G41400
	Tuercas (en general)	683-1-C45	A194/A194M Gr 2H	K04002
	Placa	9328-4, P 355 TN/ PL 355 TN	A516/A516M Gr 65/70	K02403/ K02700
	Tubería	9329-2 PH26	A106/A106M Gr B	K03006
	Accesorios de tubería	-	A105/A105M	K03504
<b>Acero AISI 4140</b>	Barra	-	A434 Class BB A434 Class BC	G41400 <sup>c</sup>
	Pernos y tornillos	2604-2-F31	A193/A193M Gr B7	G41400
	Tuercas	683-1C45	A194/A194M Gr 2H	K04002
<b>Acero 12% de cromo</b>	Fundiciones sujetas a presión	-	A487/A487M Gr CA6NM	J91540
	Funciones para uso general	-	A743/A743M Gr CA 15	J91150
		-	A743/A743M Gr CA6NM	J91540
	Labrado / Forja; Presión	683-13-3	A182/A182M Gr F6a Cl 1	S41000
			A182/A182M Gr F6 NM	S41500
Labrado / Forja;	683-13-2	A473 Type 410	S41000	

	General			
	Barra a presión	683-13-3	A479/A479M Type 410	S41000
	Barra en general	683-13-3	A276 Type 410	S41400
	Barra; forjas <sup>c</sup>	683-13-4	A276 Type 420 A473 Type 416 A582/A582M Type 416	S42000 S41600 S41600
	Pernos y tornillos <sup>d</sup>	3506-1, C4-70	A193/A193M Gr B6	S41000
	Tuercas <sup>d</sup>	3506-2, C4-70	A194/A194M Gr 6	S41000
	Placa	683-13-3	A240/A240M Type 410	S41000
<b>Acero inoxidable austenítico</b>	Fundiciones sujetas a presión	683-13-10	A351/A351M Gr CF3	J92500
		683-13-19	A351/A351M Gr CF3M	J92800
	Fundiciones para uso general	-	A743/A743M Gr CF3	J92500
		-	A743/A743M Gr CF3M	J92800
	Labrado / Forja	9327-5, XCrNi18-10	A182/A182M Gr F 304L	S30403
		9327-5, XCrNiMo 17-12	A182/A182M Gr F 316L	S31603
	Barra <sup>e</sup>	9327-5 X2CrNi18-10	A479/A479M Type 304L A479/A479M Type 316L A276 grade 316L	S30403 S31603
			A479/A479M Type XM19	S20910
		9327-5 X2CrNiMo 17-12		
	Placa	9328-5 X2CrNiMo 17-12-2	A240/A240M Gr 304L/316L	S30403 S31603
	Tubería	683-13-10 683-13-19	A312/A312M Type 304L 316L	S30403 S31603

	Accesorios para tuberías	9327-5, X2CrNi18-10 9327-5, X2CrNiMo 17-12	A182/A182M Gr F304L, Gr 316L	S30403 S31603
	Pernos y tornillos	3506-1, A4-70	A193/A193M Gr B 8 M	S31600
	Tuercas	3506-2, A4-70	A194/A194M Gr B 8 M	S31600
<b>Acero inoxidable Duplex</b>	Fundiciones sujetas a presión	-	A890/A890M Gr 1 B A995/A995M Gr 1 B	J93372
		-	A890/A890M Gr 3 A A995/A995M Gr 3 A	J93371 J93371
		-	A890/A890M Gr 4 A A995/A995M Gr 4 A	J92205 J92205
	Labrado / Forja	9327-5, X2CrNiMoN 22-5-3	A182/A182M Gr F 51	S31803
		-	A479/A479M	S32550
	Barra	9327-5, X2CrNiMoN22- 5-3	A276-S31803	S31803
	Placa	-	A240/A240M- S31803	S31803
	Tubería	-	A790/A790M- S31803	S31803
	Accesorios para tuberías	9327-5, X2CrNi- MoN22-5-3	A182/A182M Gr F 51	S31803
	Pernos y tornillos	-	A276-S31803	S31803
Tuercas	-	A276-S31803	S31803	
<b>Acero inoxidable Super Duplex<sup>f</sup></b>	Fundiciones sujetas a presión	-	A890/A890M Gr 5A	J93404
		-	A890/A890M Gr 6A	J93380
	Labrado / Forja	-	A182/A182M	S32750

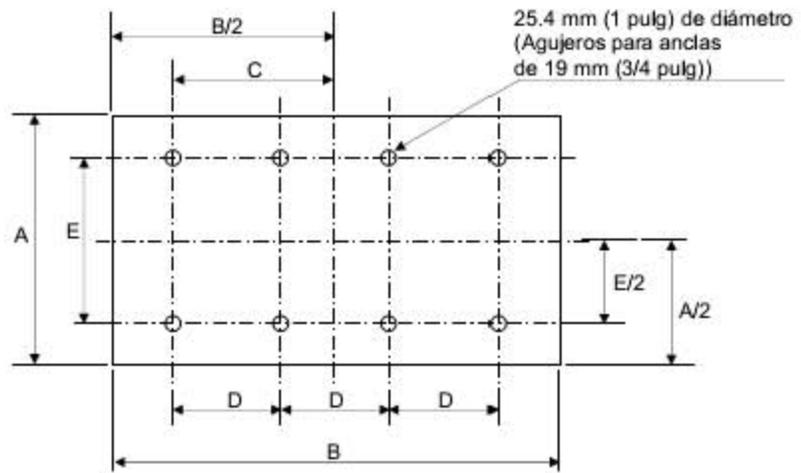
			Gr 55	S32760
	Barra	-	A276-S32760 A479/A479M- S32760	S32750 S32760
	Placa	-	A240/A240M- S32760	S32750 S32760
	Tubería	-	A790/A790M- S32760	S32750 S32760
	Accesorios para tubería	-	A182/A182M Gr F55	S32750 S32760
	Pernos y tornillos	-	A276-S32760	S32750 S32760
	Tuercas	-	A276-S32760	S32750 S32760

Notas

- a) UNS (Sistema de Numeración Unificado) designación solo para composición química.
- b) Donde el número europeo (EN por sus siglas en inglés) no exista, los estándares nacionales europeos son valederos, por ejemplo, AFNOR, BS, DIN, entre otros.
- c) No usar para flechas en la condición de dureza superior a 302 Rc.
- d) Solo para casos especiales, use normalmente AISI 4140.
- e) Para flechas, los grados estándar del 304 y 316 pueden sustituirse en lugar del acero al carbono (L) de bajo grado.
- f) Acero inoxidable clasificado como Súper Duplex con Resistencia Equivalente a Picarse (PRE) mayor o igual a 40.

**ANEXO F. Dimensiones de bases estándar.**

Numero de Base	Número de agujeros por lado	Dimensiones (mm)					
		A	B	C	D	E	F
<b>0.5</b>	3	760	1230	465	465	685	140
<b>1</b>	3	760	1535	615	615	685	140
<b>1.5</b>	3	760	1840	770	770	685	140
<b>2</b>	4	760	2145	920	615	685	140
<b>2.5</b>	3	915	1535	615	615	840	140
<b>3</b>	3	915	1840	770	770	840	140
<b>3.5</b>	4	915	2145	920	615	840	140
<b>4</b>	4	915	2450	1075	715	840	140
<b>5</b>	3	1065	1840	770	770	990	165
<b>5.5</b>	4	1065	2145	920	615	990	165
<b>6</b>	4	1065	2450	1075	715	990	165
<b>6.5</b>	5	1065	2755	1225	615	990	165
<b>7</b>	4	1245	2145	920	615	1170	165
<b>7.5</b>	4	1245	2450	1075	715	1170	165
<b>8</b>	5	1245	2755	1225	615	1170	165
<b>9</b>	4	1395	2145	920	615	1320	165
<b>9.5</b>	4	1395	2450	1075	715	1320	165
<b>10</b>	5	1395	2775	1225	615	1320	165
<b>11</b>	4	1550	2145	920	615	1475	165
<b>11.5</b>	4	1550	2450	1075	715	1475	165
<b>12</b>	5	1550	2755	1225	615	1475	165



a Para pernos de anclaje de 20 mm (3/4 pulg)