



# UNIVERSIDAD VERACRUZANA

INSTITUTO DE INGENIERIA

*“Manual de Selección de Bombas  
para la Industria Química”*

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA HIDRÁULICA

PRESENTA:

*Raymundo Reyes Salazar*

H. VERACRUZ, VER.

OCTUBRE 1999



**UNIVERSIDAD VERACRUZANA  
INSTITUTO DE INGENIERIA**

H. Veracruz, Ver., a 16 de Junio de 1999  
DI407/99

Al candidato al Grado:  
ING. RAYMUNDO REYES SALAZAR  
PRESENTE:

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a Usted a continuación el tema que aprobado por esta Dirección propuso el M.C. Manuel Salado Carbajal, para que lo desarrolle como tesis, para obtener el Grado de Maestro en Ingeniería Hidráulica:

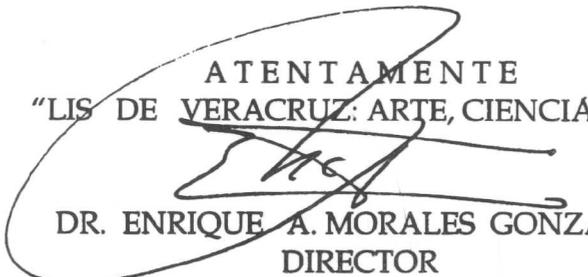
TEMA:

"MANUAL DE SELECCION DE BOMBAS PARA LA INDUSTRIA  
QUIMICA"

- Introducción  
I.- Clasificación de las Bombas  
II.- Características de los sistemas de Bombeo  
III.- Selección de Bombas  
IV.- Pruebas de Bombas  
Conclusiones  
Bibliografía

Sin otro particular, me es grato quedar de Usted como su atento y seguro servidor.

ATENTAMENTE  
"LIS DE VERACRUZ: ARTE, CIENCIA, LUZ"

  
DR. ENRIQUE A. MORALES GONZALEZ  
DIRECTOR

EMG/apm\*.

## DEDICO ESTE TRABAJO:

Especialmente al Gran Arquitecto del Universo,  
Por permitirme vivir este momento.

A mi amorcito precioso: Blanquita, con cariño y amor  
Por que con su apoyo incondicional, esta meta  
se hizo realidad.

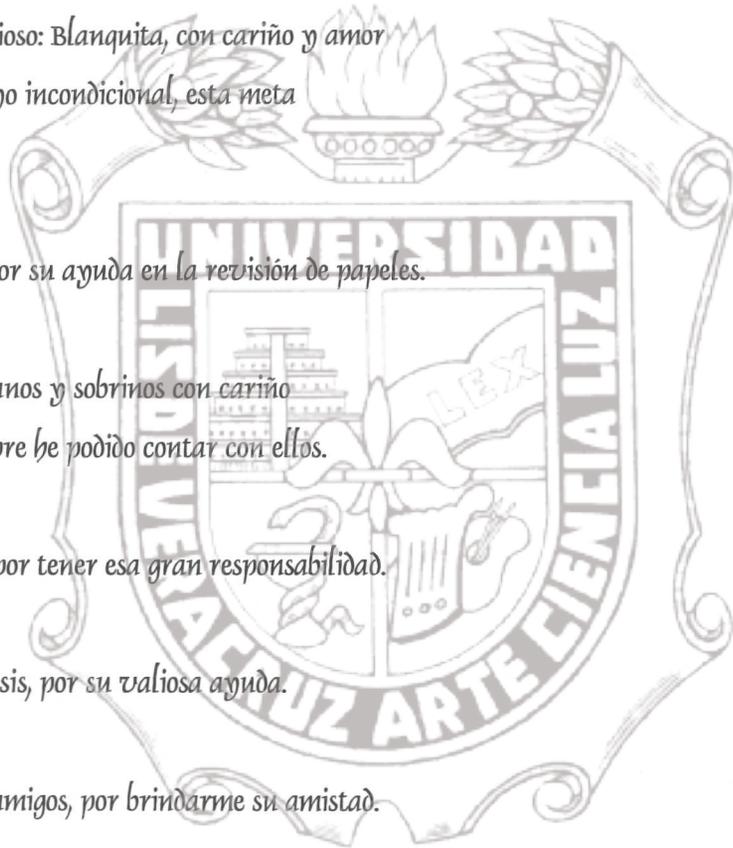
A Richi con amor por su ayuda en la revisión de papeles.

A mis papás, hermanos y sobrinos con cariño  
Por saber que siempre he podido contar con ellos.

A los catedráticos, por tener esa gran responsabilidad.

A mi director de Tesis, por su valiosa ayuda.

A mis parientes y amigos, por brindarme su amistad.



*Agradezco a mi Honorable Jurado*



## CONTENIDO

	Página
INTRODUCCION	2
1. CLASIFICACION DE LAS BOMBAS	6
1.1. Definición de Bomba.	6
1.2. Clasificación de las Bombas	7
1.2.1. Principio de Adición de Energía	8
1.2.2. Forma de Realizar el Suministro de Energía	9
1.2.3. Geometría Usada	10
1.2.4. Bombas Centrifugas	10
1.2.5. Bombas de Desplazamiento positivo	15
1.3. Construcción de las Bombas	17
1.3.1. Carcazas y Difusores	19
1.3.2. Impulsores	22
1.3.3. Anillos de Desgaste	24
1.3.4. Ejes y Camisas para las Flechas	26
1.3.5. Cajas para el Estopero	27
1.3.6. Sellos Mecánicos	29
1.3.7. Cojinetes	31
1.3.8. Acoplamientos	32
1.3.9. Placas Base	32
1.3.10. Bombas no Metálicas	33
2. CARACTERISTICAS DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO	36
2.1. Capacidad de la Bomba	36
2.2. Carga Total de la Bomba	36
2.2.1. Carga Estática	38
2.2.2. Carga de Fricción	39
2.2.3. Carga de Presión	46
2.2.4. Carga de Velocidad	46
2.3. Curva de Comportamiento	47

	Página
2.4. Potencia y Eficiencia	50
2.5. Cavitación y NPSH	52
2.6. Velocidad Específica	59
2.7. Leyes de Afinidad	60
2.8. Curvas de Carga del Sistema	62
2.9. Operación en Serie y en Paralelo	65
2.10. Ejemplos de Cálculo	67
<b>3. SELECCIÓN DE BOMBAS</b>	<b>74</b>
3.1. Flujograma de Selección	74
3.2. Programa de Cálculo	75
3.2.1 Definiciones	75
3.2.2 Diagrama de Flujo	77
3.2.3 Codificación del Programa	81
3.3. Bombas Sobredimensionadas	86
3.4. Selección de la Velocidad	86
3.5. Selección de la Bomba más Eficiente	87
3.5.1. Ejemplos	88
3.6. Sistemas de Bombeo de Velocidad Variable	90
3.7. Especificación de la Bomba	91
3.7.1. Tipo de Fluido	91
3.7.2. Curvas de Carga del Sistema	96
3.7.3. Formas Alternas de Operación	96
3.7.4. Limitaciones	96
3.7.5. Desgaste	97
3.7.6. Cambios Futuros en el Sistema	98
3.7.7. Tipos de Especificaciones	98
3.7.8. Alternativas	99
3.7.9. Documentos de Oferta	102
3.7.10. Especificaciones Técnicas	102
3.7.11. Términos Comerciales	104
3.7.12. Consideraciones Especiales	105

	Página
3.8. Códigos, Normas y Estándares	108
3.8.1. ANSI	110
3.8.2. API	111
3.8.3. ISO	112
3.8.4. NOM	113
3.9. Metodología de Análisis de las Diferentes Ofertas	120
3.9.1. Ofertas y Negociaciones	120
3.9.2. Evaluación de Ofertas	122
4. PRUEBAS DE BOMBAS	135
4.1. Clasificación y Propósito	135
4.2. Definiciones, Símbolos y Unidades	136
4.3. Exactitud y Tolerancias	140
4.4. Requisitos para las Pruebas	141
4.5. Procedimientos para las Pruebas	144
4.6. Mediciones para las pruebas	149
4.7. Registros	157
CONCLUSIONES	160
BIBLIOGRAFIA	162



## LISTA DE TABLAS Y FIGURAS

Figura		Pág.
1.1	Una bomba centrífuga usa algunas transformaciones de energía para incrementar la presión de un líquido	6
1.2	Clasificación de las Bombas (Hydraulic Institute Standars, 14ª Edición)	8
1.3	Bomba de Pistón Reciprocante (Milton Roy, Flow Control Div., Ivyland, PA)	9
1.4	Bomba común de voluta, de un solo paso, con succión en el extremo. (Worthington pump, Inc.)	10
1.5	Niveles de Presión y Velocidad variando conforme el fluido circula a través de su patrón y de flujo en la bomba centrífuga.	12
1.6	Relación típica, carga-capacidad para bombas centrífugas y de desplazamiento positivo.	13
1.7	Carcaza con difusor minimiza las cargas radiales en una bomba centrífuga.	14
1.8	Cargas típicas radiales producidas por carcazas de volutas sencillas, dobles y con difusor.	14
1.9	Carcazas de voluta doble son usadas en bombas centrífugas grandes para reducir las cargas radiales.	14
1.10	Carga vs Flujo para bombas centrífugas, rotatorias y reciprocantes.	16
1.11	Bomba Horizontal de voluta, de un solo paso, de doble succión.	19
1.12	A la capacidad de diseño existen presiones (P1 a P6) uniformes en la carcaza, siendo la reacción resultante radial F igual a cero.	20
1.13	A capacidades reducidas no existen las presiones (P1 a P6) uniformes en una carcaza de voluta simple, originandose una reacción radial F.	20
1.14	Cambio Normal de la reacción radial F en una bomba de voluta simple.	20
1.15	Diseño de doble voluta para neutralizar fuera de reacción radiales.	21
1.16	Posiciones posibles de las boquillas de descarga para un diseño específico de una bomba de eje horizontal	21
1.17	Arreglo de una bomba de voluta de pasos múltiples para el equilibrio del empuje radial.	22
1.18	Variación en los perfiles del impulsor con las velocidades específicas y rango aproximado de la velocidad específica para los diversos tipos.	23
1.19	Partes de un impulsor de doble succión	23
1.20	Junta de fuga plana, simple, sin anillos	24
1.21	Construcción del anillo en la carcaza, simple, plano.	24
1.22	Construcción del doble anillo plano.	25
1.23	Claros en los anillos de desgaste para bombas de un solo paso con materiales no abrasivos.	25
1.24	Caja convencional del estopero con anillo en el fondo.	27
1.25	Sello de ensamble interno.	30
1.26	Sello de ensamble externo.	30
1.27	Los tres puntos de sellado en un sello mecánico	30
1.28	Sello mecánico doble	30
2.1	Elevación estática de succión, carga estática de descarga, y carga estática total.	38
2.2	Coeficientes de resistencia (K) para válvulas y accesorios	44

Figura		
2.3	Cobertura Carga-capacidad para una bomba centrífuga de velocidad constante.	49
2.4	Familia de curvas de comportamiento de una bomba centrífuga.	52
2.5	Fenómeno de cavitación.	53
2.6	Efecto de la cavitación en el comportamiento de una bomba centrífuga.	53
2.7	Presión de vapor de varios fluidos en función de la temperatura	55
2.8	Variación del NPSHd y NPSHr, con el flujo a través del sistema.	58
2.9	Construcción de la curva de carga total del sistema.	54
2.10	Construcción de una curva total del sistema para determinar el flujo por gravedad y el flujo por la bomba centrífuga.	64
2.11	Curvas de carga – capacidad de bombas operando en paralelo.	65
2.12	Curvas de carga – capacidad de bombas operando en serie.	66
2.13	Sistema para ilustrar el problema del ejemplo.	67
2.14	Familia típica de cobertura de curvas de comportamiento para bombas centrífugas de succión al extremo, mostrando 1900 y 3600 rpm.	71
3.1	Eficiencia de bombeo como función de la velocidad específica y de la capacidad.	87
3.2	Curvas H-Q eficiencia de bombeo para dos velocidades, y curva del sistema antes y después de la regulación.	90
3.3	Hoja de datos para bomba centrífuga	100
3.4	Hoja de datos para bomba rotatoria.	101
3.5	Requisitos de dibujos y datos	109
3.6	Bomba ANSI	110
3.7	API 610 cubre un número de configuraciones de bombas, incluyendo el diseño de succión al extremo mostrado.	112
3.8	Evaluación de oferta para bomba de condensado (hoja 1 de 4)	130
3.9	Evaluación de oferta para bomba de condensación (hoja 2 de 4)	131
3.10	Evaluación de oferta para bomba de condensación (hoja 3 de 4)	132
3.11	Evaluación de oferta para bomba de condensación (hoja 4 de 4)	133
4.1	Sin Título	137
4.2	Sin Título	138
4.3	Sin Título	138
4.4	Límites de exactitud de medidores para pruebas de bombas en campo	140
4.5	Sin Título	143
4.6	Funciones de sigma ( $\sigma$ ) a capacidad y velocidad constantes y presión de succión variable.	143
4.7	Pruebas de laboratorio y de campo	148
4.8	Sin Título	154
4.9	Trazado de comportamiento de la bomba.	158

Tabla		Pág.
1.1	Datos clave de aplicación – Bombas de desplazamiento positivo	16
1.2	Máximas aplicaciones para componentes de bombas plásticas.	34
2.1	Fricción de Tubería: Agua/Tubo de acero cédula 40	39
2.2	Velocidades de Motores Eléctricos C.A.-60 HZ	48
2.3	Propiedades del agua a varias temperaturas.	74
3.1	Viscosidad de líquidos comunes	92





# INTRODUCCION

## INTRODUCCIÓN

Este trabajo es una investigación práctica de las características y aplicaciones de las bombas dentro de la industria química, con un enfoque principal sobre las bombas centrífugas. Las bombas son de las máquinas más antiguas que aún están en uso, después de los motores eléctricos, son probablemente las máquinas más ampliamente usadas hoy en día en las actividades industriales y comerciales.

El propósito de este trabajo es proporcionar a los ingenieros y técnicos un entendimiento general de las bombas, y proveer las herramientas que les permitan seleccionar y dimensionar adecuadamente las bombas. Pretende dar información práctica sobre bombas y sistemas para lectores con algún nivel de experiencia en ellas.

Este trabajo empieza con los conceptos básicos de bombas y de los sistemas hidráulicos, y va gradualmente tratando conceptos más complejos. Cualquiera que consulte este material debe contar con experiencia o educación sobre bombas para ser capaz de obtener un mejor entendimiento de las características y aplicaciones de las bombas.

Un tema que se trata en este trabajo es que todos los aspectos de las bombas –desde el diseño del sistema, hasta la selección de la bomba, el diseño de la tubería, la instalación y la operación- están interrelacionados.

Adicionalmente provee información, en el actual estado del arte de la tecnología, variada en el campo de las bombas. Introduciendo conceptos tales como sistemas de bombeo de velocidad variable, bombas no metálicas, además de un programa de computadora para diseñar el sistema y seleccionar el equipo de bombeo.

Las fórmulas utilizadas en este trabajo están establecidas generalmente en Unidades del Sistema Inglés, ya que es el sistema más ampliamente usado aún en la actualidad, pero los términos más comunes mencionados en este trabajo son establecidos en el Sistema Inglés así como en el Sistema Internacional Métrico.

El contenido del trabajo está dividido en cuatro capítulos que van desde los elementos constructivos de las bombas, las características de los sistemas de bombeo, hasta la selección de las bombas centrífugas con sus normas aplicables y se finaliza con las pruebas necesarias para las bombas.

El tema a tratar en esta tesis es básicamente el reunir los mejores métodos y los datos disponibles y necesarios desde el punto de vista analítico para redactarlos en forma especial de tal manera que los equipos de bombeo que se continúen seleccionando se lleguen a pagar por sí solos en cualquier planta química industrial, además de contribuir en forma positiva con la conservación de nuestros recursos naturales. Cabe recordar que si existe la posibilidad de cometer errores, es preferible que estos sean sobre el papel.

**Antecedentes.** Todos los equipos de bombeo que actualmente operan en la industria química en su momento fueron seleccionados ya bien por diferentes firmas de ingeniería tales como el Bufete Industrial I.C.A. industrial, etc., o bien unos cuantos por los ingenieros de proceso de los departamentos técnicos.

En ambos casos esta selección fue basada en distintos procedimientos (en la mejor de las opciones), diversos escritos o algunos cuantos libros así como la experiencia del seleccionador; pero lo que influyó fuertemente fueron las recomendaciones de los fabricantes de las bombas para que las bombas de su marca fueran las que se adquirieran.

Todo esto crea un marco de referencia que pretende establecer el origen de la uniformización de criterios de selección de equipos de bombeo.

**Planteamiento del Problema.** El problema fundamental es satisfacer la necesidad existente. Esta necesidad se refiere a la carencia de un procedimiento a nivel de la compañía que establezca los pasos a seguir para la selección del equipo de bombeo para la industria química.

El planteamiento de este problema nos lleva a la formulación de diversas hipótesis para el cómo elaborar un procedimiento o método que nos sirva de base estándar para la selección de las bombas.

Una de las posibles soluciones sería la de asignar en forma metódica este trabajo a alguna firma de ingeniería previamente calificada como proveedor confiable para los sistemas de calidad.

Otra de las soluciones viables es la que pretendo obtener como resultado de este trabajo de tesis: elaborar un manual en forma de procedimiento (o método) como base para la selección de los equipos de bombeo para la industria química.

**Justificación.** Esta propuesta de tema de tesis nace después de haber identificado la necesidad de contar con un criterio uniforme, para la selección de los equipos de bombeo en la industria química donde actualmente laboro, dentro de nuestro sistema de calidad.

Justifico la elaboración de un manual en forma de método o procedimiento ya que en estos tiempos de fuertes recesiones económicas no es viable el tener que erogar un gasto para alguna firma de ingeniería si la compañía cuenta con el personal técnico calificado para que efectúe estas selecciones sistemáticamente contando con una guía que les permita a todos llegar a un mismo resultado en la selección de cierto equipo de bombeo, invariablemente cuidando el aspecto energético y ambiental.

**Objetivo.** El objetivo principal es el elaborar una guía completa para la selección del equipo de bombeo adecuado a la aplicación en la industria química, además de cumplir con nuestros requisitos de calidad contribuyendo en forma simultánea con el ahorro económico que esto implica.

**Hipótesis.** Se considera factible la selección óptima de los equipos de bombeo para la industria química siempre y cuando se sigan al menos los pasos enlistados a continuación dentro de un procedimiento que los incluya:

- (1) Determinación de las características del sistema de bombeo.
- (2) Clasificación de la bomba adecuada a la aplicación.
- (3) Especificación de la bomba seleccionada.
- (4) Evaluación técnica y comercial de las propuestas.

**Metodología.** La información resultante de la investigación quedará plasmada en la tesis usando una redacción clara y científica revisada por el asesor.

Los cálculos matemáticos necesarios serán revisados por el asesor y serán desarrollados en programas de computadoras.

Para la elaboración de este manual nos basaremos en los equipos que operan actualmente en forma idónea para el proceso consultando la bibliografía correspondiente y revisando el proceso mediante el cual fueron seleccionados.

Finalmente como método de solución al problema, se concluirá con la elaboración del manual de selección de bombas en la industria química en forma de tesis.



## CAPITULO 1

## CLASIFICACION DE LAS BOMBAS

## 1.1. DEFINICION DE BOMBA

Una bomba es una máquina usada para mover líquido a través de un sistema de tuberías, y para incrementar la presión del líquido. Una bomba puede ser definida además como una máquina la cual usa algunas transformaciones de energía con objeto de incrementar la presión de un líquido. La bomba centrífuga mostrada en la Figura 1.1 ilustra esta definición. La energía de entrada a la bomba es típicamente la energía del combustible fuente usada para impulsar el accionador. La más común, es la electricidad usada para mover un motor eléctrico. Formas alternas de energía utilizadas para impulsar accionadores incluyen vapor de alta presión usado para mover una turbina de vapor, diesel usado para mover un motor diesel, fluido hidráulico de alta presión usado para mover un motor hidráulico, y aire comprimido usado para mover un motor neumático. Sin tener en cuenta el tipo de accionador para una bomba centrífuga, la energía de entrada es convertida en el accionador en energía mecánica rotativa, consistiendo en un eje de salida del accionador, operando a cierta velocidad, y transmitiendo un cierto par torsional, o potencia.

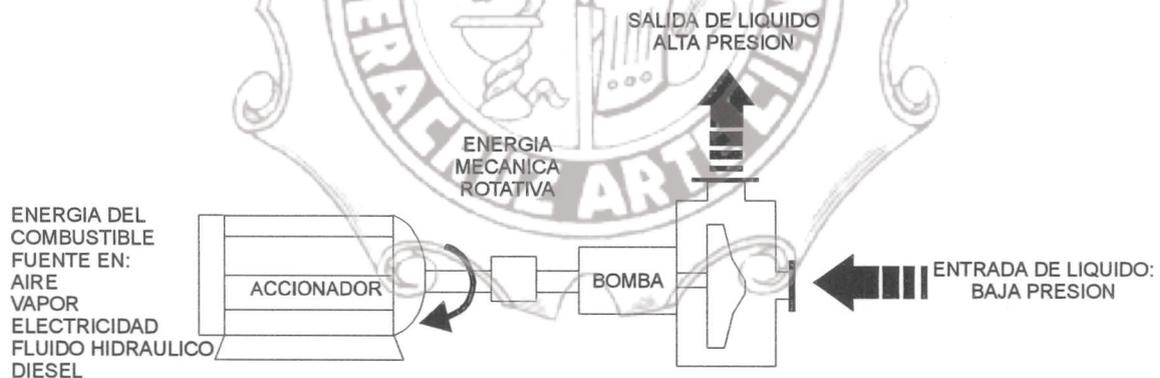


Figura 1.1 Una bomba centrífuga usa algunas transformaciones de energía para incrementar la presión de un líquido

Las transformaciones de energía remanente toman lugar dentro de la bomba misma. El eje rotativo de la bomba tiene unido el impulsor de la bomba.

El impulsor rotativo origina que el líquido que ha entrado a la bomba incremente su velocidad. Esta es la segunda transformación de energía en la bomba, donde la energía de entrada es utilizada para subir la energía cinética del líquido. La energía cinética es una función de masa y velocidad. Elevando la velocidad del líquido se incrementa su energía cinética.

Después de que el líquido sale del impulsor, pero antes de que salga de la bomba, la transformación final de energía ocurre en un proceso de difusión. Una expansión del área de flujo causa que la velocidad del líquido disminuya a un valor menor que cuando sale del impulsor pero aun mayor que cuando entró en la bomba. Esta difusión transforma algo de la energía de velocidad en energía de presión.

Existen actualmente tres diferentes razones para incrementar la presión de un líquido con una bomba. Estas son:

## *Elevación Estática*

La presión de líquido debe ser incrementada para subir el líquido hasta una elevación más alta. Esto puede ser necesario, por ejemplo, para mover líquido desde la planta baja de un edificio hasta el piso mas alto, o para bombear líquido arriba de una colina.

## *Fricción*

Es necesario incrementar la presión de un líquido en orden y moverlo a través de un sistema de tuberías, y vencer las pérdidas friccionales. El líquido moviéndose a través de un sistema de tuberías, válvulas y accesorios experimenta pérdidas por cortante en toda su trayectoria. Estas pérdidas varían con la geometría y el material de la tubería, las válvulas, y los accesorios, con la viscosidad y densidad del líquido y con el rango del flujo.

## *Presión*

En algunos sistemas es necesario incrementar la presión del líquido por razones del proceso. Además de mover el líquido sobre cambios en la elevación y a través de sistemas de tuberías, la presión de un líquido debe ser a menudo incrementada en orden de introducir el líquido dentro de un recipiente presurizado, tal como una caldera o torre fraccionadora, o dentro de una tubería presurizada. O puede ser necesario vencer un vacío en el depósito de succión.

## 1.2. CLASIFICACION DE LAS BOMBAS

Existen variados medios para clasificar bombas: de acuerdo a su función, a sus condiciones de servicio, a sus materiales de construcción, etc. El Instituto Americano de Hidráulica adopta la clasificación de las bombas de acuerdo como se muestra en la Figura 1.2.

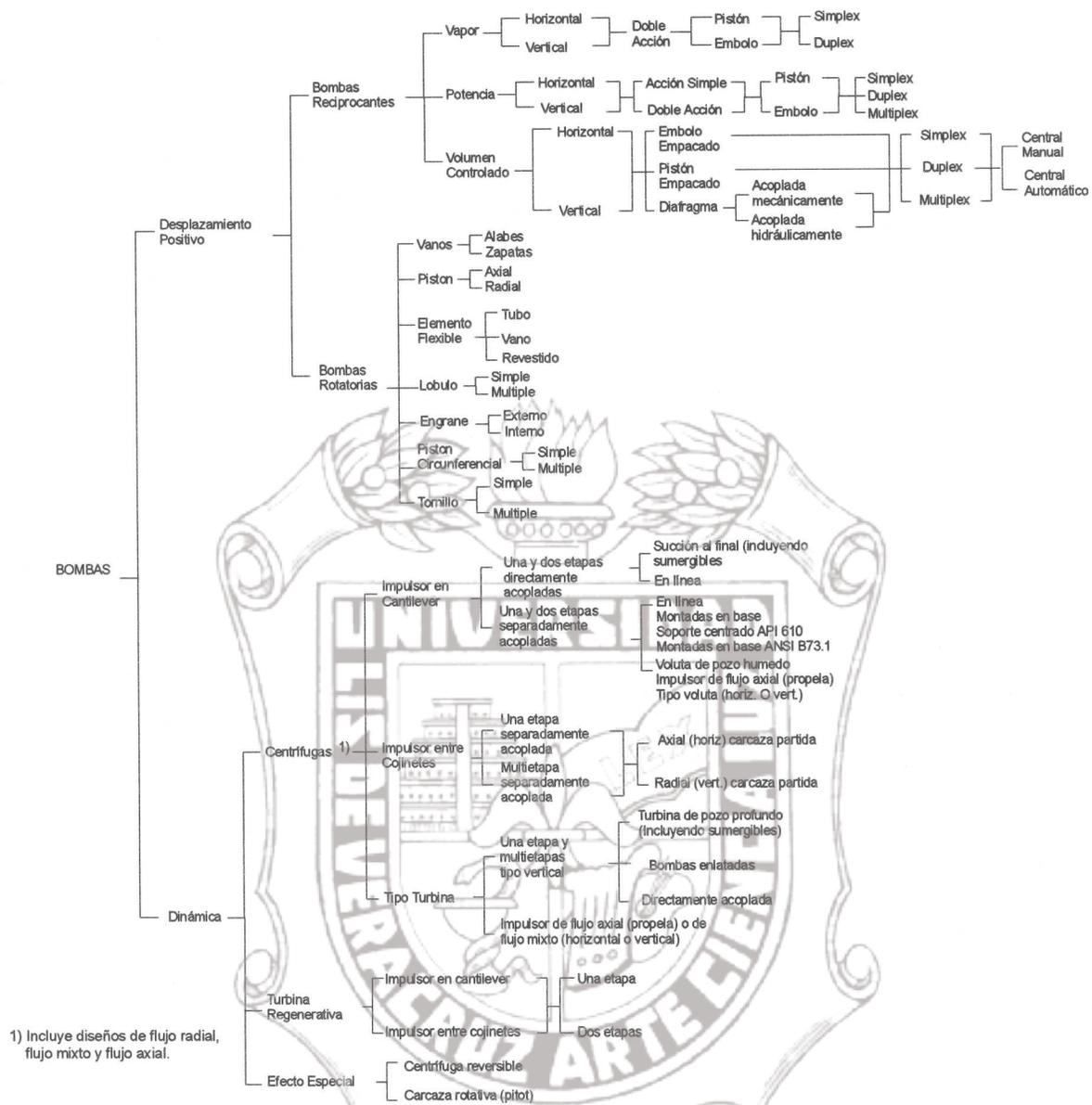


Figura 1.2 Clasificación de las Bombas (Hydraulic Institute Standards, 14ª edición)

### 1.2.1. Principio de Adición de Energía

La primera clasificación es de acuerdo con el principio mediante el cual la energía es suministrada al líquido. Hay dos grandes clases de bombas definidas a continuación.

#### Dinámica

En una bomba dinámica, la energía es continuamente adicionada al líquido para incrementar su velocidad. Cuando la velocidad del líquido es reducida subsecuentemente, esto produce un incremento de presión.

Aunque existen algunos tipos especiales de bombas que caen dentro de esta clasificación, para la mayoría esta clasificación está hecha para las bombas centrífugas.

## *Desplazamiento Positivo*

En una bomba de desplazamiento positivo, la energía es periódicamente adicionada al líquido mediante la aplicación directa de una fuerza a uno o más volúmenes movibles de líquido. Esto origina un incremento en la presión arriba del valor requerido para mover el líquido a través de los puertos en la línea de descarga. Los puntos más importantes aquí son que el suministro de la energía es periódico (no continuo) y que es una aplicación directa de una fuerza al líquido. Esto es más fácilmente visualizado mediante el ejemplo de una bomba de pistón recíprocante (Figura 1.3). Cuando el pistón se mueve hacia adelante en el cilindro, emplea una fuerza directamente sobre el líquido, la cual causa un incremento en la presión del líquido.



Figura 1.3 *Bomba de Pistón Recíprocante* (Milton Roy, Flow Control Div., Ivyland, PA)

### 1.2.2 Forma de Realizar el Suministro de Energía

El segundo nivel de clasificación de las bombas tiene que hacerse con el medio por el cual el suministro de energía es implementado. En la categoría dinámica, el arreglo más común es la bomba centrífuga. Otros arreglos incluidos son la turbina regenerativa (también llamadas bombas periféricas), y las bombas especiales tales como las bombas jet las cuales emplean un eyector para brindarle la salida al líquido.

En la categoría de desplazamiento positivo, las dos más comunes subcategorías son las bombas reciprocantes y rotatorias.

## 1.2.3 Geometría usada

Los niveles siguientes de la clasificación de las bombas mostradas en la Figura 1.2 tratan con la geometría específica usada. Con las bombas centrífugas, las variaciones de la geometría son en base a la forma de soportar el impulsor (impulsor en cantilever versus impulsor entre cojinetes), orientación del rotor, el número de impulsores o etapas, como está acoplada la bomba al motor, el sistema de cojinetes de la bomba, como es la configuración de la carcasa de la bomba, y los arreglos de montaje o instalación de la bomba.

Con las bombas de desplazamiento positivo, existen muchos tipos diferentes de bombas rotatorias y reciprocantes, cada una con una geometría única.

## 1.2.4 Bombas Centrífugas

Basado en detalles no esenciales, una bomba centrífuga (Figura 1.4) consiste de un impulsor montado y rotando con el eje, y una carcasa la cual encierra el impulsor. En una bomba centrífuga, el líquido es forzado dentro del lado de la succión de la carcasa de la bomba a presión atmosférica o alguna presión aguas arriba. Cuando el impulsor gira, el líquido se mueve hacia la descarga de la bomba. Esto crea un vacío o un área de presión reducida en la entrada de la carcasa de la bomba, la cual es más alta que esta presión reducida en la entrada del impulsor, fuerza líquido adicional dentro del impulsor para llenar el vacío.

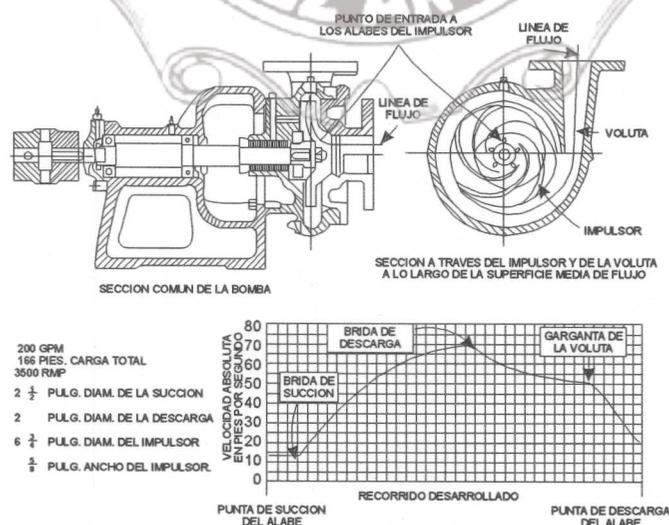


Figura 1.4 Bomba común de voluta, de un solo paso, con succión en el extremo. (Worthington pump, Inc.)

Si la tubería de entrada a la bomba contiene un gas no condensable tal como el aire, entonces la reducción de presión en la entrada del impulsor simplemente origina que el gas se expanda, y la presión de succión no force al líquido dentro de la entrada del impulsor. Consecuentemente, ninguna acción de bombeo ocurre a menos que primero se elimine este gas no condensable, mediante un proceso conocido como cebado de la bomba. Con la excepción del tipo particular de bomba centrífuga llamada autocebante, las bombas centrífugas no son inherentemente autocebantes si están físicamente localizadas en un punto más alto que el nivel del líquido a bombear. En otras palabras, la tubería de succión y el lado de entrada de las bombas centrífugas que no son autocebantes deben ser llenados con líquido no compresible y el aire y otros gases no condensables deben ventearse antes de que la bomba sea puesta en operación. Las bombas autocebantes son diseñadas para mover primero el aire u otro gas en línea de succión, y entonces bombear de manera convencional.

Si vapor del líquido empieza a ser bombeado presentándose en el lado de la succión de la bomba, esto resulta en la cavitación, la cual causa daños serios a la bomba. Como se discutirá en la sección 2.5 puede también originar la pérdida del cebado.

Una vez que el líquido alcanza al impulsor en rotación, entra a la bomba moviéndose a lo largo de los álabes del impulsor, incrementando su velocidad según avanza. Los vanos o álabes en una bomba centrífuga está usualmente curvados hacia atrás de la dirección de la rotación. Algunos tipos especiales de impulsores de bombas tienen álabes rectos en lugar de curvados. El grado de curvatura de los álabes y el número de álabes, entre otros factores, determina la forma de la curva de comportamiento.

Cuando el líquido deja a los álabes del impulsor, tiene su máxima velocidad. La Figura 1.5 ilustra cambios de velocidad y presión típicos en una bomba centrífuga así como el patrón de flujo a través de la bomba. Después de que el líquido deja al impulsor, entra en la carcaza, donde ocurre una expansión de la sección transversal del área. El diseño de la carcaza asegura que el área transversal seccional a través de la cual pasa el flujo se ve incrementada en la dirección del flujo. Como el área se incrementa conforme el líquido se mueve a lo largo de la carcaza, ocurre un proceso de difusión, originando que la velocidad del líquido disminuya como se ilustra en la Figura 1.5. De acuerdo con la Ecuación 1.1 de Daniel Bernoulli (Siglo XVIII), la disminución de la energía cinética es transformada en al aumento de la energía potencial, dando como resultado que la presión del líquido incremente proporcionalmente como la velocidad disminuye. Este incremento de presión mientras la velocidad disminuye también se ilustra en la Figura 1.5.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 = \text{Constante} \quad (1.1)$$

donde:

P = presión

V = velocidad

Z = cota o elevación

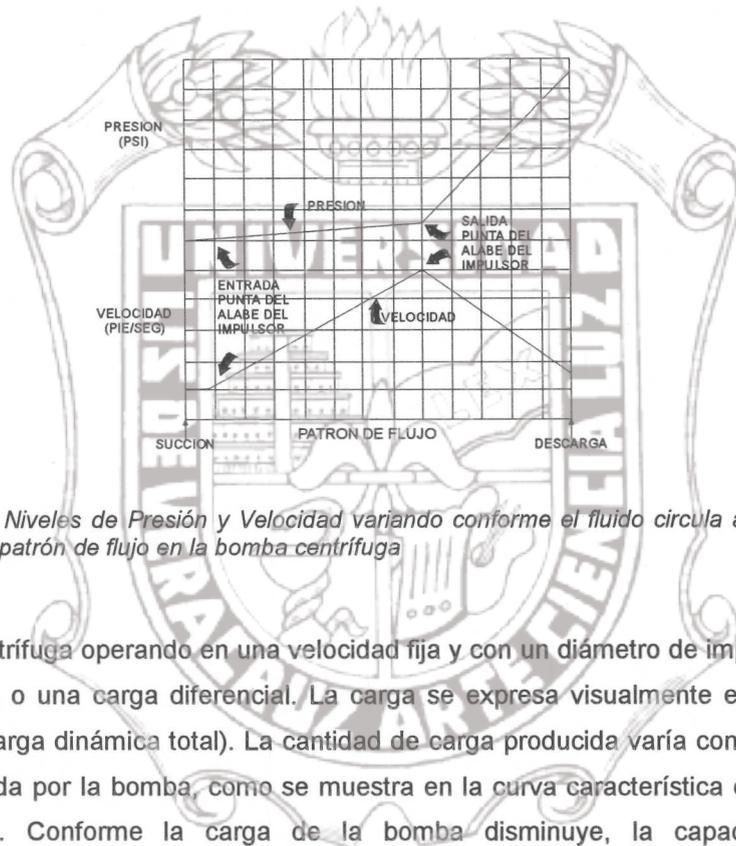


Figura 1.5 Niveles de Presión y Velocidad variando conforme el fluido circula a través de su patrón de flujo en la bomba centrífuga

Una bomba centrífuga operando en una velocidad fija y con un diámetro de impulsor fijo produce una presión diferencial, o una carga diferencial. La carga se expresa visualmente en pies o metros, y se abrevia como H (carga dinámica total). La cantidad de carga producida varía con el rango de flujo, o la capacidad entregada por la bomba, como se muestra en la curva característica carga-capacidad (H-Q) de la Figura 1.6. Conforme la carga de la bomba disminuye, la capacidad se incrementa. Alternativamente, conforme la carga de la bomba se incrementa, la capacidad disminuye. La capacidad de la bomba normalmente se expresa en galones por minuto, pies cúbicos por segundo o el sistema métrico en metros cúbicos por segundo, o metros cúbicos por hora.

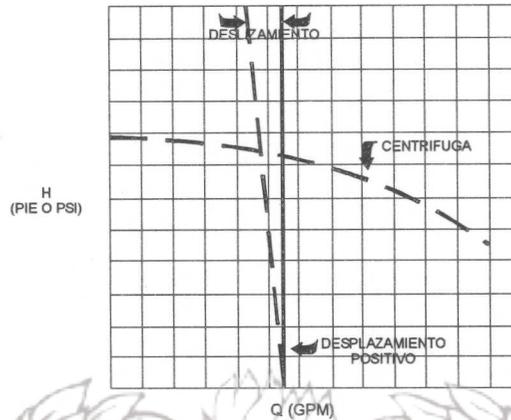


Figura 1.6 Relación típica, carga- capacidad para bombas Centrífugas y de desplazamiento positivo.

Conforme el flujo deja el impulsor y se mueve a lo largo de la voluta de la carcaza, la presión se incrementa. Este incremento de presión debido al movimiento del líquido a lo largo de la carcaza produce una fuerza radial incrementada en cada punto de la periferia del impulsor, debido a la presión actuante sobre el área proyectada del impulsor. La resultante de todas esas fuerzas radiales produce una fuerza neta radial la cual es soportada por el eje y el sistema de cojinetes radiales en la bomba.

Las cargas sobre los cojinetes radiales generadas por la bomba varían también conforme opera la bomba en puntos diferentes de la curva de comportamiento de la bomba, teniéndose la fuerza radial mínima desarrollada en el punto de máxima eficiencia (BEP, por sus siglas en Inglés: Best Efficient Point) de la bomba. La operación a puntos a la derecha o izquierda de este punto (BEP) produce altas cargas radiales. Esto se presenta especialmente en bombas de voluta de carcaza sencilla.

Síntomas de cargas radiales excesivas incluyen deflexión excesiva del eje y fallas prematuras del sello mecánico y cojinetes. Operación continua de la bomba a flujo mínimo o muy bajo es una de las causas más comunes de este tipo de falla.

Una carcaza con difusor (Figura 1.7) es un arreglo más complejo de carcaza que consiste de múltiples patrones de flujo a lo largo de la periferia de la descarga del impulsor. El líquido que sale de los álabes del impulsor, entra a través del difusor y después pasa a la carcaza. La principal ventaja del difusor es que se balancean las fuerzas radiales, reduciéndose la deflexión del eje y elimina la necesidad de tener un sistema de cojinetes radiales extra reforzados (Figura 1.8)

A pesar de que el diseño del difusor produce mínimas cargas radiales, la mayoría de las bombas tienen difusores en lugar de volutas. La razón es parcialmente debido a lo económico, además de ser más compleja su manufactura.

Un término medio entre la carcaza de voluta sencilla y la carcaza con difusor es la carcaza de voluta doble (Figura 1.9). Con este diseño, la voluta es dividida, lo cual crea una segunda sección localizada a 180° de la primera. Este diseño resulta en cargas radiales mucho menores que el diseño de voluta sencilla.

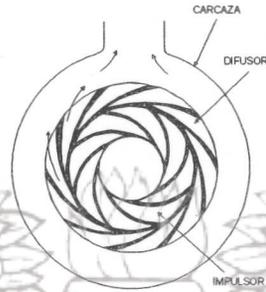


Figura 1.7 Carcaza con difusor minimiza las cargas radiales en una bomba centrífuga.

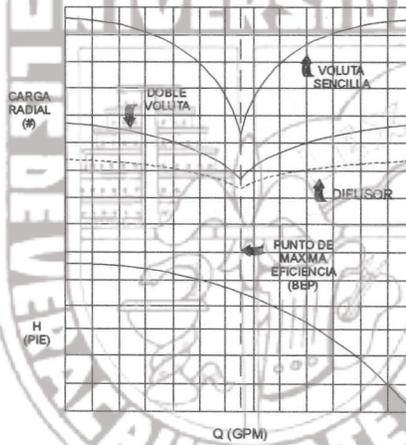


Figura 1.8 Cargas típicas radiales producidas por carcazas de volutas sencillas, dobles y con difusor



Figura 1.9 Carcazas de voluta doble son usadas en bombas centrífugas grandes para reducir las cargas radiales

## 1.2.5. Bombas de Desplazamiento Positivo

Este trabajo es primordialmente sobre las bombas centrífugas. Sin embargo, como ilustra la Figura 1.2, hay otra clase entera de bombas conocida como bombas de desplazamiento positivo las cuales merecen atención. Una de las decisiones más fáciles que deben hacerse en el diseño de un sistema y aplicación de una bomba es la selección del tipo de bomba a usar. El primer punto es tomar la decisión entre una bomba centrífuga o una del tipo de desplazamiento positivo. Fabricantes y diseñadores de bombas así como usuarios de las mismas indican que la mayoría tiene una fuerte preferencia por las bombas centrífugas sobre las bombas de desplazamiento positivo (si las condiciones hidráulicas son tales que cualquiera de los tipos puede ser considerado). Muchas razones son dadas para esta preferencia por las centrífugas, pero la mayoría son relacionadas a la creencia que las bombas centrífugas son más confiables y resultan en un bajo costo de mantenimiento. Usualmente las bombas centrífugas con unas cuantas partes en movimiento, no tienen válvulas check asociadas con las bombas, producen mínimas pulsaciones de presión, y no están sujetas a cargas de fatiga sobre cojinetes y sellos que se presentan en muchas bombas de desplazamiento positivo.

Los siguientes son algunos criterios de aplicación claves los cuales nos llevan a la selección de una bomba de desplazamiento positivo sobre una bomba centrífuga:

- (1) Alta presión
- (2) Bajo flujo
- (3) Alta viscosidad
- (4) Alta eficiencia
- (5) Baja velocidad
- (6) Capacidad de manejo de sólidos
- (7) Auto cebante
- (8) Medición de flujo preciso y repetible
- (9) Flujo constante / sistema de presión variable
- (10) Flujo de dos fases.

La Figura 1.10 muestra en términos muy generales los rangos de carga y flujo de las bombas centrífugas, rotatorias y reciprocantes.

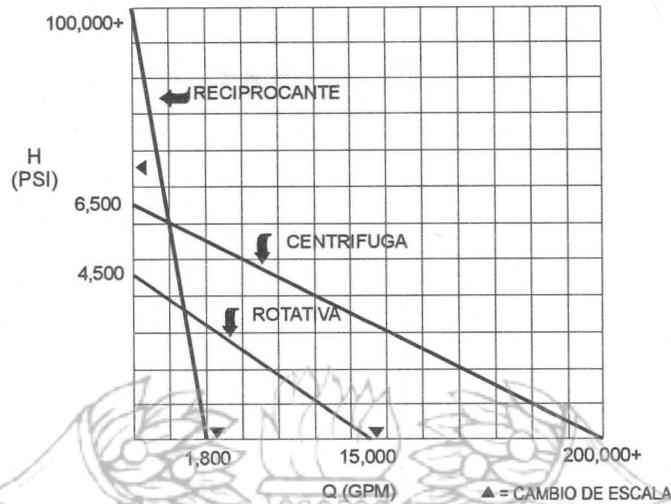


Figura 1.10 Carga vs Flujo para bombas centrífugas, rotatorias y reciprocantes

La Tabla 1.1 presenta en resumen los tipos más comunes y los criterios de aplicación primaria de las bombas de desplazamiento positivo.

Tabla 1.1 Datos Clave de Aplicación – Bombas de Desplazamiento Positivo

TIPO DE BOMBA	CAPACIDAD MAX (GPM)	PRESION MAX (PSI)	VISCOSIDAD MAX (MILLONES DE SSU)	Tamaño de Sólidos (Pulgadas)	Autocebante S/N	Elevación de Succión (PIE H <sub>2</sub> O)
Vanos deslizantes	2,500	200	0.5	1/32	N	28
Rotor Sinuosidad	200	200	18.0	2	N	30
Impulsor Flexible	150	60	0.1	1	S	24
Tubo Flexible (Peristáltica)	200	220	0.2	1	S	30
Cavidad Progresiva	2,400	2,000	5.0	2	S	30
Engrane Externo	300	2,500	2.0	(a)	N	20
Engrane Interno	1,500	200	2.0	(a)	N	20
Lóbulo Rotatorio	3,000	450	5.0	4	N	20
Pistón Circunferencial	600	200	5.0	2	N	20
Doble – Tornillo	15,000	1,500	4.5	(a)	N	31
Triple Tornillo	4,500	4,500	1.0	(a)	N	28
Pistón	700	5,00	0.05	½	S	25
Embolo	1,200	100,000	0.05	½	S	20
Diafragma	1,800	17,500	2.0	1	S	14
Diafragma operado Por aire	300	125	0.75	2	S	25
Placa oscilante	50	1,500	0.025	1/8	S	8

Tabla 1.1 (Continuación)

TIPO DE BOMBA	CAPAZ DE TRABAJAR EN SECO S/N	RANGO DE MANEJO DE ABRASIVOS (b)	SOLIDOS FRAGILES/ LIQUIDOS AL CORTE (b)	PULSACIONES (b)	HABILIDAD DE DOSIFICACION (b)	DISEÑOS SANITARIOS DISPONIBLES (S/N)
Vanos deslizantes	S	3	3	3	3	N
Rotor Sinuosidad	N	4	1	1	3	S
Impulsor Flexible	N	2	2	2	5	S
Tubo Flexible (Peristáltica)	S	1	1	4	2	S
Cavidad Progresiva	N	1	1	1	2	S
Engrane Externo	N	5	4	1	3	N
Engrane Interno	N	5	4	1	3	S
Lóbulo Rotatorio	S	2	1	3	3	S
Pistón Circunferencial	S	2	1	3	3	S
Doble – Tornillo	S	3	4	1	4	N
Triple Tornillo	N	4	5	1	4	N
Pistón	N	2	3	5	1	N
Embolo	N	4	3	5	1	S
Diafragma	S	1	2	5	1	S
Diafragma operado Por aire	S	1	2	5	5	S
Placa oscilante	S	1	3	3	1	N

Notas: (a) solo sólidos desmenuzables, o los rotores deben endurecerse y abrir los claros  
 (b) Rangos de 1 para el mejor, 3 medio, 5 el peor

### 1.3 CONSTRUCCION DE LAS BOMBAS

Las bombas de desplazamiento positivo constituyen la otra división de las bombas cuya principal aplicación se encuentra en el campo de las transmisiones y controles hidráulicos y neumáticos así como en el automovilismo. En la industria química su aplicación representa apenas un 5% dentro de la dosificación de productos.

El funcionamiento de estas bombas se basa en el principio del desplazamiento positivo que consiste en el movimiento de fluido causado por la disminución del volumen de una cámara.

El órgano principal de las bombas de desplazamiento positivo, llamado genéricamente desplazador, tiene la misión de intercambiar energía con el líquido, lo que implica un desplazamiento del mismo.

Según el tipo de movimiento del desplazador las bombas de desplazamiento positivo se clasifican en:

- (1) Bombas Reciprocantes
- (2) Bombas Rotativas

Instituto de Ingeniería  
 Universidad Veracruzana

Las bombas de desplazamiento positivo se diferencian en esencia de las bombas centrífugas por el órgano desplazador que es llamado impulsor en las bombas centrífugas, todos los demás elementos son comunes a ambos tipos de bombas.

Una bomba centrífuga consiste de un juego de álabes rotatorios dentro de un alojamiento, o carcasa, que se utilizan para impartir energía a un fluido por medio de la fuerza centrífuga. Así, libre de todos los refinamientos, una bomba centrífuga consiste de dos partes principales: (1) un elemento rotatorio, que incluye un impulsor y un eje y (2) un elemento estacionario formado por una carcasa, un alojamiento para el empaque (estopero) y rodamientos.

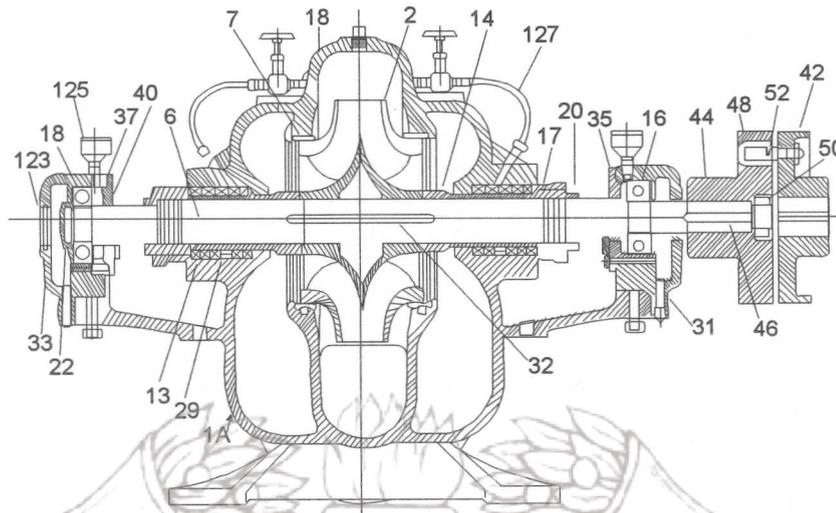
En una bomba centrífuga el líquido se fuerza a entrar en un juego de álabes rotatorios, mediante la presión atmosférica o cualquiera otra clase de presión. Estos álabes constituyen un impulsor que descarga el líquido en su periferia a más alta velocidad. Esta velocidad se convierte en energía de presión por medio de una voluta (Figura 1.4) mediante un juego de álabes estacionarios de difusión (Figura 1.7) rodeando la periferia del impulsor. La Figura 1.4 muestra el recorrido del líquido pasando a través de una bomba voluta con succión en un extremo, operando a la capacidad nominal (capacidad a la cual se obtiene la mejor eficiencia).

Los impulsores se clasifican de acuerdo con la mayor dirección de flujo con respecto al eje de rotación. Así, las bombas centrífugas pueden tener:

- (1) Impulsores de flujo radial
- (2) Impulsores de flujo axial
- (3) Impulsores de flujo mixto, que combinan los principios de flujo radial y axial.

El diseño mecánico de la carcasa proporciona, además, la clasificación de las bombas en *axialmente partidas o radialmente partidas*, mientras que el eje de rotación determina si se trata de una unidad horizontal o vertical.

La Figura 1.11 muestra la construcción común de una bomba horizontal de voluta con doble succión. Los nombres recomendados por el Instituto de Hidráulica de los E. U., para las diversas partes, se dan en la tabla de la Figura 1.11.



Parte No.	Nombre de la parte	Parte No.	Nombre de la parte
1	Carcaza	33	Alojamiento del cojinete (exterior)
1A	Carcaza (mitad inferior)	35	Cubierta del cojinete (Interior)
1B	Carcaza (mitad superior)	36	Cuña de la hélice
2	Impulsor	37	Cubierta del cojinete (exterior)
4	Hélice	39	Buje del cojinete
6	Eje de la bomba	40	Deflector
7	Anillo de la carcaza	42	Acoplamiento (mitad del motor)
8	Anillo del impulsor	44	Acoplamiento (mitad de la bomba)
9	Cubierta de succión	46	Cuña del acoplamiento
11	Cubierta de la caja del estopero	48	Buje del acoplamiento
13	Empaque	50	Tuerca de fijación del acoplamiento
14	Camisa del eje	52	Birio del acoplamiento
15	Tazón de descarga	59	Cubierta del registro de mano
16	Cojinete (interior)	68	Collarín del eje
17	Prensaestopas	72	Collarín de empuje
18	Cojinete (exterior)	78	Espaciador del cojinete
19	Soporte	85	Tubo de contención del eje
20	Tuerca de la camisa del eje	89	Sello
22	Tuerca de cierre del cojinete	91	Tazón de succión
24	Tuerca del impulsor	101	Tubería de la columna
25	Anillo del cabezal de succión	103	Cojinete conector
27	Anillo de la cubierta de la caja del estopero	123	Cubierta posterior del cojinete
29	Jaula de sellado	125	Grasera (o aceitera)
31	Alojamiento del cojinete (interior)	127	Tubería de sellado
32	Cuña del impulsor		

Figura 1.11 Bomba horizontal de voluta, de un solo paso, de doble succión. (los números se refieren a las partes listadas en la tabla) (Worthington Pump, Inc.)

### 1.3.1 Carcazas y Difusores

La bomba con carcasa de voluta (Figura 1.4) debe su nombre a la carcasa en forma de espiral que rodea al impulsor. Esta sección de la carcasa recoge el líquido que descarga el impulsor y convierte la energía de velocidad en energía de presión.

La voluta de una bomba centrífuga aumenta su área a partir de un punto inicial, hasta que abarca los 360° completos alrededor del impulsor y después se abre hacia la abertura de la descarga final. La pared que divide la sección inicial y la porción de la boquilla de descarga de la carcasa se llama

lengüeta de la voluta. Los álabes de difusión y la carcasa concéntrica de una bomba de difusión cumplen la misma función que la carcasa de la voluta en cuanto a la conversión de energía.

En un diseño de *carcasa para bombas de voluta simple* (Figura 1.12), sobre el impulsor actúan presiones uniformes o casi uniformes cuando la bomba se opera a su capacidad de diseño (la que coincide con la mejor eficiencia). A otras capacidades, las presiones alrededor del impulsor no son uniformes (Figura 1.13) y hay una reacción radial resultante ( $F$ ). En la Figura 1.14 se muestra una representación gráfica del cambio normal en esta fuerza, con respecto la capacidad de la bomba, la magnitud de la reacción radial  $F$  decrece desde el cierre hasta la capacidad de diseño y después aumenta nuevamente a sobrecapacidad en una bomba de voluta simple.



Figura 1.12 A la capacidad de diseño existen presiones ( $P_1$  a  $P_6$ ) uniformes en la carcasa, siendo la reacción resultante radial  $F$  igual a cero

Figura 1.13 A capacidades reducidas no existen las presiones ( $P_1$  a  $P_6$ ) uniformes en una carcasa de voluta simple, originándose una reacción radial  $F$

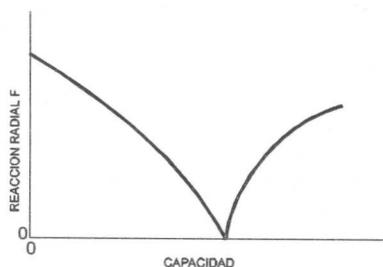


Figura 1.14 Cambio normal de la reacción radial  $F$  en una bomba de voluta simple.

La aplicación del principio de diseño de la doble voluta para neutralizar las fuerzas de reacción radiales a capacidades reducidas se ilustra en la Figura 1.15. Básicamente este diseño consiste en dos

volutas de 180° y un pasaje exterior a la segunda junta a las dos en una descarga común. Aunque existe un desequilibrio de presión a lo largo de cada arco de 180°, las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$  son aproximadamente iguales y opuestas. De esta manera poca o ninguna fuerza radial actúa sobre el eje y rodamientos. Mientras que en la bomba de doble voluta las presiones no son uniformes en operación a capacidad parcial, las fuerzas resultantes  $F_1$  y  $F_2$ , para cada 180° de la sección de la voluta se oponen y se equilibran entre sí.

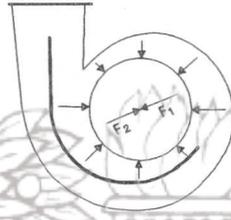


Figura 1.15 Diseño de doble voluta para neutralizar fuerza de reacción radiales.

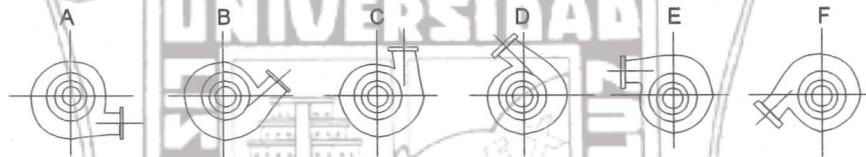


Figura 1.16 Posiciones posibles de las boquillas de descarga para un diseño específico de una bomba de eje horizontal.

Debido a que la localización de las boquillas de succión y descarga se afectan con la rotación de las bombas, es muy importante comprender los medios que se utilizan para definir la dirección de la rotación. De acuerdo con las normas del Instituto de Hidráulica la rotación se define como en el sentido de las manecillas del reloj o en el sentido contrario de las manecillas del reloj, viendo hacia el extremo conducido de una bomba horizontal o viendo hacia abajo en una bomba vertical. Para evitar confusiones, la rotación en el sentido de las manecillas del reloj o en el sentido contrario debe especificarse indicando la dirección desde la cual se está viendo la bomba.

Mientras que la mayoría de las bombas de un solo paso son del tipo de carcasa en forma de voluta, en la construcción de bombas de pasos múltiples se utilizan tanto carcasas de voluta como de difusión. Debido a que una carcasa de voluta origina empuje radial, las carcasas de pasos múltiples axialmente seccionadas generalmente tienen volutas salteadas, para equilibrar la resultante de los empujes radiales individuales (Figura 1.17). Tanto las carcasas seccionadas axialmente como las seccionadas radialmente se utilizan para las bombas de pasos múltiples.

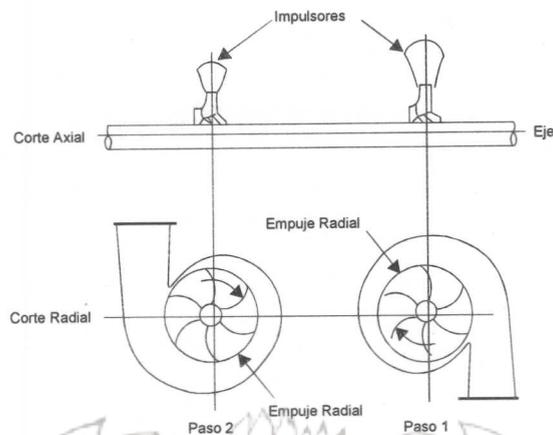


Figura 1.17 Arreglo de una bomba de voluta de pasos múltiples para el equilibrio del empuje radial.

## 1.3.2 Impulsores

En un impulsor de una sola succión el líquido entra en el ojo de la succión por un lado solamente. Como un impulsor de doble succión es, en efecto, la combinación de dos impulsores de succión simple dispuestos espalda con espalda en una sola fundición, el líquido bombeado entra al impulsor simultáneamente por ambos lados, mientras que los dos conductos de succión de la carcasa están conectados a un pasaje de succión común y a una sola boquilla de succión.

Para el diseño de bombas de servicio general de carcasa seccionada axialmente, de un solo paso, el impulsor de doble succión se ve favorecido porque se encuentra teóricamente en equilibrio axial hidráulico y porque la mayor área de succión de un impulsor de doble succión permite a la bomba una menor carga neta absoluta de succión. Para unidades pequeñas, el impulsor de succión simple es más práctico por razones de manufactura, ya que los conductos para el agua no están divididos en pasajes muy angostos.

Los impulsores pueden clasificarse también por la configuración y forma de sus álabes:

- (1) Impulsor de álabes rectos
- (2) Impulsor de álabes tipo Francis o impulsor de álabes de tornillo
- (3) Impulsor de tipo mixto
- (4) Impulsor de flujo axial o hélice

La relación de los perfiles de impulsores de succión simple, con respecto a la velocidad específica, se muestra en la Figura 1.18.

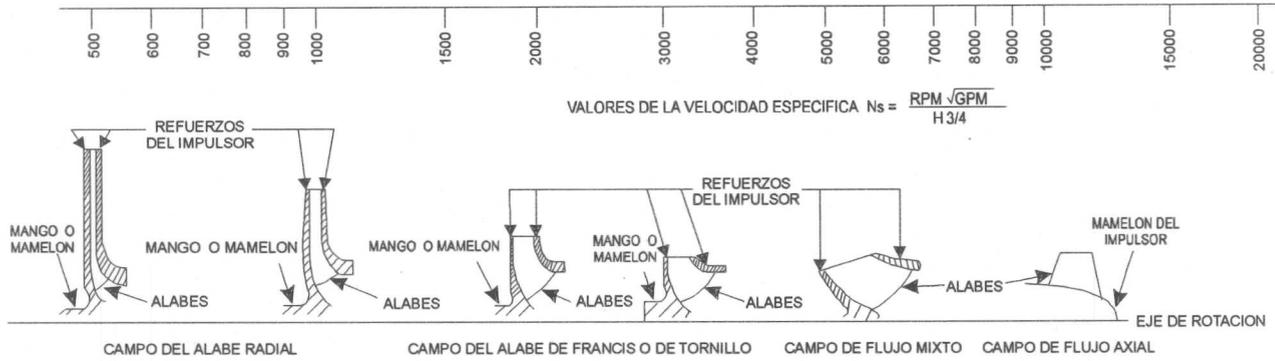


Figura 1.18 Variación en los perfiles del impulsor con las velocidades específicas y rango aproximado de la velocidad específica para los diversos tipos.

El diseño mecánico también origina una clasificación de los impulsores. De esta manera los impulsores pueden ser: (1) completamente abiertos, (2) semiabiertos o (3) cerrados.

Estrictamente hablando, un *impulsor abierto* consiste sólo de álabes fijos a un mamelón central para montarse en un eje sin ninguna forma de paredes o placas de refuerzo.

El *impulsor semiabierto*, incorpora una placa de refuerzo o una pared posterior del impulsor. Esta pared puede o no tener álabes de bombeo exterior, que son álabes localizados en la parte posterior de la placa de refuerzo del impulsor.

El *impulsor cerrado*, que se usa casi universalmente en bombas centrífugas para el manejo de líquidos corrientes, incorpora refuerzos o paredes laterales que encierran totalmente los canales del impulsor desde el ojo de succión hasta la periferia.

La entrada de un impulsor, justamente antes de la sección en la cual empiezan los álabes se llama ojo de la succión (Figura 1.19). En una bomba de impulsor cerrado, el diámetro del ojo de la succión se toma como el diámetro interior más pequeño del refuerzo. Para determinar el área del ojo de succión, se reduce el área ocupada por el mamelón del eje del impulsor.

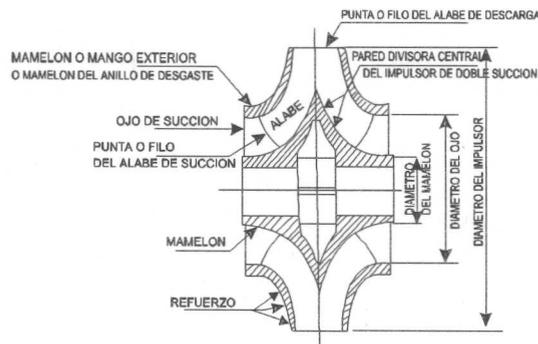


Figura. 1.19 Partes de un impulsor de doble succión

El mamelón es la parte central del impulsor, la cual está agujerada para recibir al eje de la bomba. La expresión, sin embargo, también se usa frecuentemente para la parte del impulsor que gira dentro de la carcaza o dentro del anillo de desgaste de la carcaza. En este caso se le llama el *mamelón exterior del impulsor* o el *mamelón del anillo de desgaste*.

### 1.3.3 Anillos de Desgaste

Los anillos de desgaste constituyen una junta de escurrimiento fácil y económicamente renovable entre el impulsor y la carcaza. En la Figura 1.20 se ilustra una junta de escurrimiento sin partes renovables. Para restaurar los claros originales de tales juntas después que se han gastado, el usuario debe: (1) rellenar las superficies gastadas mediante soldadura, rociado de metal u otro medio y rectificando después la parte o, (2) comprar las partes nuevas.

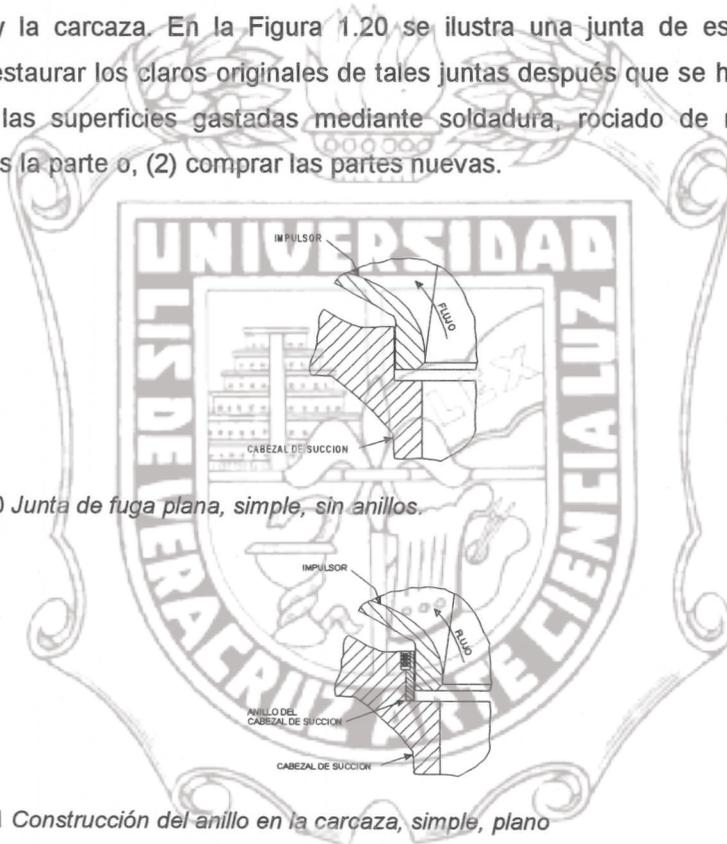


Figura 1.20 Junta de fuga plana, simple, sin anillos.

Figura 1.21 Construcción del anillo en la carcaza, simple, plano

Las partes nuevas no son costosas en las bombas pequeñas, especialmente si el elemento estacionario de la carcaza es una simple cubierta de succión. Esto no es válido para bombas más grandes o en donde el elemento estacionario de la junta de escape forma parte de una fundición muy complicada. Si el costo inicial de una bomba es de primordial importancia, es más económico reparar tanto las partes estacionarias como el impulsor. Entonces se pueden instalar carcazas y anillos del impulsor renovables (Figuras 1.21 y 1.22).

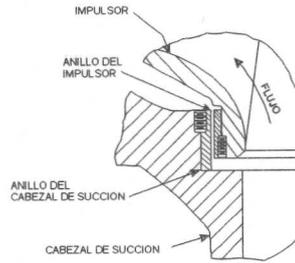


Figura. 1.22 Construcción del doble anillo plano

Los claros comunes y las tolerancias para juntas de desgaste utilizando metales sin tendencia a rasparse o pegarse al rozar, en bombas de servicio general se muestran en la Figura 1.23.

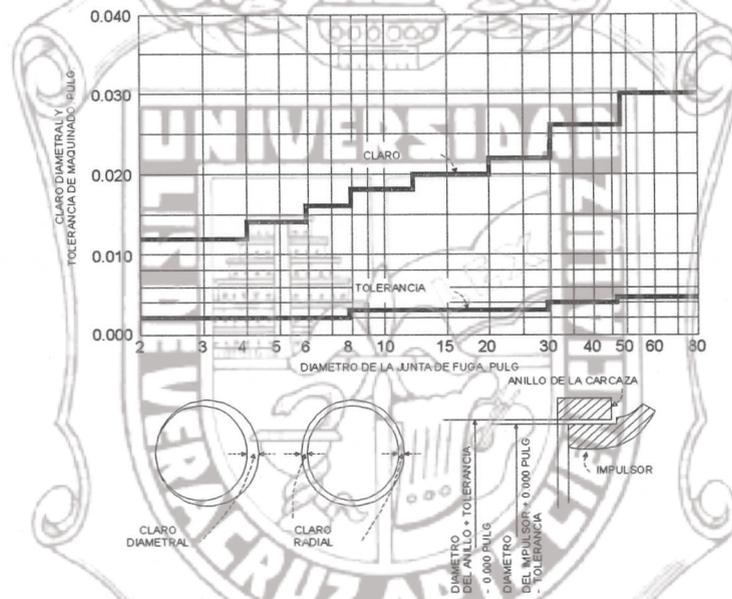


Figura. 1.23 Claros en los anillos de desgaste para bombas de un solo paso con materiales no abrasivos.

Se aplican a las siguientes combinaciones: (1) bronce con bronce diferente, (2) fundición de hierro con bronce, (3) acero con bronce, (4) metal monel con bronce y (5) fundición de hierro con fundición de hierro. Si los metales se raspan o pegan al rozar fácilmente (como los aceros al cromo), los valores dados deben incrementarse en aproximadamente 0.002 a 0.004 pulg.

En las bombas de pasos múltiples, el claro del diámetro básico debe incrementarse en 0.003 pulg para anillos grandes. La tolerancia indicada es más (+) para el anillo de la carcaza y (-) para el impulsor o el anillo del impulsor.

En una bomba de un solo paso con una junta de componentes sin tendencia a rasparse al rozar, la dimensión correcta de maquinado para un diámetro en el anillo de la carcaza de 9.000 pulg. Sería 9.000 más 0.003 y menos 0.000 pulg y para el impulsor o el anillo, 9.000 menos 0.018, ó 8.982 más 0.000 y

menos 0.003 pulg los claros diametrales reales serían entre 0.018 y 0.024 pulg. Naturalmente que debe seguirse la recomendación del fabricante para el claro y la tolerancia del anillo.

#### 1.3.4. Ejes y Camisas para las Flechas

La función básica del eje en una bomba centrífuga es la de transmitir los pares motores que se encuentran en el arranque y durante la operación, mientras soportan al impulsor y otras partes en rotación. Esta función se debe cumplir con una deflexión menor que el claro mínimo entre las partes rotatorias y las partes estacionarias. Las cargas involucradas son: (1) los pares motores, (2) el peso de las partes y (3) las fuerzas hidráulicas tanto radiales como axiales. Al diseñar un eje se tiene que considerar la deflexión máxima permisible, el claro o volado y la localización de las cargas, así como la velocidad crítica del diseño resultante.

Las dimensiones de los ejes son proporcionales a los esfuerzos que deben resistir cuando se arranca una bomba rápidamente; por ejemplo, cuando el sistema motriz se conecta directamente a través de la línea. Si la bomba maneja líquidos calientes, el eje se diseña para soportar los esfuerzos que se originan cuando la unidad se arranca en frío sin ningún calentamiento previo.

Los diámetros de los ejes normalmente tienen dimensiones mayores de las que realmente se necesitan para transmitir el par motor. Un factor que asegura este diseño conservador es el requerimiento de la facilidad de ensamble del rotor.

El diámetro del eje debe escalonarse varias veces a partir del extremo del acoplamiento hacia su centro, para facilitar el montaje del impulsor. Empezando con el diámetro máximo en el montaje del impulsor, hay un escalón para la camisa del eje, otro para la tuerca exterior del eje, seguido de varios más para los cojinetes y el acoplamiento. Por lo tanto, el diámetro del eje en los impulsores excede el requerido para la resistencia a la torsión en el acoplamiento, por lo menos una cantidad suficiente para abastecer todos los escalonamientos que intervienen.

Los ejes para las bombas normalmente se protegen contra la erosión, la corrosión y el desgaste en los estoperos, en las juntas de escurrimiento, en los cojinetes internos y en los canales mediante camisas renovables.

La función más común de la camisa para ejes es la de protegerlo contra el desgaste en la caja del estopero.

Las camisas para los ejes en los estoperos están rodeadas dentro de la caja por el empaque. La camisa debe ser lisa para que pueda girar sin generar demasiada fricción ni calor. De manera que los

materiales para las camisas deben ser susceptibles de aceptar un acabado muy fino, de preferencia un pulido. La fundición de hierro, por tanto, no es adecuada. Para bombas que manejan agua limpia se usa generalmente bronce duro, pero a veces se prefiere el acero al cromo u otros aceros inoxidable. Para servicios sujetos a la acción del cascajo, el acero al cromo endurecido u otros aceros inoxidable dan buenos resultados. Para condiciones más severas, se usan camisas con stellite y ocasionalmente camisas cubiertas con cromo en el área del empaque. También para servicios muy severos se usan camisas recubiertas con cerámica aplicada por medio de flama. Las camisas hechas completamente de acero al cromo endurecido son generalmente las más económicas y satisfactorias.

### 1.3.5 Cajas para el Estopero

Las cajas para el estopero tienen la función primordial de proteger la bomba contra las fugas en el punto en donde la flecha pasa hacia fuera a través de la carcasa de la bomba. Si la bomba maneja una succión de elevación y la presión en el interior del extremo de la caja del estopero se encuentra debajo de la atmosférica, la función de la caja de estopero es la de prevenir la entrada de aire hacia adentro de la bomba. Si esta presión está arriba de la arriba de la atmosférica, la función es la de prevenir la fuga de líquido hacia afuera de bomba.

Para bombas de servicio general, una caja del estopero tiene generalmente la forma de una escotadura cilíndrica que aloja un número de anillos de empaque alrededor del eje o de la camisa del eje (Figura 1.24). Si se desea sellar la caja, se usa un anillo de cierre hidráulico o jaula para el sello, que separa los anillos del empaque en secciones aproximadamente iguales. El empaque se comprime para proporcionar el ajuste sobre el eje o la camisa mediante un prensaestopas que puede ajustarse en dirección axial.

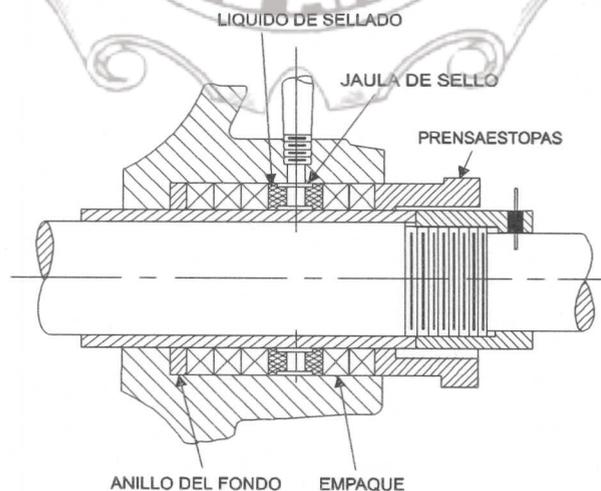


Figura 1.24 Caja convencional del estopero con anillo en el fondo

Cuando una bomba opera con una carga de succión negativa, el extremo inferior de la caja del estopero está al vacío y el aire tiende a entrar hacia la bomba. Para este tipo de servicio, el empaque normalmente está separado en dos secciones con un anillo de cierre hidráulico o jaula de sellado. El agua o algún fluido se introduce a presión en el espacio originando un flujo de líquido de sellado en ambas direcciones axiales. Esta construcción es útil para bombas que manejan líquidos peligrosos, inflamables o químicamente activos, puesto que evita la salida del líquido que está siendo bombeado. Las jaulas de sellado son normalmente seccionadas para facilidad de ensamble.

Básicamente el empaque de la caja del estopero es un dispositivo de abatimiento de la presión. El empaque debe ser algo plástico, de manera que pueda ajustarse para la adecuada operación. También debe absorber energía sin fallar o deteriorar al eje o la camisa del eje. En un abatimiento de esta naturaleza se libera energía de fricción. Esta genera calor el cual debe disiparse en el fluido que se escapa después de la junta o por medio de una chaqueta de enfriamiento o por ambos medios.

Hay un gran número de materiales para el empaque de los estoperos, cada uno adaptado a alguna clase particular de servicio. Algunos de los tipos principales son los siguientes:

- (1) *Empaque de asbesto.* Es comparativamente suave y adecuado para aplicaciones de agua fría y caliente en el rango bajo de temperatura. Es el material de empaque más común para servicio general bajo presiones normales. El empaque de asbesto está prelubricado ya sea con grafito o con algún aceite inerte.
- (2) *Empaque metálico.* Está compuesto de tiras o laminillas metálicas impregnadas en grafito o con aceite lubricante y con un núcleo ya sea de asbesto o de plástico. La impregnación hace que este empaque sea autolubricante durante el periodo de arranque. Las laminillas se hacen de varios metales como el babbitt, aluminio y cobre. La laminilla de babbitt se usa para servicio de agua y aceite y para temperaturas bajas y medias (hasta 450°F) y para presiones de medias a altas. El cobre se usa para temperaturas medias a altas con agua y aceites de bajo contenido de azufre. El aluminio se usa principalmente para servicio de aceite y para temperatura y presiones de medios a altas.

Muchos otros tipos de empaques se fabrican regularmente para cumplir con las especificaciones especiales de los clientes, por ejemplo, cáñamo, cordón, trenza, loneta, chevrón y muchos otros.

Los prensaestopas de la caja del estopero puede tener varias formas, pero básicamente pueden clasificarse en dos grupos: prensaestopas sólidos y prensaestopas seccionados. Los prensaestopas seccionados se hacen en mitades de manera que pueden retirarse del eje sin desmantelar la bomba, proporcionando así más espacio para trabajar cuando las cajas se van a reempacar.

Los prensaestopas se hacen normalmente de bronce, aunque se pueden utilizar de fundición de hierro o acero para todas las bombas equipadas de hierro. Los prensaestopas de hierro o acero se encasquillan generalmente con un material que no produzca chispas, como el bronce, en servicios para refinerías para evitar la ignición de vapores inflamables, con las chispas del estopero contra un eje o camisa de material ferroso.

### 1.3.6. Sellos Mecánicos

Aunque pueden diferir en varios aspectos físicos, todos los sellos mecánicos son fundamentalmente los mismos en principio. Las superficies de sellado de todos los tipos se localizan en un plano perpendicular al eje y normalmente consisten de dos superficies altamente pulidas que corren adyacentemente, estando una superficie conectada al eje y la otra a la parte estacionaria de la bomba.

El sello completo se realiza en los miembros fijos. Las superficies pulidas o lapeadas, que son de materiales diferentes, se mantienen en contacto continuo con un resorte, formando un verdadero sello entre los miembros en rotación y los estacionarios con muy pequeñas pérdidas por fricción. Cuando el sello es nuevo, la fuga es despreciable y puede considerarse en realidad como no existente. Para lograr un abatimiento entre la presión interna y la presión atmosférica fuera de la bomba, se requiere un flujo de líquido entre las caras del sello. El flujo puede ser de una sola gota cada pocos minutos o aun una niebla de vapor escapando, si se maneja un líquido como el propano. Así, aunque la fuga sea despreciable, técnicamente hablando, un sello mecánico en rotación no puede eliminarla *completamente*. Por su puesto, siempre ocurre algún desgaste y debe preverse una pequeña cantidad de fuga a su tiempo.

La gran variedad de diseños de sellos es el resultado de los muchos métodos que se usan para proporcionar flexibilidad y para montar los sellos. Un sello mecánico se asemeja a un cojinete que involucra un juego en operación muy cerrado, con una película de líquido entre las caras. La lubricación y el enfriamiento proporcionado por esta película reducen el desgaste, como lo hace una elección adecuada de los materiales de la cara de sellado.

Los sellos para las bombas centrífugas no operan satisfactoriamente en el aire o en gases. Si se corren "en seco", fallarán rápidamente. Los sellos pueden usarse en bombas que manejan líquidos que contienen sólidos, si se evita que los sólidos se metan entre las caras del sello o interfieran con la flexibilidad del montaje.

Hay dos arreglos básicos de sellos: (1) el de ensamble interno (Figura 1.25), en el cual, el elemento rotatorio se coloca dentro de la caja y se encuentra en contacto con el líquido que se está bombeando y (2) el ensamble externo (Figura 1.26), en el cual el elemento rotatorio se localiza fuera de la caja. La presión del líquido en la bomba tiende a forzar entre sí las caras giratorias y estacionarias en el

ensamble interno y a separarlas en el ensamble externo. Pero tanto los tipos externos como los internos tienen tres puntos primarios en los cuales debe cumplirse el sellado (Figura 1.27):

- (1) Entre el elemento estacionario y la carcaza.
- (2) Entre el elemento rotatorio y el eje (o la camisa del eje si es que está se usa).
- (3) Entre las superficies de ajuste de los elementos del sello, rotatorios y estacionarios.

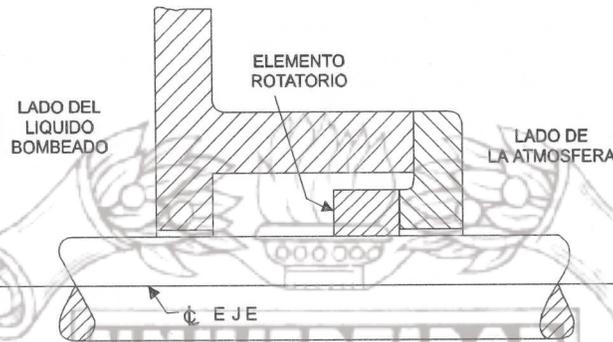


Figura 1.25 Sello de ensamble interno

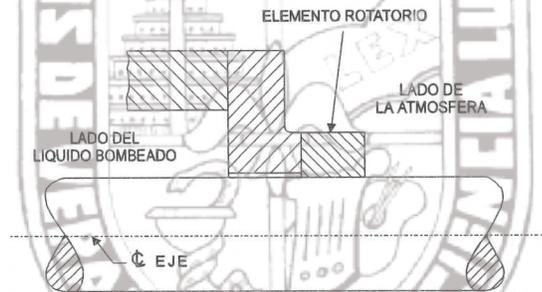


Figura 1.26 Sello de ensamble externo

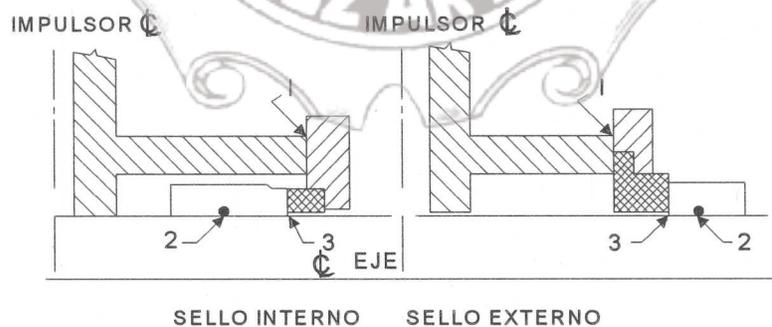


Figura 1.27 Los tres puntos de sellado en un sello mecánico

Para realizar el primer sello, se usan juntas convencionales alguna forma de anillos O sintéticos. El escape entre el elemento rotatorio y el eje se detiene por medio de anillos O, fuelles o alguna forma de cuñas flexibles. Las fugas entre las superficies en contacto rotatorio no puede detenerse

completamente, pero puede mantenerse en una cantidad insignificante manteniendo un contacto muy cerrado entre estas caras.

Dos sellos mecánicos se pueden montar dentro de una caja de estoperos para hacer un ensamble de *doble sello*, el cual se muestra en la Figura 1.28. Tal arreglo se usa para bombas que manejan líquidos tóxicos o altamente inflamables que no puede permitirse que escapen a la atmósfera. También se aplica a bombas que manejan líquidos corrosivos o abrasivos a temperaturas muy altas o muy bajas. Un líquido sellador limpio, filtrado y generalmente inerte se inyecta entre los dos sellos a una presión ligeramente mayor a la presión de la bomba adelante del sello. Este líquido evita que el líquido bombeado entre en contacto con las partes del sello o que escape a la atmósfera.

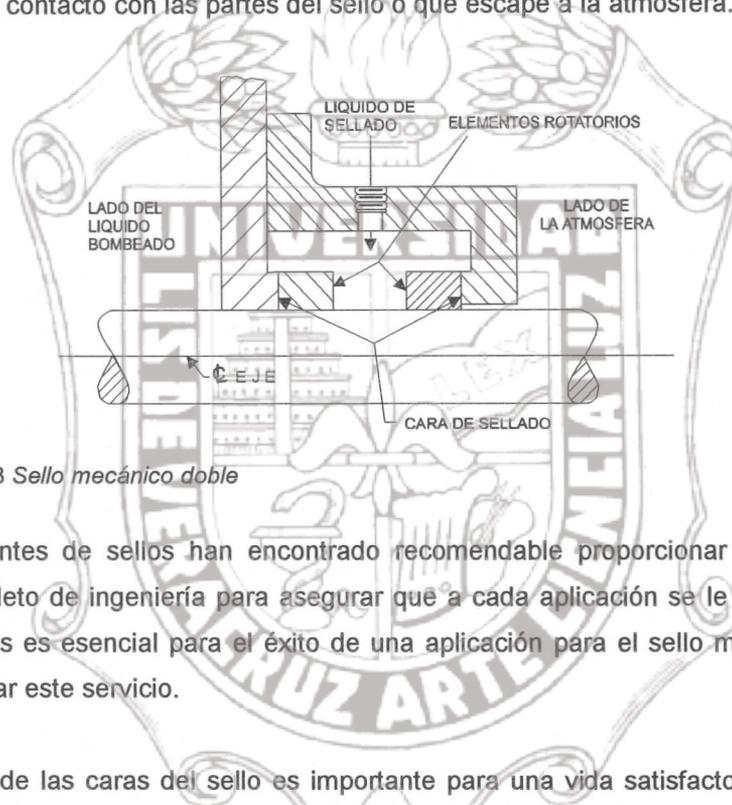


Figura 1.28 Sello mecánico doble

Algunos fabricantes de sellos han encontrado recomendable proporcionar al posible usuario un servicio muy completo de ingeniería para asegurar que a cada aplicación se le hace el más completo análisis. Tal análisis es esencial para el éxito de una aplicación para el sello mecánico y los usuarios deberían aprovechar este servicio.

El enfriamiento de las caras del sello es importante para una vida satisfactoria del sello y un sello instalado dentro de una bomba sin un flujo de líquido dirigido adecuadamente para enfriar y lavar (o sea, evitar que se deposite material sobre los resortes, por ejemplo), podría tener una alta incidencia de fallas.

### 1.3.7. Cojinetes

La función de los cojinetes en las bombas centrífugas es la de mantener el eje o rotor en correcto alineamiento, con las partes estacionarias, bajo la acción de cargas radiales y axiales. Aquellos que dan la posición radial al rotor se conocen como *cojinetes de línea*, mientras que aquellos que localizan al rotor axialmente se llaman *cojinetes de empuje*. En la mayoría de las aplicaciones los cojinetes de empuje sirven tanto como cojinetes de empuje como radiales.

## 1.3.8. Acoplamientos

Un acoplamiento se usa en donde exista la necesidad de conectar una unidad motriz con una pieza de la maquinaria conducida. El propósito principal del acoplamiento es el de transmitir movimiento rotatorio y par, de una pieza del equipo a la otra. Los acoplamientos pueden cumplir otras funciones secundarias, tales como la de absorber el desalineamiento entre los ejes, transmitir cargas axiales de empuje entre las máquinas, permitir el ajuste de los ejes para compensar el desgaste y mantener un alineamiento preciso entre los ejes conectados.

Los acoplamientos rígidos se usan para conectar máquinas en donde se desea mantener los ejes en alineamiento preciso. También se usan en donde el rotor de una máquina se utiliza para sostener y posicionar al otro rotor en un tren motriz. Un acoplamiento de este tipo no puede absorber el desalineamiento entre los ejes, ya que es necesario un alineamiento preciso cuando se usa un acoplamiento de este tipo.

Los acoplamientos flexibles cumplen con el propósito básico de cualquier acoplamiento, es decir, transmitir un par motriz entre la unidad motriz y la máquina conducida. Además, tienen una segunda función importante: absorben el desalineamiento inevitable entre los ejes. Para los acoplamientos flexibles, existe una proliferación de diseños que pueden clasificarse en dos tipos: mecánicamente flexibles y de material flexible.

Los procedimientos de selección varían de fabricante a fabricante, pero generalmente se requiere la siguiente información: hp, rpm, desalineamiento estimado, y tipo de bomba (alternativa, de álabes, centrífuga, etc.).

## 1.3.9 Placas Base

Por razones por demás obvias es necesario que las bombas y sus motores se puedan desmontar de sus bases. Por este motivo se fijan mediante tornillos y pasadores sobre superficies maquinadas que a su vez lo están con las cimentaciones. Para simplificar la instalación de las unidades con eje horizontal, las superficies maquinadas normalmente forman parte de una base común sobre la cual se ha alineado previamente la bomba o la bomba y su motor.

La función principal de una base es la de proporcionar una superficie de montaje para las patas de la bomba y poderla fijar rígidamente a la cimentación. Las superficies de montaje también son necesarias para la fijación de las patas del motor o motores o cualquier otro medio de transmisión de potencia de montaje independiente. Aunque tales superficies podrían tenerse mediante bases separadas o mediante

superficies planeadas por separado en forma individual, sería necesario alinear estas superficies separadas y fijarlas a la cimentación con un cuidado extraordinario. Usualmente este método requiere de un montaje en el lugar, así como el barrenado y el machueleado por los tornillos de fijación, después de que todas las partes han sido alineadas. Para minimizar este "trabajo de campo", las bombas con acoplamiento de eje horizontal se compran generalmente con una base continua que se prolonga bajo la bomba y su motor. Normalmente estas unidades se montan y se alinean en el lugar donde se fabrican.

Las placas base son placas de fundición o de acero ubicadas debajo de las patas de las bombas o de sus motores y empotradas en la cimentación. La bomba o su motor se fija a ellas mediante tornillos y pasadores. Las placas base se utilizan normalmente para bombas verticales de cárcamo seco y también para algunas de las unidades horizontales más grandes y así ahorrar el costo de grandes bancadas que tendrían que utilizarse.

### 1.3.10 Bombas no-metálicas

El equipo industrial fabricado de plástico es usado para ser una alternativa barata pero frágil, y resulta en una vida de servicio corta. Como resultado, los componentes no-metálicos fueron algunas veces especificados por usuarios de bombas industriales. Los pasados diez años fueron testigos de la introducción de muchos nuevos materiales plásticos los cuales únicamente se usan para componentes no-metálicos de las bombas y para bombas hechas enteramente de plástico.

Con una selección de material adecuada, el uso de componentes no-metálicos puede dar beneficios los cuales incluyen resistencia superior a la corrosión y abrasión, larga vida de servicio, bajo peso y costo reducido.

La selección del plástico correcto para una aplicación particular requiere atención cuidadosa para todos los parámetros de la aplicación, igual que en el caso de la selección de materiales en una bomba metálica. Los factores más importantes a considerar cuando se seleccionan bombas o componentes plásticos son la resistencia contra la corrosión y la abrasión del plástico en particular en el líquido especificado, el rango de presión y temperatura del líquido a la cual el material va a ser expuesto, a la velocidad del líquido, y la variación de los esfuerzos a los cuales los componentes van a estar expuestos.

La Tabla 1.2 resume los plásticos más populares corrientemente disponibles para usarse en muchos tipos de bombas, incluyendo algunos comentarios sobre su mayor aplicación en resistencia, fragilidad y limitaciones.

Tabla 1.2 Máximas aplicaciones para componentes de bombas plásticas.

Material	Resistencia Química	Temperatura Limite	Otras características importantes
PVC (Cloruro de Polivinilo)	Resistente a muchos ácidos, alcalinos y otros químicos	140° F	Relativamente bajo costo no es útil contra muchos solventes
CPVC (Cloruro de Polivinilo Clorado)	Similar al PVC	212° F	Resistencia superior a la abrasión y más fuerte que el PVC
PP (Polipropileno)	Útil en muchos servicios ácidos, álcalis y solventes	185° F	Relativamente bajo costo pobre con ácidos fuertes oxidantes o hidrocarburos clorinados. El más ligero de los termoplásticos.
PE (Polietileno)	Similar al PP	200° F	Similar en propiedades mecánicas al PP, pero no tan ligero en peso.
PVDF (Fluoruro de Polivinilo)	Útil para la mayoría de ácidos, alcalinos, solventes y muchos halógenos	275° F	Resistente al abrasión. Excelente en estado virgen contra servicios ultrapuros
ECTFE (Cloro-trifluor-etileno)	Similar pero mejor que el PVDF	300° F	Mejor que el PDVDF en resistencia a la abrasión y en aplicaciones ultrapuras.
PTFE (Teflón)	El mayor resistente químico comúnmente disponible para bombas.	400° F	El mas caro de las opciones no metálicas.
FRP/GRP (Fibra de Vidrio)	Útil en muchos servicios corrosivos.	230° F	No muy resistente a los abrasivos.



CAPITULO 2

## CAPITULO 2

### CARACTERISTICAS DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO

#### 2.1 CAPACIDAD DE LA BOMBA

Los dos parámetros que se deben determinar en orden de dimensionar una bomba son la capacidad y la carga dinámica total. La capacidad es usualmente expresada en galones por minuto, o, para bombas grandes en pies cúbicos por segundo en Unidades Inglesas; y en metros cúbicos por segundo, litros por segundo, o metros cúbicos por hora en unidades del S.I. La carga dinámica total, algunas veces simplemente se refiere como carga total o carga, se abrevia como H, y es medida ya sea en pies o en metros.

La capacidad requerida de la bomba esta dictada normalmente por los requisitos del sistema en el cual la bomba esta localizada. Un sistema de procesos es diseñado para un gasto particular. Un recipiente debe ser llenado (o vaciado) en una cierta cantidad de tiempo. Un sistema de aire acondicionado requiere un flujo particular de agua refrigerada en orden de hacer el trabajo que está diseñado a llevar a cabo.

A pesar de que el sistema de bombeo haya sido diseñado, usualmente es posible llegar a un rango del flujo de diseño de la bomba. Algunas veces hay ciclos de servicio para la bomba que requieren que opere a solo una fracción de su capacidad de diseño total durante ciertos periodos de tiempo, y en capacidades más altas o más bajas en otros periodos de tiempo. Ejemplos de esto incluyen plantas de proceso de capacidad variable, o sistemas de agua refrigerada diseñados para cargas variables de aire acondicionado. Los ciclos de servicio operativo de una bomba pueden ser estimados, usando las mejores estimaciones disponibles del proceso y la operación, para ayudar a elegir el mejor tipo de bomba y el sistema de control.

#### 2.2 CARGA TOTAL DE LA BOMBA

Como se ha mencionado una bomba centrífuga desarrolla una carga mediante el incremento de la velocidad del líquido en el impulsor, y entonces convierte algo de esta velocidad en presión en la voluta o difusor de la carcasa mediante un proceso de difusión. La cantidad de carga desarrollada en el impulsor es aproximadamente:

$$H = \frac{V^2}{2g} \quad (2.1)$$

donde:

H = carga en pie

V = velocidad en el extremo del impulsor en pie seg<sup>-1</sup>.

g = aceleración de la gravedad (32.2 pie seg<sup>-2</sup>).

La velocidad en el extremo o punta del impulsor puede también ser expresada como:

$$V = \frac{(RPM)D}{229} \quad (2.2)$$

donde:

V = velocidad en el extremo del impulsor en pie/seg

RPM = velocidad de la bomba en revoluciones por minuto

D = diámetro del impulsor en pulgadas.

229 = factor de conversión de unidades

Sustituyendo la Ecuación 2.2 de arriba en lugar de V en la Ecuación 2.1, resulta la siguiente expresión:

$$H = \frac{[(RPM)D]^2}{3.375 \times 10^6} \quad (2.3)$$

Esta Ecuación 2.3 muestra que la carga desarrollada por una bomba centrífuga es solo función de las RPM y del diámetro del impulsor.

Para determinar el tamaño requerido de una bomba centrífuga para una aplicación particular, todos los componentes de la carga del sistema en el cual va a operar la bomba deben ser sumados para determinar la Carga Dinámica Total (H) de la bomba. Existen cuatro componentes separados de la carga total del sistema, los cuales son:

- (1) Carga Estática
- (2) Carga de Fricción
- (3) Carga de Presión
- (4) Carga de Velocidad.

Cada uno de estos cuatro componentes de carga deben ser considerados para el sistema en el cual la bomba debe operar, y la suma de ellos es la Carga Dinámica Total (H) de la bomba. Nótese que el último de los componentes, la carga de velocidad, puede o no ser incluida en los cálculos de la carga de los componentes del sistema para dimensionar la bomba, dependiendo del punto de referencia para el

cálculo (donde se mide la presión para la carga de presión y el nivel para la carga estática). A continuación se discute separadamente cada uno de los cuatro componentes de la carga del sistema.

## 2.2.1 Carga Estática

La carga estática es el cambio de elevación total que el líquido debe experimentar. En la mayoría de los casos, la carga estática es medida normalmente desde la superficie del líquido en el recipiente de suministro hasta la superficie del líquido en el recipiente donde el líquido está siendo entregado. La carga estática total se mide de la superficie del recipiente de suministro a la superficie del recipiente de descarga a pesar de que la bomba sea localizada arriba del nivel del líquido en el recipiente de succión (la cual es referida como "altura de succión"), o abajo del nivel del líquido en el recipiente de succión (carga de succión). La Figura 2.1 muestra un ejemplo de una bomba bajo una altura de succión, y define la altura de succión estática, la carga de descarga estática, y la carga total estática. Nótese que para una bomba en un sistema de circuito cerrado, la carga estática total es cero.

Si los requerimientos de carga de presión del sistema son dados por lecturas de un indicador de presión en algunos puntos de la tubería de succión y de descarga del sistema, en vez de los recipientes de suministro y descarga, entonces el valor de la carga estática es la diferencia en elevación de los indicadores de presión, en vez de la diferencia de elevación entre la superficie del líquido en los recipientes de suministro y de descarga.

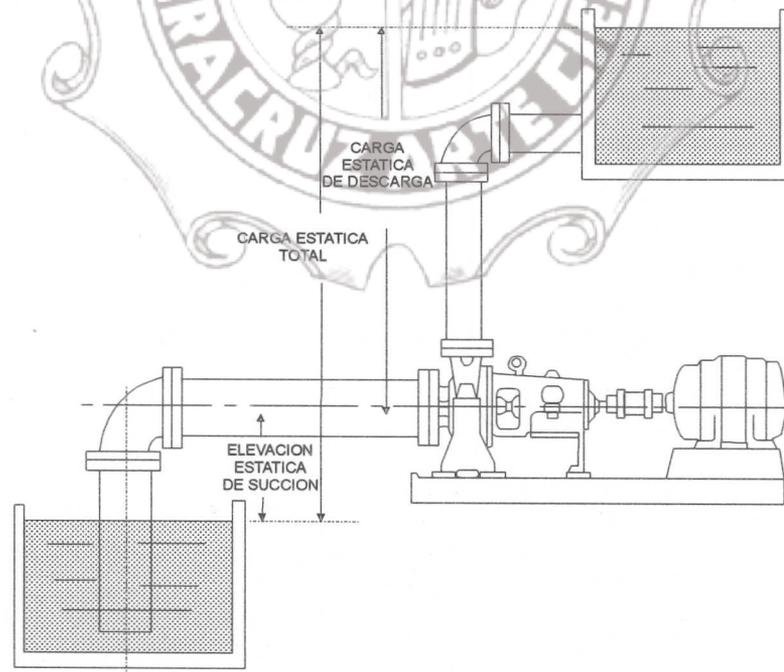


Figura 2.1 Elevación estática de succión, carga estática de descarga, y carga estática total.

## 2.2.2 Carga De Fricción.

La carga de fricción es la carga necesaria para vencer las pérdidas de fricción en la tubería, válvulas y accesorios dentro del sistema en el cual opera la bomba. La pérdida por fricción en un sistema de tuberías varía con el cuadrado de velocidad del líquido (asumiendo flujo totalmente turbulento). Entre más pequeño sea el tamaño de los tubos, válvulas y accesorios para un rango dado de flujo mayor serán las pérdidas de carga por fricción. Cuando se diseña un sistema de tuberías, si se eligen tamaños pequeños de tubos, válvulas y accesorios, el costo del sistema de tuberías es reducido. Sin embargo, el resultado de lo anterior sería una alta carga total de la bomba debido al incremento de las pérdidas de carga por fricción. Esto usualmente incrementa el costo de la bomba y su accionador, y también incrementa el costo de la energía a consumir. Otro punto es que seleccionando pequeñas líneas de succión puede causar la cavitación de la bomba debido también al incremento de la pérdida de carga por fricción.

En teoría, las pérdidas por fricción ocurren cuando el líquido fluye a través de un sistema de tuberías y deben calcularse por medio de fórmulas complejas, tomando en cuenta factores tales como la densidad y la viscosidad del líquido, y el diámetro y material de la tubería. Afortunadamente, esas fórmulas han sido expresadas mediante tablas y cartas menos complejas. La Tabla 2.1 muestra una tabla típica de pérdidas por fricción de tubería de acero cédula 40 para agua a 60° F.

Si el líquido bombeado no fuera agua, o si la cédula o el material, fueran otros, se debe hacer un ajuste o usar una tabla diferente.

Tabla 2.1 *Fricción de Tubería: Agua / Tubo de acero cédula 40 (Pump Characteristics & Applications Dekker Inc.)*

Galones Por Minuto U.S.A.	1/8 in. (0.269" I.D.)			1/4 in. (0.364" I.D.)			1/2 in. (0.493" I.D.)			3/4 in. (0.622" I.D.)			Galones Por Minuto U.S.A.
	V (Pie./Seg)	V <sup>2</sup> / 2g	hf (Pie./100 pie)	V	V <sup>2</sup> / 2g	hf	V	V <sup>2</sup> / 2g	hf	V	V <sup>2</sup> / 2g	hf	
0.2	1.13	0.020	2.72										0.2
0.4	2.26	0.079	16.2	1.23	0.024	3.7							0.4
0.6	3.39	0.178	33.8	1.85	0.053	7.6	1.01	0.016	1.74				0.6
0.8	4.52	0.317	57.4	2.47	0.095	12.7	1.34	0.028	2.89				0.8
1.0	5.65	0.495	87.0	3.08	0.148	19.1	1.68	0.044	4.30	1.06	0.017	1.85	1.0
1.5	8.48	1.12	188	4.62	0.332	40.1	2.52	0.099	8.93	1.58	0.039	2.85	1.5
2.0	11.3	1.98	324	6.17	0.591	69.0	3.36	0.176	15.0	2.11	0.069	4.78	2.0
2.5				7.71	0.923	105	4.20	0.274	22.6	2.64	0.108	7.16	2.5
3.0				9.25	1.33	148	5.04	0.395	31.8	3.17	0.156	10.0	3.0
3.5				10.79	1.81	200	5.88	0.538	42.6	3.70	0.212	13.3	3.5
4.0				12.33	2.36	259	6.72	0.702	54.9	4.22	0.277	17.1	4.0
4.5				13.87	2.99	326	7.56	0.889	68.4	4.75	0.351	21.3	4.5
5				15.42	3.69	398	8.40	1.10	83.5	5.28	0.433	25.8	5
6							10.1	1.58	118	6.34	0.624	36.5	6
7							11.8	2.15	158	7.39	0.849	48.7	7
8							13.4	2.81	205	8.45	1.11	62.7	8
9							15.1	3.56	258	9.50	1.40	78.3	9
10							16.8	4.39	316	10.6	1.73	95.9	10
12										12.7	1.49	136	12
14										14.8	3.40	183	14

Tabla 2.1 (Continuación)

Galones Por Minuto U.S.A.	1/8 in. (0.824" I.D.)			¼ in. (1.049" I.D.)			1/8 in. (1.3880" I.D.)			½ in. (1.610" I.D.)			Galones Por Minuto U.S.A.
	V (Pie./Seg)	V <sup>2</sup> /2g	hf (Pie./100 pie)	V	V <sup>2</sup> /2g	Hf	V	V <sup>2</sup> /2g	hf	V	V <sup>2</sup> /2g	hf	
4	2.41	0.090	4.21	1.48	0.034	1.29							4
5	3.01	0.141	6.32	1.86	0.053	1.93							5
6	3.61	0.203	8.87	2.23	0.077	2.68	1.29	0.026	0.70				6
7	4.21	0.276	11.8	2.60	0.105	3.56	1.50	0.035	0.93				7
8	4.81	0.360	15.0	2.97	0.137	4.54	1.72	0.046	1.18	1.26	0.025	0.56	8
9	5.42	0.456	18.8	3.34	0.173	5.65	1.93	0.058	1.46	1.42	0.031	0.69	9
10	6.02	0.563	23.0	3.71	0.214	6.86	2.15	0.071	1.77	1.58	0.039	0.83	10
12	7.22	0.818	32.6	4.45	0.308	9.62	2.57	0.103	2.48	1.89	0.056	1.16	12
14	8.42	1.10	43.5	5.20	0.420	12.8	3.00	0.140	3.28	2.21	0.076	1.53	14
16	9.63	1.44	56.3	5.94	0.548	16.5	3.43	0.183	4.20	2.51	0.099	1.96	16
18	10.8	1.82	70.3	6.68	0.694	20.6	3.86	0.232	5.22	2.84	0.125	2.42	18
20	12.0	2.25	86.1	7.42	0.857	25.1	4.29	0.286	6.34	3.15	0.154	2.94	20
25	15.1	3.54	134	9.29	1.34	37.4	5.37	0.448	9.66	3.94	0.241	4.50	25
30	18.1	5.06	187	11.1	1.93	54.6	6.44	0.644	13.6	4.73	0.347	6.26	30
35				13.0	2.02	73.3	7.52	0.879	18.5	5.52	0.473	8.38	35
40				14.8	3.43	95.0	8.58	1.14	23.5	6.30	0.618	10.8	40
45				16.7	4.33	119	9.66	1.45	29.5	7.10	0.783	13.5	45
50				18.6	5.35	146	10.7	1.79	36.0	7.88	0.965	16.4	50
60				22.3	7.71	209	12.9	2.57	51.0	9.46	1.39	23.2	60
70				26.0	10.5	283	15.0	3.50	68.8	11.0	1.89	31.3	70
80							17.2	4.58	89.2	12.6	2.47	40.5	80
90							19.3	5.79	112	14.2	3.13	51.0	90
100							21.5	7.15	138	15.8	3.86	62.2	100
120							25.7	10.3	197	18.9	5.56	88.3	120
140										22.1	7.56	119	140

Galones Por Minuto U.S.A.	2 in. (2.067" I.D.)			2 ½ in. (2.469" I.D.)			3 in. (3.068" I.D.)			3 ½ in. (3.548" I.D.)			Galones Por Minuto U.S.A.
	V (Pie./Seg)	V <sup>2</sup> /2g	hf (Pie./100 pie)	V	V <sup>2</sup> /2g	hf	V	V <sup>2</sup> /2g	hf	V	V <sup>2</sup> /2g	hf	
30	2.87	0.128	1.82	2.01	0.063	0.75							30
35	3.35	0.174	2.42	2.35	0.085	1.00							35
40	3.82	0.227	3.10	2.68	0.112	1.28							40
50	4.87	0.355	4.67	3.35	0.174	1.94	2.17	0.073	0.66				50
60	5.74	0.511	6.59	4.02	0.251	2.72	2.60	0.105	0.92	1.95	0.059	0.45	60
80	7.65	0.909	11.4	5.36	0.447	4.66	3.47	0.187	1.57	2.60	0.105	0.77	80
100	9.56	1.42	17.4	6.70	0.698	7.11	4.34	0.293	2.39	3.25	0.164	1.17	100
120	11.5	2.05	24.7	8.04	1.00	10.0	5.21	0.421	3.37	8.39	0.236	1.64	120
140	13.4	2.78	33.2	9.38	1.37	13.5	6.08	0.574	4.51	4.54	0.321	2.18	140
160	15.3	3.64	43.0	10.7	1.79	17.4	6.94	0.749	5.81	5.19	0.419	2.80	160
180	17.2	4.60	54.1	12.1	2.26	21.9	7.81	0.948	7.28	5.84	0.530	3.50	180
200	19.1	5.68	66.3	13.4	2.79	26.7	8.68	1.17	8.90	6.49	0.655	4.27	200
220	21.0	6.88	80.0	14.7	3.38	32.2	9.55	1.42	10.7	7.14	0.792	5.12	220
240	22.9	8.18	95.0	16.1	4.02	38.1	10.4	1.69	12.6	7.79	0.943	6.04	240
260	24.9	9.60	111	17.4	4.72	44.5	11.3	1.98	14.7	8.44	1.00	7.04	260
280	26.8	11.1	128	18.8	5.47	51.3	12.2	2.29	16.9	9.09	1.28	8.11	280
300	28.7	12.8	146	20.1	6.28	58.5	13.0	2.63	19.2	9.74	1.47	9.26	300
350				23.5	8.55	79.2	15.2	3.57	26.3	11.3	2.00	12.4	350
400				26.8	11.2	103	17.4	4.68	33.9	13.0	2.62	16.2	400
500				33.5	17.4	160	21.7	7.32	52.5	16.2	4.09	25.0	500
600							26.0	10.5	74.8	19.5	5.89	35.6	600
700							30.4	14.3	101	22.7	8.02	48.0	700
800							34.7	18.7	131	26.0	10.5	62.3	800
1000										32.5	16.4	96.4	1000

Instituto de Ingeniería  
Universidad Veracruzana

Tabla 2.1 (Continuación)

Galones Por Minuto U.S.A.	4 in. (4.026" I.D.)			5 in. (5.047" I.D.)			6 in. (6.065" I.D.)			8 in. (7.981" I.D.)			Galones Por Minuto U.S.A.
	V (Pie./Seg)	V <sup>2</sup> /2g	hf (Pie./100 pie)	V	V <sup>2</sup> /2g	hf	V	V <sup>2</sup> /2g	hf	V	V <sup>2</sup> /2g	hf	
140	3.53	0.193	1.16	2.25	0.078	0.38							140
160	4.03	0.253	1.49	2.57	0.102	0.49							160
180	4.54	0.320	1.86	2.89	0.129	0.61							180
200	5.04	0.395	2.27	3.21	0.160	0.74	2.22	0.077	0.30				200
240	6.05	0.569	3.21	3.85	0.230	1.03	2.66	0.110	0.42				240
240	7.06	0.774	4.30	4.49	0.313	1.38	3.11	0.150	0.56				240
320	8.06	1.01	5.51	5.13	0.409	1.78	3.55	0.196	0.72				320
360	9.07	1.28	6.92	5.77	0.518	2.22	4.00	0.240	0.90				360
400	10.1	1.58	8.47	6.41	0.639	2.72	4.44	0.307	1.09	2.57	0.102	0.28	400
450	11.3	2.00	10.5	7.23	0.811	3.42	5.00	0.388	1.37	2.89	0.129	0.35	450
500	12.6	2.47	13.0	8.02	0.999	4.16	5.55	0.479	1.66	3.21	0.160	0.42	500
500	15.1	3.55	18.6	9.62	1.44	5.88	6.66	0.690	2.34	3.85	0.230	0.60	500
700	17.6	4.84	25.0	11.2	1.96	7.93	7.77	0.939	3.13	4.49	0.313	0.86	700
800	20.2	6.32	32.4	12.8	2.56	10.2	8.88	1.23	4.03	5.13	0.409	1.02	800
900	22.7	8.00	40.8	14.4	3.24	12.9	9.99	1.55	5.05	5.77	0.518	1.27	900
1000	25.2	9.87	50.2	16.0	4.00	15.8	11.1	1.92	6.17	6.41	0.639	1.56	1000
1200	30.2	14.2	72.0	19.2	5.76	22.5	13.3	2.76	8.76	7.70	0.920	2.20	1200
1400	35.3	19.3	97.6	22.5	7.83	30.4	15.5	3.76	11.8	8.98	1.25	2.95	1400
1600				25.7	10.2	39.5	17.8	4.91	15.4	10.3	1.64	3.82	1600
1800				28.8	12.9	49.7	20.0	6.21	19.4	11.5	2.07	4.79	1800
2000				32.1	16.0	61.0	22.2	7.67	23.8	12.8	2.56	5.86	2000
2400							26.6	11.0	34.2	15.4	3.68	8.31	2400
2800							31.1	15.0	46.1	18.0	5.01	11.2	2800
3200							35.5	19.6	59.9	20.5	6.55	14.5	3200
3600										23.1	8.28	18.4	3600
4000										25.7	10.2	22.6	4000

Galones Por Minuto U.S.A.	10 in. (10.020" I.D.)			12 in. (11.938" I.D.)			14 in. (13.124" I.D.)			16 in. (15.000" I.D.)			Galones Por Minuto U.S.A.
	V (Pie./Seg)	V <sup>2</sup> /2g	hf (Pie./100 pie)	V	V <sup>2</sup> /2g	hf	V	V <sup>2</sup> /2g	hf	V	V <sup>2</sup> /2g	hf	
800	3.25	0.165	0.328										800
900	3.66	0.208	0.410	2.58	0.103	0.173							900
1000	4.07	0.257	0.500	2.87	0.128	0.210	2.37	0.087	0.131				1000
1200	4.88	0.370	0.703	3.44	0.184	0.296	2.85	0.126	0.185				1200
1400	5.70	0.504	0.940	4.01	0.250	0.395	3.32	0.171	0.247				1400
1600	6.51	0.659	1.21	4.59	0.327	0.509	3.79	0.224	0.317	2.90	0.131	0.163	1600
1800	7.32	0.834	1.52	5.16	0.414	0.636	4.27	0.283	0.395	3.27	0.166	0.203	1800
2000	8.14	1.03	1.86	5.73	0.511	0.776	4.74	0.349	0.483	3.63	0.205	0.248	2000
2500	10.2	1.62	2.86	7.17	0.799	1.19	5.93	0.546	0.738	4.54	0.320	0.377	2500
3000	12.2	2.32	4.06	8.60	1.15	1.68	7.11	0.786	1.04	5.45	0.461	0.535	3000
3500	14.2	3.13	5.46	10.0	1.55	2.25	8.30	1.07	1.40	6.35	0.627	0.718	3500
4000	16.3	4.12	7.07	11.5	2.04	2.92	9.48	1.40	1.81	7.26	0.820	0.921	4000
4500	18.3	5.21	8.88	12.9	2.59	3.65	10.7	1.77	2.27	8.17	1.04	1.15	4500
5000	20.3	6.43	10.9	14.3	3.19	4.47	11.9	2.18	2.78	9.08	1.28	1.41	5000
6000	24.4	9.26	15.6	17.2	4.60	6.39	14.2	3.14	3.95	10.9	1.84	2.01	6000
7000	28.5	12.6	21.1	20.1	6.26	8.63	16.6	4.28	5.32	12.7	2.51	2.69	7000
8000	32.5	16.5	27.5	22.9	8.17	11.2	19.0	5.59	6.90	14.5	3.28	3.49	8000
9000	36.6	20.8	34.6	25.8	10.3	14.1	21.3	7.08	8.7	16.3	4.15	4.38	9000
10,000				28.7	12.8	17.4	23.7	8.74	10.7	18.2	5.12	5.38	10,000
12,000				34.4	18.3	24.8	28.5	12.6	15.2	21.8	7.38	7.69	12,000
14,000				40.1	25.0	33.5	33.2	17.1	20.7	25.4	10.0	10.4	14,000
16,000							37.9	22.4	26.8	29.0	1.31	13.5	16,000
18,000							42.7	28.3	33.9	32.7	16.6	17.2	18,000
20,000										36.3	20.5	21.1	20,000

Instituto de Ingeniería  
Universidad Veracruzana

Tabla 2.1 (Continuación)

Galones Por Minuto U.S.A.	18 in. (16.876" I.D.)			20 in. (18.812" I.D.)			24 in. (22.624" I.D.)			Galones Por Minuto U.S.A.
	V (Pie./Seg)	$\frac{V^2}{2g}$	hf (Pie./100 pie)	V	$\frac{V^2}{2g}$	hf	V	$\frac{V^2}{2g}$	hf	
2000	2.87	0.128	0.139							2000
3000	4.30	0.288	0.297	3.46	0.186	0.174				3000
4000	5.74	0.512	0.511	4.62	0.331	0.298	3.19	0.158	0.120	4000
5000	7.17	0.799	0.781	5.77	0.517	0.455	3.99	0.247	0.181	5000
6000	8.61	1.15	1.11	6.92	0.745	0.645	4.79	0.356	0.257	6000
8000	11.5	2.05	1.93	9.23	1.32	1.11	6.38	0.633	0.441	8000
10,000	14.3	3.20	2.97	11.5	2.07	.70	7.98	0.989	0.671	10,000
12,000	17.2	4.60	4.21	13.8	2.98	2.44	9.58	1.42	0.959	12,000
14,000	20.1	6.27	5.69	16.2	4.06	3.29	11.2	1.94	1.29	14,000
16,000	22.9	8.19	7.41	18.5	5.30	4.26	12.8	2.53	1.67	16,000
18,000	25.8	10.4	9.33	20.8	6.71	5.35	14.4	3.21	2.10	18,000
20,000	28.7	12.8	11.5	23.1	8.28	6.56	16.0	3.96	2.58	20,000
22,000	31.6	15.5	13.9	25.4	10.0	7.91	17.6	4.79	3.10	22,000
24,000	34.4	18.4	16.5	27.7	11.9	9.39	19.2	5.70	3.67	24,000
26,000	37.3	21.6	19.2	30.0	14.0	11.0	20.7	6.69	4.29	26,000
28,000	40.2	25.1	22.2	32.3	16.2	12.7	22.3	7.76	4.96	28,000
30,000	43.0	28.8	25.5	34.6	18.6	14.6	23.9	8.91	5.68	30,000
34,000				39.2	23.9	18.7	27.1	11.4	7.22	34,000
38,000				43.9	29.9	23.2	30.3	14.3	9.00	38,000
42,000							33.5	17.5	11.0	42,000
46,000							36.7	20.9	13.2	46,000
50,000							39.9	24.7	15.5	50,000

Para determinar la carga de fricción de una sección en particular de tubería, entre a la Tabla 2.1 con la capacidad de diseño planeada, y elija un tamaño de línea. Usualmente la velocidad es utilizada como el criterio para elegir preliminarmente el tamaño de la tubería, considerando además los costos del sistema de tuberías, de la bomba y de la energía consumir. Velocidades comúnmente recomendadas para la tubería de succión son de 4 a 6 pies  $\text{seg}^{-1}$ , y para la tubería de descarga 6 a 10  $\text{pie seg}^{-1}$ . Este rango recomendado puede variar ampliamente dependiendo de la aplicación en particular. Factores importantes a considerar cuando se establece el rango de velocidades recomendadas para una aplicación en particular incluyen, la abrasividad del líquido, el material de la tubería, y las propiedades de los sólidos suspendidos.

Con la capacidad de diseño y elegido preliminarmente el tamaño de la tubería, las tablas de fricción nos dan las perdidas de carga en pies por 100 pies lineales de tubería. Esto significa que el valor encontrado en la tabla debe ser multiplicado por la actual longitud de la tubería y dividido entre 100 para obtener la perdida de carga total de fricción en una longitud dada de la tubería. Esto se expresa mediante la formula:

Instituto de Ingeniería  
Universidad Veracruzana

$$H_f (\text{tubería}) = h_f \frac{L}{100} \quad (2.4)$$

donde:

L = longitud de la tubería en pies.

$H_f$  = valor de la Tabla 2.1

Las pérdidas por fricción en válvulas y accesorios están dadas mediante la fórmula:

$$H_f (\text{accesorio}) = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.5)$$

donde:

K = valor de la Figura 2.2

$V^2/2g$  = valor de la Tabla 2.1

El valor de  $V^2 (2g)^{-1}$  para diferentes rangos de flujo y diferentes diámetros de accesorios se encuentran en la tabla 2.1. El valor de K, el coeficiente de resistencia para la válvula o accesorio particular, es determinado mediante el uso de una de las cartas de la Figura 2.2, la cual tiene una diferente carta de K cada tipo de válvula o accesorio para encontrar K para un tamaño particular de válvula o accesorio, se toma el tamaño nominal de la válvula o accesorio en pulgadas, se intercepta este valor con la línea en la carta, y se lee el factor K en la escala izquierda.

Nótese que los valores de K mostrados en las cartas de la Figura 2.2 son genéricos. Si válvulas en particular son realmente escogidas, el fabricante puede tener coeficientes de resistencia más precisos.

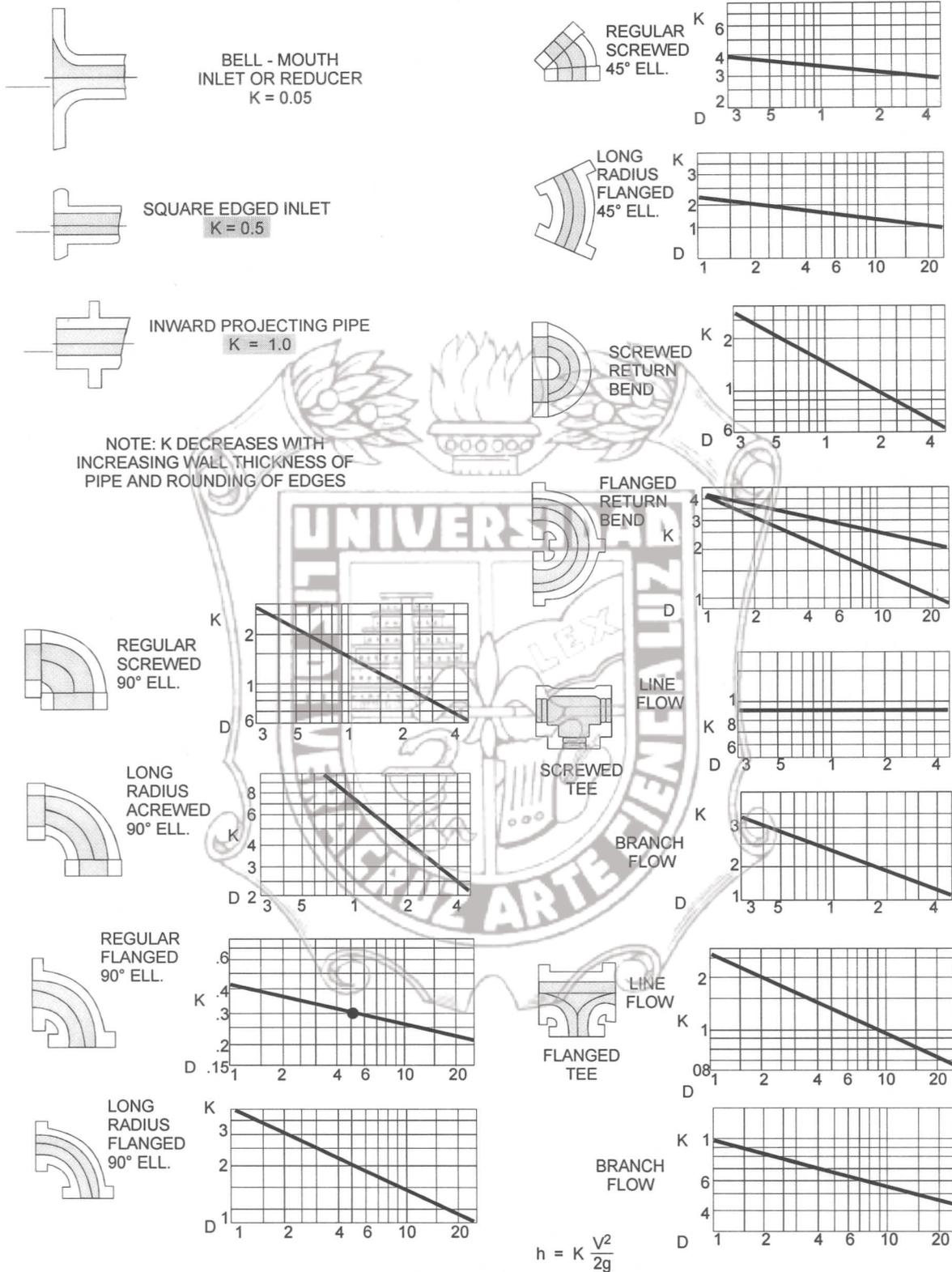


Figura 2.2. Coeficientes de resistencia (K) para válvulas y accesorios (Hydraulic Institute Standards, 14ª Edición)

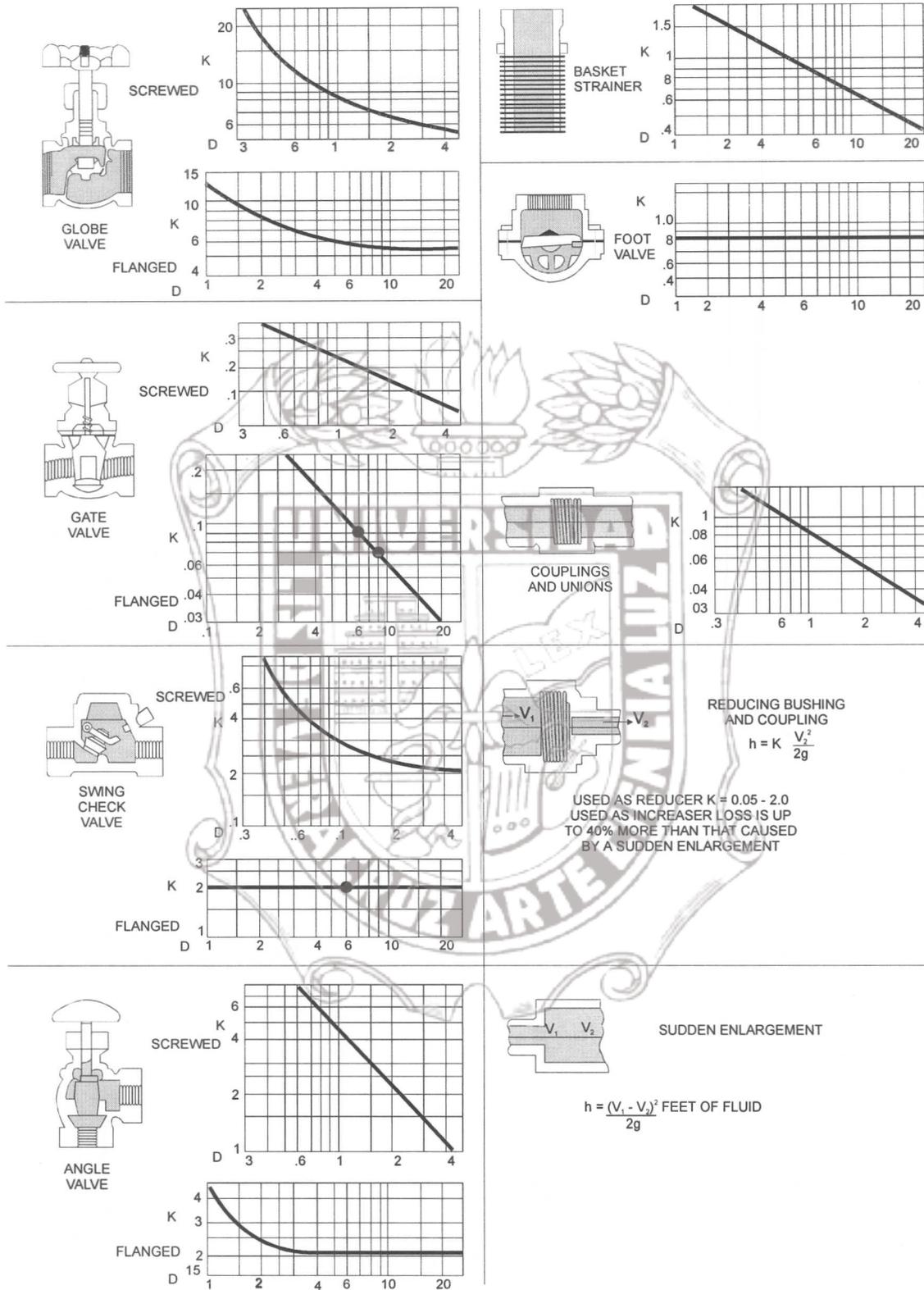


Figura 2.2. (Continuación)

Los factores K para válvulas en la Figura 2.2 están basados en posición totalmente abierta de la válvula. Para válvulas de control u otras válvulas que trabaja en posiciones diferentes a la de totalmente abierta, se debe establecer un valor de K en conjunto con el fabricante para esta posición parcialmente cerrada.

### 2.2.3 Carga de Presión

La carga de presión es la carga requerida para vencer una presión o vacío en el sistema ya sea aguas arriba o aguas debajo de la bomba. Normalmente se mide en la superficie del líquido, en los recipientes de suministro y de descarga. Si las presiones en los recipientes son iguales (por ejemplo, si son dos tanques atmosféricos) entonces no se requiere ningún ajuste de la carga de presión a la carga dinámica total (H).

Si el recipiente de suministro esta a vacío o a una presión diferente del recipiente de descarga se necesita ajustar la carga de presión en el H. La presión o vacío deben convertirse a pies o metros de columna de carga.

Si el recipiente de succión está vacío (convertida a pies o metros) debe ser sumada a la presión en el recipiente de descarga para obtener el ajuste de presión total a la Carga Dinámica Total (H)

Si el recipiente de succión esta bajo presión positiva (pero diferente de la presión del recipiente de descarga) entonces la presión del recipiente de succión (convertida a pies o metros) debe de sustraerse a la presión del recipiente de descarga para obtener el ajuste de presión en el H. Ambas presiones deben estar expresadas ya sea en valor absoluto o bien como manométricas para que sean consistentes.

### 2.2.4 Carga de Velocidad

La carga de velocidad es la energía del líquido como resultado de su movimiento a cierta velocidad V. La formula para la carga de velocidad es:

$$H_v = \frac{V^2}{2g} \quad (2.6)$$

donde:

$H_v$  = carga de velocidad en pie

$V$  = velocidad en pie  $\text{seg}^{-1}$

$g$  = aceleración de la gravedad

Este valor esta tabulado en la Tabla 2.1, expresado en pies de descarga. El valor de la carga de velocidad es diferente en la succión y en la descarga de la bomba ya que los diámetros así los son, usualmente es mayor el diámetro de la succión.

Nótese que el procedimiento normal para dimensionar una bomba considera la carga de presión requerida en la superficie de los recipientes de suministro y de descarga, así como también establece valores de la carga estática en base a esos niveles. En esta situación, como la velocidad es cero en la superficie del líquido en ambos recipientes, la carga de velocidad en esos puntos también es cero. La carga de velocidad sólo se incluye en los cálculos de la carga total de bombeo necesaria cuando los datos de carga de presión son indicados como lecturas manométricas en algún punto del sistema en las tuberías de succión y de descarga.

## 2.3 CURVAS DE COMPORTAMIENTO

Una vez que el rango y la configuración de la bomba (carga y capacidad) han sido determinados, como se describe a continuación, el siguiente paso en el proceso de selección es decidir cual será la velocidad de la bomba. A menudo existen dos o más velocidades de operación comercialmente disponibles para un rango y configuración de la bomba en particular. Cada una de esas velocidades dan como resultado un tamaño diferente de bomba, cada una de diferente costo inicial, de operación y de mantenimiento.

Las velocidades disponibles para motores eléctricos estándares de corriente alterna (C.A.) para 60 ciclos de corriente; considerando que los motores eléctricos tienen un número par de polos, empezando con dos; están mostrados en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2 Velocidades de Motores Eléctricos C.A.-60HZ

N (# POLOS)	RPM
2	3600
4	1800
6	1200
8	900
10	720
12	600

La velocidad real de operación de los motores, es ligeramente menor que los valores mostrados, debido al deslizamiento eléctrico entre el rotor y el estator del motor. Las velocidades de la Tabla 2.2 se obtienen en base a la siguiente fórmula, para 60 Hz:

$$RPM = \frac{7200}{N} \quad (2.7)$$

donde:

RPM = velocidad en revoluciones por minuto

N = número de polos

Los fabricantes determinan que velocidades ofrecen para cada tipo y tamaño de bomba, basados en consideraciones de diseño y aplicación. En general, un impulsor grande (y gran capacidad) esta determinado para una velocidad baja. También ciertos tipos de aplicaciones como lodos abrasivos o pulpa de papel requieren también velocidades más bajas que los servicios limpios.

Cuando se han determinado las velocidades de bombeo a considerar, entonces se procede a efectuar la selección de la bomba centrífuga. Sin embargo, cuando se está considerando un sistema de bombeo de velocidad variable se requiere desarrollar información adicional de la forma de la curva carga del sistema para determinar los requisitos de variación de flujo. Por el momento, se asumirá que una velocidad constante fue seleccionada.

Con una velocidad constante de bombeo, la relación carga-capacidad para bombas centrífugas se muestra en la Figura 1.6. La mayoría de las bombas centrífugas, sin embargo tienen la capacidad de operar sobre un rango extenso de carga y flujo, mediante el cambio del diámetro del impulsor desde su tamaño máximo hasta su mínimo. Por lo que para cierta velocidad de bombeo, una bomba centrífuga tiene un comportamiento carga-capacidad cubriendo como se ilustra en la Figura 2.3. Los límites más altos y más bajos cubiertos son determinados por el máximo y el mínimo impulsor que los fabricantes

ofrecen para un tamaño particular de bomba. Los límites de la derecha e izquierda indican el máximo y el mínimo flujo de cada diámetro del impulsor, establecido por el fabricante.

El límite superior del comportamiento mostrado en la Figura 2.3 está basado en el máximo diámetro del impulsor que físicamente cabe dentro de la carcasa de la bomba. El diámetro mínimo del impulsor que se ofrece por el fabricante se basa en algunos criterios a menudo, lo económico dicta el diámetro del impulsor mínimo ofrecido por el fabricante. Otro punto es que este mínimo se vuelve no competitivo contra otra bomba de la competencia de menor tamaño de carcasa. Adicionalmente la eficiencia disminuye conforme disminuye el tamaño del diámetro.

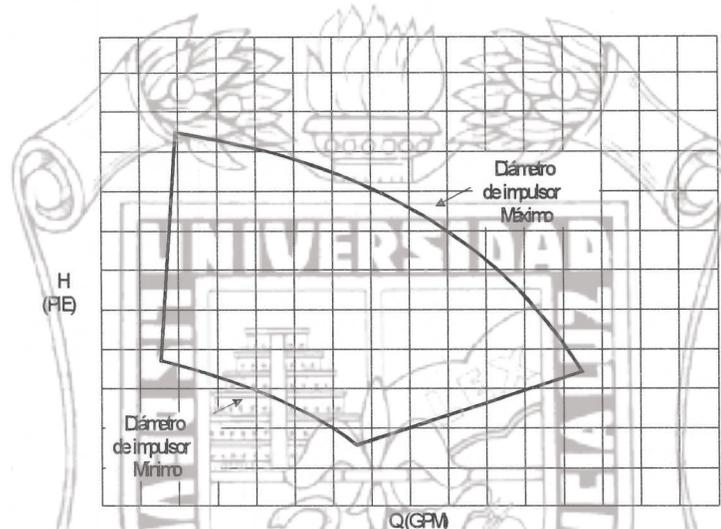


Figura 2.3 Cobertura Carga-capacidad para una bomba centrífuga de velocidad constante.

La mayoría de los fabricantes publican curvas de comportamiento cubriendo una serie entera de bombas a cierta velocidad, como se ilustra en la Figura 2.4. Una vez que se han elegido la carga, capacidad, configuración y velocidad, la selección preliminar de un tamaño de bomba se hace de una familia de curvas como la mostrada. Y ya que se escogió una de ellas entonces se debe examinar a detalle la curva específica de la bomba para encontrar la información requerida como diámetro del impulsor, eficiencia, potencia, cnps requerida, etc.

El Estándar ASME B73.1 indica que el tamaño de una bomba centrífuga debe especificarse de la siguiente forma:

Tamaño de la succión X Tamaño de la descarga X máximo diámetro de impulsor nominal.

Todos los términos anteriores expresados en pulgadas.

La práctica en Europa es expresar las dimensiones en milímetros, de acuerdo con el comité técnico 115 de ISO

## 2.4 POTENCIA Y EFICIENCIA

Potencia se refiere a la cantidad de energía que debe de suministrarse para operar una bomba. Para escoger el tamaño correcto del accionador de la bomba, es necesario entender como calcular la potencia y como leer e interpretar los datos de potencia mostrados en la curva de comportamiento. Existen diversas expresiones comunes usadas para potencia.

Potencia al agua, o WHP, que se refiere a la salida de la bomba cuando maneja cierto líquido de una gravedad específica dada, con cierto flujo y carga. La fórmula para WHP, en unidades inglesas es:

$$WHP = \frac{\gamma QH}{3960} \quad (2.8)$$

donde:

- WHP = potencia al agua en hp
- Q = Rango del Flujo en gpm
- H = carga dinámica total en pies
- $\gamma$  = peso específico
- 3960 = factor de conversión de unidades

Utilizando unidades del SI tenemos para la WHP en Watts:

$$WHP = 9797 \gamma QH \quad (2.9)$$

donde:

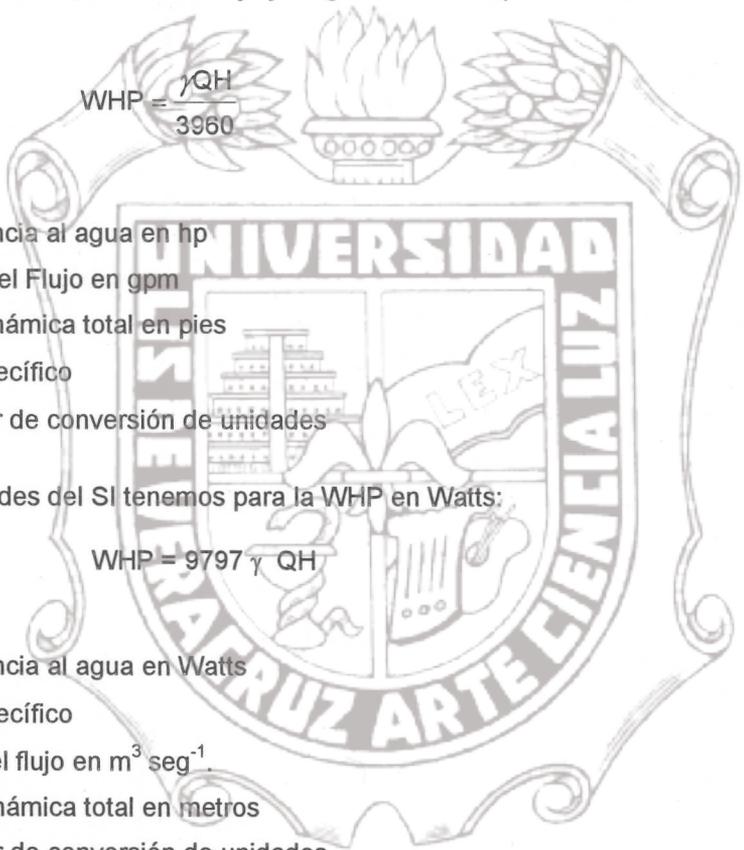
- WHP = potencia al agua en Watts
- $\gamma$  = peso específico
- Q = rango del flujo en  $m^3 \text{ seg}^{-1}$
- H = carga dinámica total en metros
- 9797 = factor de conversión de unidades

Potencia al freno, o BHP, es la cantidad de energía suministrada a la bomba en orden de obtener una carga y un flujo en particular. Es la entrada de energía a la bomba, o la energía de salida requerida del accionador. La fórmula para la BHP, es:

$$BHP = \frac{\gamma QH}{3960 \eta} \quad (2.10)$$

donde:

- BHP = potencia al freno en hp
- $\eta$  = eficiencia de la bomba



La BHP está indicada en la curva de comportamiento como una función de la capacidad de la bomba y se utiliza para seleccionar un tamaño adecuado del motor o de otro tipo de accionador. Nótese que la BHP es una función de la gravedad específica. Si el líquido bombeado tiene una gravedad específica diferente de 1.0, la curva de la BHP necesita ajustarse de acuerdo con lo indicado por cada fabricante, o por el ingeniero que efectúe la selección del accionador.

Otro término utilizado para la potencia es la potencia de línea. Este término describe la potencia de entrada requerida para el accionador, y se encuentra dividiendo la BHP entre la eficiencia del motor.

La BHP es más grande que la WHP ya que de hecho una bomba no es una máquina perfectamente eficiente. Existen actualmente cuatro factores los que causan que una bomba centrífuga no sea perfectamente eficiente.

La eficiencia de la bomba se expresa como número decimal menor que uno. La importancia relativa de las cuatro pérdidas mencionadas varía de un tipo de bomba a otra. Las eficiencias actuales para varios tipos de bombas centrífugas pueden variar ampliamente, desde un rango del 30% hasta el 90%.

Comparando las ecuaciones para la WHP y para la BHP, se ve que la única diferencia entre las dos es el término de la eficiencia de la bomba. Por lo tanto, la eficiencia de la bomba es igual al cociente de ambas.

$$\eta = \frac{WHP}{BHP} = \frac{\gamma QH}{3960 BHP} \quad (2.11)$$

Los fabricantes de bombas utilizan esta ecuación para determinar la eficiencia de la bomba cuando las pruebas de comportamiento de la bomba en fábrica se hacen. En estas pruebas se tiene la capacidad para medir la BHP.

Después de pruebas de comportamiento completas con diferentes diámetros de impulsores y con diferentes gastos y cargas, los fabricantes finalmente generan familias de curvas que cubren por completo el comportamiento de la bomba, las cuales son publicadas dentro de sus catálogos. Un ejemplo de estas curvas se pueden apreciar en la Figura 2.4.

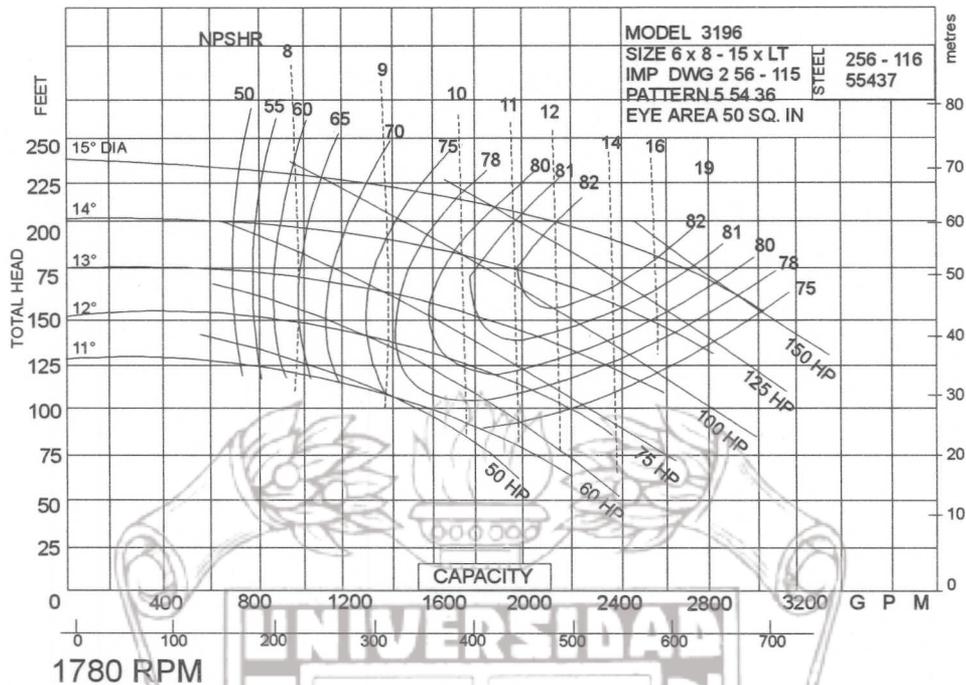


Figura 2.4 Familia de curvas de comportamiento de una bomba centrífuga. (Goulds Pumps, Inc., Seneca Falls, N.Y.)

## 2.5 CAVITACION Y NPSH

La Carga Neta Positiva de Succión (NPSH, por sus siglas en Inglés: Net Positive Suction Head), es probablemente el aspecto más incomprendido de la hidráulica de las bombas. Es muy importante entender este concepto, ya que los problemas del NPSH son la mayor causa de fallas de bombas, y muy a menudo erróneamente culpados otros aspectos sin relación.

La NPSH debe examinarse cuando se utilizan bombas centrífugas para predecir la posibilidad de la cavitación, un fenómeno de efectos destructivos tanto hidráulicos como mecánicos sobre las bombas. La cavitación, ilustrada en la Figura 2.5, es un fenómeno que ocurre cuando se forman cavidades de vapor y se mueven a lo largo del álabe del impulsor. Cuando las cavidades de vapor se mueven a lo largo del álabe, la presión alrededor de las cavidades se va incrementando. Cuando se llega a un punto donde la presión externa alrededor de la cavidad es mayor que la interna, la cavidad se colapsa, o dicho de otra manera implota. Esta cavidad no está sola sino rodeada de cientos de otras cavidades colapsándose aproximadamente en el mismo punto del álabe del impulsor.

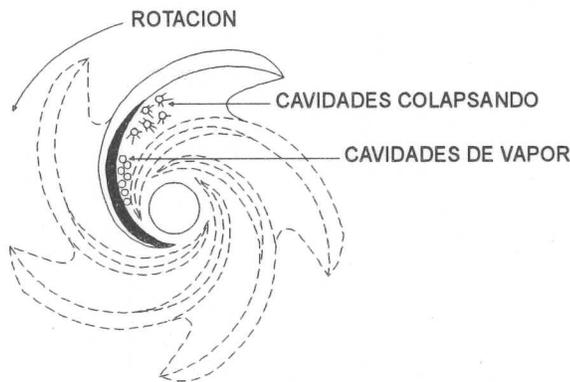


Figura 2.5 Fenómeno de cavitación

Este fenómeno de formación y subsecuente colapso de cavidades llenas de vapor debido a la acción dinámica, conocido como cavitación, tiene algunos efectos sobre las bombas centrífugas. Primero, el colapsamiento de las burbujas hace un ruido característico que ha sido descrito como arrastre de piedras. Pero lo más relevante es el efecto que la cavitación tiene sobre el comportamiento hidráulico y la integridad mecánica de la bomba.

El efecto hidráulico de una bomba cavitando es que se separa fuera de su curva de comportamiento esperada, produciendo una carga y flujo mas baja de lo esperado, como lo ilustra en la Figura 2.6.

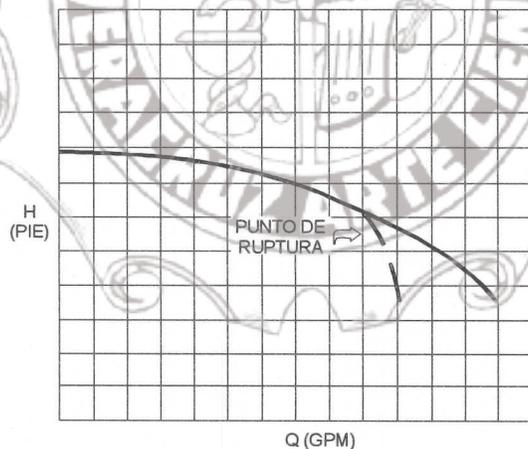


Figura 2.6 Efecto de la cavitación en el comportamiento de una bomba centrífuga.

Un efecto aún más serio de la cavitación es el daño mecánico que ocurre debido a la excesiva vibración en la bomba. Esta vibración tiene origen en las cargas desiguales en el impulsor de la mezcla de fases de vapor y líquido que pasan a través de él, y a la onda de choque local que ocurre cuando cada burbuja colapsa.

Las ondas de choque pueden dañar físicamente el impulsor, originando desprendimiento del material removido de la superficie del impulsor. La cantidad de material removido varía dependiendo de lo extenso de la cavitación y del material del impulsor.

La vibración excesiva causada por la cavitación a menudo subsecuentemente origina fallas de los sellos o cojinetes de la bomba. Esto es otra razón mas por la que la NPSH y la cavitación deben entenderse propiamente por el diseñador del sistema y el usuario de la bomba.

La manera más obvia de obtener cavidades de vapor, es haciendo que el líquido hierva mediante el incremento de la temperatura del líquido. Sin embargo, esto no es lo que ocurre en una bomba cavitando, ya que, en el alto rango de flujo donde la cavitación puede ocurrir, la temperatura del líquido, que se mueve a través de la bomba centrífuga, permanece muy cerca de ser constante.

Otra forma de que un líquido pueda hervir, sin incrementar su temperatura, es si la presión del líquido permite ser disminuida. Esta propiedad termodinámica de los líquidos se conoce como presión de vapor. La Figura 2.7 muestra la presión de vapor para diferentes líquidos en función de la temperatura.

En un sistema de bombeo, cuando el líquido sale del recipiente de suministro y alcanza la succión de la bomba, la presión local en cada punto de la línea de succión varía, debido a los cambios en la elevación y a la fricción de la tubería de succión, de válvulas, filtros y accesorios. Si la combinación de estos cambios en la presión local permite que la presión del líquido caiga debajo de la presión de vapor a la temperatura de bombeo, se formarán burbujas de vapor, y las condiciones que se presentarán empezarán la cavitación.

En el análisis de operación de un sistema de bombeo para determinar si la cavitación está cerca, hay dos aspectos de la NPSH que deben considerarse:

**NPSH disponible:** es la carga de succión presente en la succión de la bomba sobre y arriba de la presión de vapor del líquido. NPSH<sub>d</sub> es una función del sistema de succión y es independiente del tipo de bomba en el sistema. Debe calcularse y suministrarse al fabricante de bombas como parte de la especificación de la bomba. La fórmula para calcular el NPSH<sub>d</sub> es:

$$\text{NPSH}_d = P \pm H_s - H_f - H_{vp} \quad (2.12)$$

donde:

P = La presión absoluta en la superficie del líquido en el recipiente de suministro, expresada en pies del líquido.

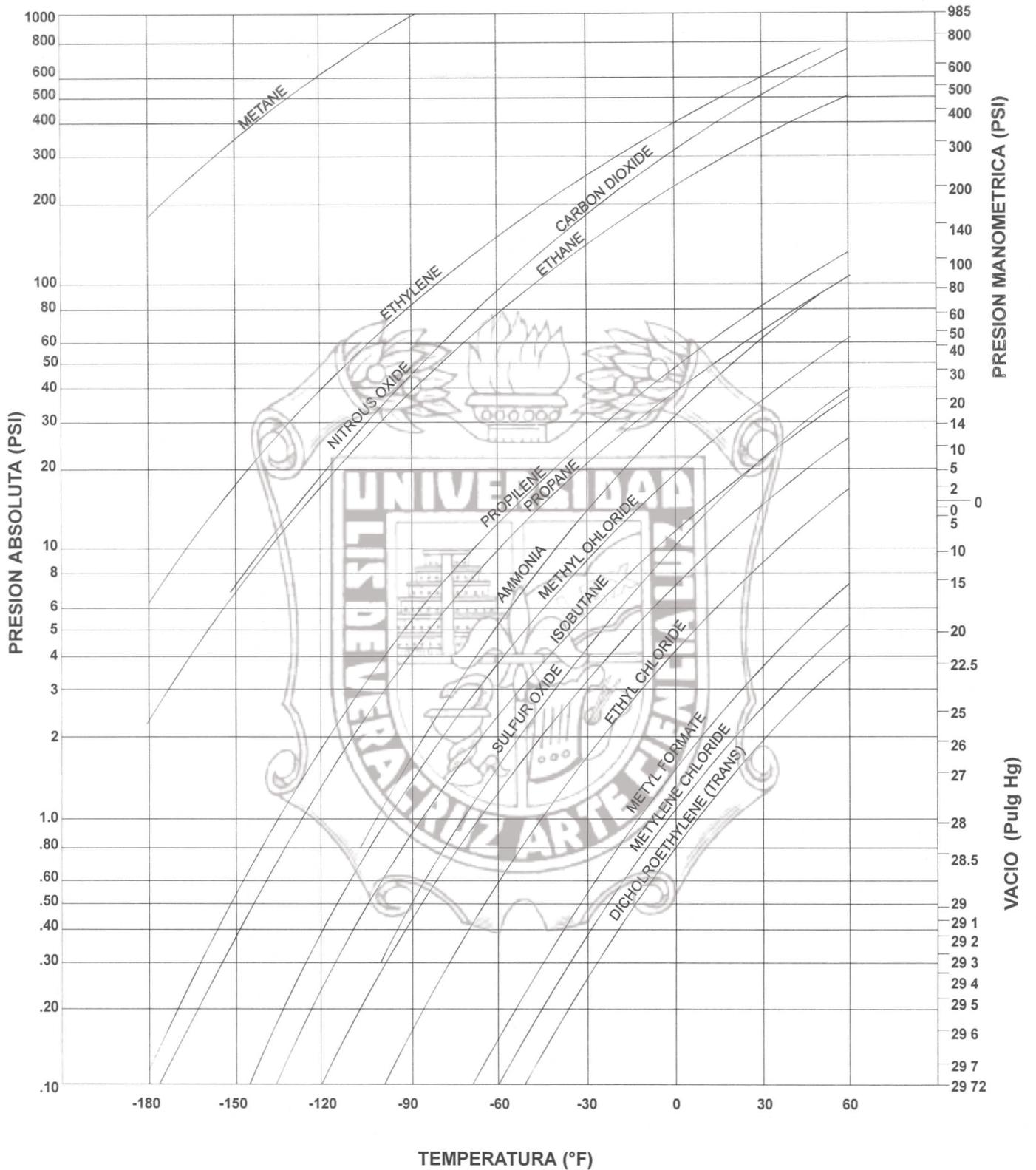


Figura 2.7 Presión de vapor de varios fluidos en función de la temperatura. (Pump Characteristics & Applications, Deckker Inc.)

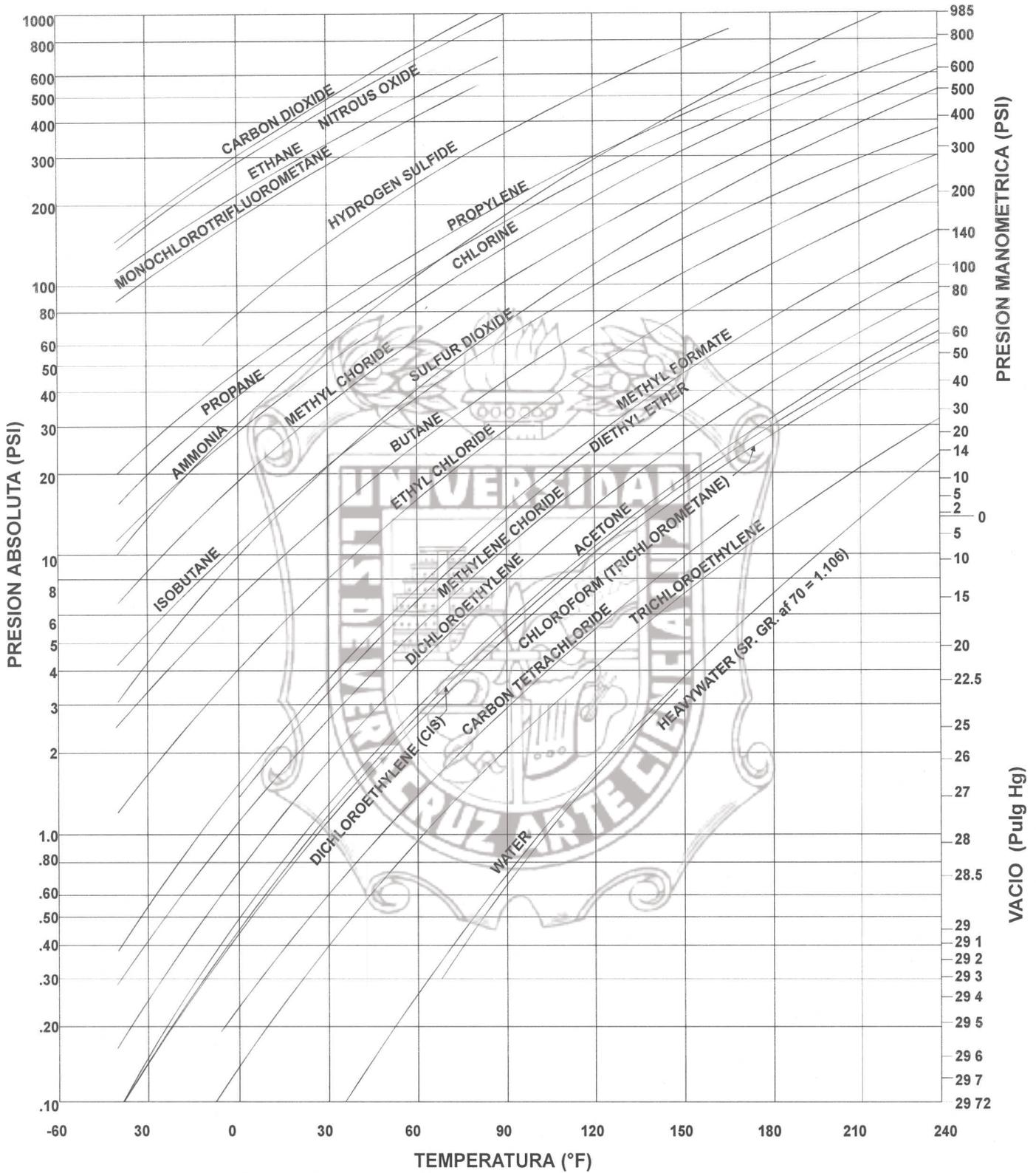


Figura 2.7 (Continuación.)

$H_s$  = Distancia estática desde la superficie del líquido en el recipiente de suministro al centro de línea del impulsor de la bomba, en pies. El término es positivo si la bomba tiene una carga de succión y negativo si tiene una elevación de succión.

$H_f$  = Pérdidas de fricción en la línea de succión, incluyendo toda la tubería, válvulas, filtros, accesorios, etc., expresados en pies de líquido. Este término varía con el flujo, por lo que la NPSHd debe calcularse basado en un flujo en particular.

$H_{vp}$  = Presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, expresada en pies de líquido.

En una nueva aplicación de una bomba, NPSHd ( y el término  $H_s$ ) deben proporcionarse al fabricante con referencia a algún punto tal como la elevación de la base de la bomba. Esto se debe a que la localización de la elevación del centro de línea del impulsor de la bomba generalmente es desconocido cuando se calcula el NPSHd. Es importante que el punto de referencia se mencione en la especificación, así como también el valor calculado de la NPSHd.

**NPSH requerido:** es la carga de succión requerida en el centro de línea del impulsor sobre y arriba de la presión de vapor del líquido. NPSHr es estrictamente una función del diseño de la entrada de la bomba, y es independiente del sistema de tuberías de la succión. La bomba requiere una presión en la brida de succión mayor que la presión de vapor del líquido porque simplemente el líquido en la brida de succión de la bomba en estado líquido no es suficiente. El líquido sufre pérdidas de presión cuando primero entra en la bomba, antes de que alcance el punto sobre el álabe del impulsor donde la presión empieza a incrementar. Estas pérdidas son causadas por efectos friccionales cuando el líquido pasa a través de la boquilla de succión de la bomba y se mueve hacia la entrada del impulsor y cuando cambia de dirección para fluir a lo largo de los álabes.

La NPSHr es establecida por los fabricantes mediante pruebas especiales, y el valor se muestra sobre la curva de la bomba como una función de la capacidad de la bomba.

A fin de que una bomba opere libre de cavitación, NPSHd debe ser mayor que NPSHr. Esta comparación debe hacerse en todos los puntos posibles, de operación de la bomba, incluyendo el peor de los casos usualmente en el máximo flujo esperado, también conocido como flujo fuera de alcance (runout flow).

De manera conservadora, el valor de la NPSHd normalmente deberá calcularse a su mínimo. Esto significa que deberá calcularse basándose en el más bajo nivel del líquido en el recipiente de suministro (mínima carga de succión o máxima elevación de succión). Con las pérdidas de fricción más altas en el sistema de la succión (usualmente en la más alta capacidad planeada), y con la mayor temperatura del líquido esperada.

Las alternativas para corregir la cavitación incluyen cambios al sistema que afecten alguno de los cuatro términos de la Ecuación 2.12, o a alguna combinación de ellos. El cambio más obvio al sistema puede ser incrementar el valor de  $H$  mediante el incremento del nivel del líquido en el recipiente de suministro o bajando la bomba de la cota en la que está instalada a una cota inferior.

Otra segunda forma para cambiar el sistema es la reducción del valor de  $H_f$  acercando la bomba al recipiente de succión, o incrementando el diámetro de la tubería de succión, o también eliminando accesorios o válvulas.

Una tercera forma de cambio es reduciendo la temperatura del líquido sobre todo en fondos de columnas de destilación.

Finalmente, el primer término de la Ecuación 2.12 puede ser incrementado presurizando el tanque con algún gas compatible.

De acuerdo con las definiciones de la  $NPSH_d$  y  $NPSH_r$  ambas varían con el flujo, esta relación se muestra en la Figura 2.8. En flujos más altos que el punto de intersección de las dos curvas en la Figura 2.8 la  $NPSH_r$  puede exceder la  $NPSH_d$  y por lo tanto la bomba en el sistema podrá cavitarse.

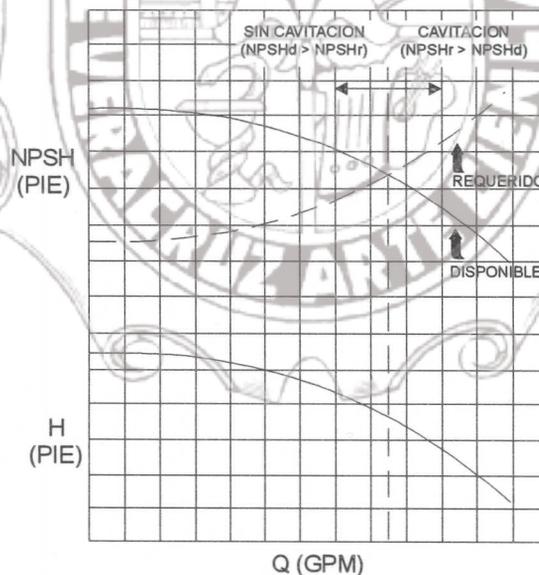


Figura 2.8 Variación del  $NPSH_d$  y  $NPSH_r$ , con el flujo a través del sistema.

Si ninguna de las soluciones propuestas son adecuadas para el problema en particular, entonces solo hay un medio para eliminar el problema de cavitación y es con una bomba diferente con una  $NPSH_r$  más baja.

Podría también dividirse el flujo con dos bombas operando en paralelo o bien es posible poner una segunda bomba en serie aguas arriba de la primera, en ambos casos se disminuye el riesgo de cavitación.

Si después de todos estos esfuerzos para modificar el sistema aún no solucionan la disminución del riesgo de cavitación, entonces aún es posible minimizar el daño seleccionando el material del impulsor mucho más resistente al fenómeno de cavitación, como por ejemplo acero inoxidable al alto cromo.

El margen mínimo recomendado de seguridad entre la NPSHd calculada y la NPSHr es del 25%.

## 2.6 VELOCIDAD ESPECÍFICA

La velocidad específica (Ns) es un índice de diseño, utilizado principalmente por los diseñadores de bombas. Es un índice dimensional usado para describir la geometría de los impulsores de bombas y para clasificarlos según su tipo. Conocer como calcular e interpretar la velocidad específica para una bomba en particular nos da entendimiento de las razones por las cuales los impulsores de bombas son maquinados tan diferentemente, de por que las bombas tienen diferentes curvas de comportamiento, y de por que hay una gran variación en el valor de la eficiencia en el punto de la máxima eficiencia (BEP) para diferentes bombas.

La fórmula para la velocidad específica de bombeo es:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.13)$$

donde:

N = velocidad de la bomba, rpm

Q = capacidad en el punto de máxima eficiencia. diámetro total, gpm.

H = carga de bombeo por etapa en el punto de máxima eficiencia, diámetro total, pies.

En la industria Americana de bombas, el gasto Q en la Ecuación 2.13 es considerada como la capacidad plena de bombeo, para impulsores de succión sencilla o doble. La práctica Europea usa la mitad de la capacidad total de bombeo para impulsores de doble succión.

Un análisis de las unidades en la Ecuación 2.13 revela que el término Ns no es adimensional, pero en la industria del bombeo convencionalmente así se usa.

La velocidad específica de una bomba en particular puede calcularse siguiendo la curva de la bomba; seleccionando  $N$ ,  $Q$ , y  $H$  en la curva para el máximo diámetro, en el punto de máxima eficiencia (BEP); y aplicando la Ecuación 2.13. Una vez que la  $N_s$  para una bomba en particular se calcula, su valor nunca cambia, aún si la trabaja a una diferente velocidad. Obviamente si la bomba trabaja a otra velocidad la carga total y la capacidad de bombeo cambia, pero la velocidad específica no cambia.

La Figura 1.18 ilustra perfiles típicos de impulsores para el rango de velocidades específicas de las bombas centrífugas. En la parte baja del rango, los impulsores desarrollan la carga impulsando el líquido radialmente desde el centro de línea del eje. Esas bombas de baja velocidad específica son llamadas bombas de flujo radial. Las bombas de flujo radial tienen la característica de relativamente bajo flujo y alta carga. En el lado opuesto, los impulsores desarrollan su carga mediante fuerzas axiales, y por ello, las bombas con alta velocidad específica son referidas como bombas de flujo axial, o bombas de propela. Las bombas de flujo axial tienen la característica de relativamente alto flujo y baja carga. Conforme  $N_s$  se incrementa, el cociente entre el diámetro externo del impulsor y el diámetro de entrada disminuye. Este cociente se acerca a 1.0 para un impulsor verdaderamente de flujo axial.

Las bombas que están entre el flujo radial y axial se conocen como de flujo mixto, y representan una combinación de ambos tipos de flujo. Actualmente las bombas con  $N_s$  de hasta 2000 a menudo son referidas como de flujo radial, y las bombas con  $N_s$  arriba de 800 son llamadas de flujo axial y las que están entre estos dos valores son conocidas como de flujo mixto.

Una de las características de la velocidad específica es su efecto sobre la forma e inclinación de las curvas de carga-capacidad de la bomba. Las bombas de flujo radial tienen curvas H-Q planas, con la carga a cero flujo a menudo no mayor del 120% de la carga en el BEP.

Las bombas de flujo mixto tienen curvas H-Q más inclinadas que las bombas de flujo radial. La carga a cero flujo es alrededor del 160% de la carga en el BEP. Las bombas de flujo axial tienen las curvas H-Q más inclinadas de todas, con la carga a cero flujo en el rango del 300% de la carga en el BEP.

## 2.7 LEYES DE AFINIDAD

Las leyes de afinidad de las bombas son reglas que gobiernan el comportamiento de las bombas centrífugas cuando la velocidad o el diámetro del impulsor son modificados. Las bases para la derivación de las leyes de afinidad es que la velocidad específica de bombeo, una vez calculada, no cambia. Si el comportamiento de una bomba en una velocidad y diámetro de impulsor es conocido, es posible predecir el comportamiento de la misma bomba si la velocidad o el diámetro del impulsor de la bomba se cambian.

Existen dos grupos de leyes de afinidad. Con el diámetro del impulsor, D, constante, el primer grupo de leyes es como sigue:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (2.14)$$

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

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \left( \frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad (2.15)$$

Con la velocidad, N, constante el segundo grupo de leyes es:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (2.17)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (2.18)$$

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (2.19)$$

donde:

Q = capacidad

H = carga total

BHP = potencia al freno

N = velocidad de bombeo

D = diámetro de salida del impulsor

1 = entrada

2 = salida

Los fabricantes o usuarios utilizan el segundo grupo de las leyes de afinidad para calcular el impulsor exacto para convertir la bomba a un particular rango, siempre dentro de una cantidad de error tan alta como del 15 al 20 por ciento en algunos casos.

Otro punto a considerar cuando se trabajan bombas a altas velocidades es el hecho que la NPSHr se aumenta con el incremento de la velocidad, un factor no considerado en las ecuaciones previas de las

leyes de afinidad. No existe un acuerdo completo entre los fabricantes acerca de la cantidad en que varía la NPSHr con los cambios de velocidad. El Hydraulic Institute Standard 14<sup>a</sup> ed., dice que la NPSHr varía con la velocidad tal como lo hace la carga, esto es, con el cuadrado del cambio de velocidad. En otras palabras, para un diámetro constante:

$$\frac{NPSH_1}{NPSH_2} = \left( \frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad (2.20)$$

Por lo tanto, si se considera incrementar la velocidad, la nueva curva de NPSHr debe calcularse y evaluarse la posibilidad de la cavitación en la velocidad de operación más alta.

## 2.8 CURVAS DE CARGA DEL SISTEMA

Un sistema de bombeo consta de tubería unida para formar una línea, válvulas, conexiones, canales abiertos, recipientes, boquillas de descarga compuertas, medidores, equipo de proceso y otros equipos de manejo de líquidos, a través de los cuales debe pasar el flujo, por muy variadas razones. Cuando se analiza un sistema en particular, con el propósito de seleccionar una bomba o grupo de bombas, se debe calcular con precisión la resistencia al flujo de líquido que presente el sistema completo a través de sus varios componentes. Se sabe que la resistencia al flujo se incrementa con la magnitud del mismo en una proporción aproximadamente igual a la magnitud de ese flujo elevado al cuadrado. Además de tener que vencer esa resistencia al flujo, puede ser necesario agregar carga para elevar el líquido desde el nivel en que efectúa la succión, a un nivel más alto de descarga. En algunos sistemas, la presión que prevalece en la superficie del líquido o nivel de descarga puede ser mayor que la presión en la superficie del líquido en el extremo de la succión, lo que demanda una bomba capaz de desarrollar más carga. Estas dos últimas demandas de energía se mantienen fijas dentro del sistema ya que su valor no cambia con los cambios que se tienen en el gasto o volumen del flujo. Las cargas fijas también pueden ser negativas, como sería el caso si el punto de descarga se encontrara en un nivel más bajo que el de succión; lo mismo ocurriría si la presión manométrica por encima de la superficie del líquido de descarga fuera más baja que la presión sobre la superficie del líquido de succión. Estas cargas fijas del sistema, también se llaman "cargas estáticas".

Una curva de operación del sistema es una representación gráfica de la resistencia total del sistema, resistencias que, como se mencionó, son la suma de cargas fijas y variables, calculadas para varios volúmenes de flujo y que tiene mucho uso en la selección de bombas centrífugas. Es mucho más conveniente expresar la unidad de carga en pies en vez de usar  $\text{lb/pulg}^2$ , ya que las bombas centrífugas tienen su capacidad medida en unidades de longitud, pies. Las curvas de operación, normalmente

indican la magnitud del flujo en galones por minuto, pero cuando se trata de volúmenes mayores, se pueden usar las unidades de pies cúbicos por segundo o millón de galones por día.

Cuando se quiere utilizar una curva de operación del sistema para varios flujos, o bien para cuando se desea calcular el flujo que se puede obtener en determinado sistema, se debe de utilizar el siguiente procedimiento. Definir con precisión el alcance del sistema de bombeo y su longitud. Calcular las cargas fijas del sistema, que son el cambio neto de energía total desde el principio hasta el fin del sistema; (debido a cambio de nivel o diferencial de presión). Cualquier incremento en la carga del líquido en la dirección del flujo, es una cantidad positiva. Posteriormente, calcular las pérdidas de carga variables, en todo el sistema, a través de toda la extensión de la tubería, válvulas, conexiones y equipo para varios valores del flujo.

La presión y nivel del líquido no cambian al cambiar el flujo. La carga variable del sistema es la fricción que se genera entre el fluido y las paredes interiores del tubo (incluyendo las válvulas y las conexiones). La carga fija y la variable para varios valores del gasto, se suman, resultando así una serie de valores que se pueden graficar en un eje y en el otro se indican los valores de gasto a que se producen dichas cargas, dando lugar a la formación de una curva de operación del sistema.

El gasto o flujo que produce una bomba centrífuga varía con la carga del sistema, mientras que el gasto que se obtiene de una bomba de desplazamiento positivo, es independiente de la carga del sistema. Si se grafican sobre un mismo papel la curva característica de operación de una bomba centrífuga, es decir, la curva característica de operación de un sistema de bombeo dado, como se puede ver en la Figura 2.9 se puede determinar gráficamente el flujo bajo unas condiciones dadas. Las curvas se interceptan en un valor del flujo de la bomba, donde son iguales la carga de la bomba y la carga requerida por el sistema. Cuando se va a seleccionar una bomba se debe especificar que la curva de operación de la bomba interseque la curva de operación del sistema en el valor deseado del flujo. Esta intersección debe estar localizada de tal manera que corresponda al de máxima eficiencia de la bomba, o en un punto más próximo posible.

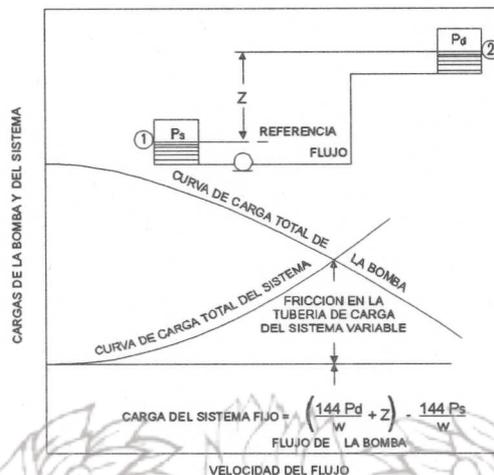


Figura 2.9 Construcción de la curva de carga total del sistema.

En los sistemas de extremo de descarga abiertos, y donde se presenta una reducción en el nivel del punto de descarga, una parte de la curva característica del sistema tendrá valores negativos (Figura 2.10). En este ejemplo, la bomba se usa para incrementar el flujo, que se produce espontáneamente por gravedad. Si el sistema no cuenta con una bomba, la resistencia negativa, o curva de cargas estáticas, es la carga motriz que mueve al líquido a través del sistema. El flujo que se obtiene bajo condiciones estables por efecto de gravedad o diferencia de niveles a favor del flujo, se presenta con un valor de gasto de cero, dentro de la curva de operación que corresponde a una carga total del sistema (la carga estática negativa del sistema, iguala a su resistencia, al flujo, o bien, la suma algebraica de la carga estática negativa más la carga del sistema tienen un valor igual a cero). Si se necesita un gasto mayor que el que produce la gravedad, se requiere una bomba para vencer la resistencia adicional del sistema.

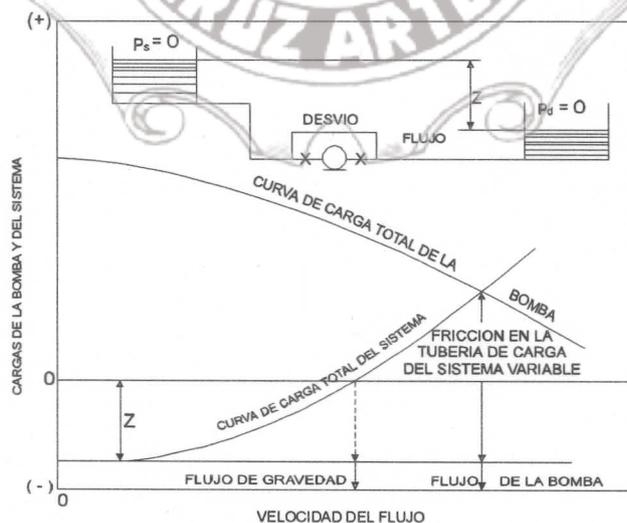


Figura 2.10 Construcción de una curva total del sistema para determinar el flujo por gravedad y el flujo por la bomba centrífuga.

## 2.9 OPERACIÓN EN SERIE Y EL PARALELO

Se pueden arreglar dos o más bombas para la operación en serie o en paralelo para lograr una amplia gama de requerimientos de la manera más económica. Si las bombas están muy juntas, es decir, en la misma estación, el análisis que se da abajo deberá ser adecuado para asegurar una operación satisfactoria. Si las bombas están ampliamente separadas, como es el caso de dos o más bombas a intervalos igualmente espaciados a lo largo de una tubería, se pueden generar serias condiciones transitorias de presión por procedimientos inadecuados de arranque o de parada.

**Operación en paralelo.** La operación en paralelo de dos o más bombas es un método común para llenar los requisitos cuando varía la capacidad. Arrancando sólo aquellas bombas que se necesitan para cumplir la demanda, normalmente se puede lograr la operación cerca de la máxima eficiencia. Las características de carga-capacidad de las bombas no necesitan ser idénticas, pero las características inestables puede dar problema, a menos que se pueda asegurar la operación sólo en la parte estable de la curva característica. Las bombas múltiples en una estación sirven de repuesto para casos de emergencia y para el tiempo de inactividad durante el mantenimiento y reparación.

La posibilidad de mover dos bombas con un solo motor siempre debe considerarse, ya que normalmente es posible mover las bombas pequeñas a velocidades alrededor del 40% mayores que una sola bomba del doble de la capacidad. El ahorro en costo del motor de mayor velocidad puede desplazar fácilmente el incremento en costo de dos bombas y dar flexibilidad adicional de operación.

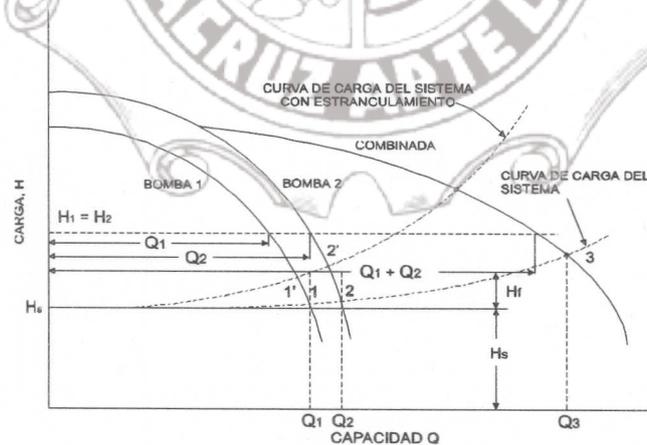


Figura 2.11 Curvas de carga – capacidad de bombas operando en paralelo.

Uno de los primeros pasos en la planeación de una operación con bombas múltiples es trazar la curva de carga del sistema como se muestra en la Figura 2.11. La carga del sistema consiste de la carga estática  $H$ , y la suma  $H_f$  de la carga por fricción en la tubería y la pérdida de carga en las válvulas y conexiones. Las curvas carga-capacidad de las diversas bombas se trazan en el mismo diagrama y

sus intersecciones con la curva de carga del sistema muestran posibles puntos de operación. Añadiendo las capacidades de las diversas combinaciones de bombas para tantos valores de la carga como sean necesarios, se trazan las *curvas combinadas carga-capacidad*. La intersección de cualquier curva  $H-Q$ , combinada con la curva de carga del sistema, es un punto de operación. La Figura 2.11 muestra dos curvas de carga-capacidad y la curva combinada. Los puntos 1, 2 y 3 son posibles condiciones de operación. Se pueden obtener puntos adicionales de operación cambiando la velocidad de las bombas o incrementando la pérdida de carga del sistema por estrangulamiento. Cualquier número de bombas en paralelo puede incluirse en un solo diagrama, aunque pudiera ser preferible tener diagramas separados para diferentes combinaciones de bombas. La eficiencia total  $\eta$  de las bombas en paralelo está dada por la siguiente expresión:

$$\eta = (sH/3960) (\Sigma Q/\Sigma P) \quad (2.21)$$

donde:

$s$  = densidad relativa del fluido

$H$  = carga en pies.

$\Sigma Q$  = suma de las capacidades de las bombas en gpm

$\Sigma P$  = potencia total suministrada a las bombas en hp

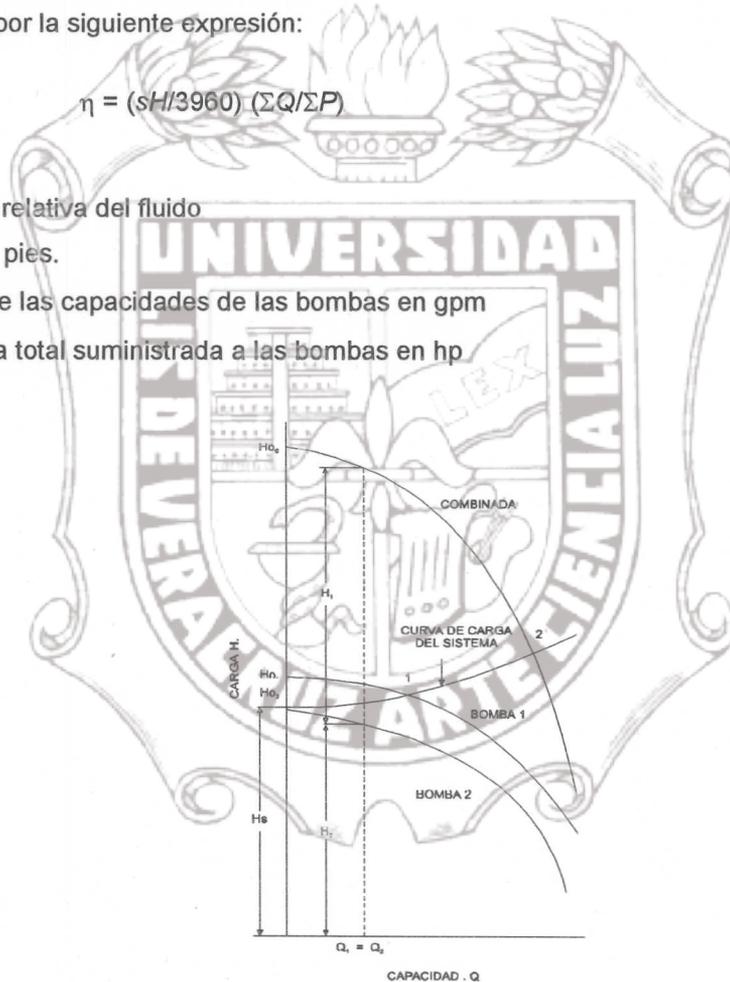


Figura 2.12 Curvas de carga – capacidad de bombas operando en serie.

**Operación en serie.** Frecuentemente las bombas se operan en serie para proporcionar cargas mayores que las de las bombas individuales. El procedimiento de planeación es similar al caso de las bombas en paralelo. La curva de carga del sistema y las curvas individuales carga-capacidad para las bombas se trazan como se muestra en la Figura 2.12. Las cargas de las bombas se suman, como se muestra, para obtener la curva combinada carga-capacidad. En esta Figura, la bomba 2 operando sola

no entregará fluido porque su carga de cierre es menor que la carga estática del sistema. Hay dos puntos posibles de operación 1 y 2 como muestra por las intersecciones apropiadas con la curva carga-sistema. Así como la en la operación en paralelo, se pueden obtener otros puntos de operación por estrangulamiento o mediante cambios en las velocidades de las bombas. La eficiencia total de las bombas en serie está dada por la fórmula:

$$\eta = (sQ/3960) (\Sigma H/\Sigma P) \quad (2.22)$$

Es importante notar que la presión de la caja del estopero de la segunda bomba se incrementa por la presión de descarga de la primera bomba. Esto puede requerir un caja especial de empaque para la segunda bomba con escape a la succión de la primera bomba. La presión de succión mayor puede incrementar tanto el costo inicial como los costos de mantenimiento de la segunda bomba.

## 2.10 EJEMPLOS DE CÁLCULO

El siguiente ejemplo sirve para ilustrar los conceptos de importancia que han introducido en cada una de las secciones anteriores.



Figura 2.13 Sistema para ilustrar el problema del ejemplo

Cálculo de la Carga Dinámica Total, (H) y Selección de la Bomba: La tubería para el sistema mostrado en la Figura 2.13 debe ser dimensionada, la Carga dinámica Total debe calcularse, y debe seleccionarse una bomba.

**Datos:**

Q=700 gpm

Líquido = Agua a 60°F

Tuberías=cédula 40 acero

Presión atmosférica = 14.7 psia

Configuración de la bomba = succión al final

Velocidades a considerar = 1800/3600 rpm

Carga de succión = 10 pie

Gravedad específica = 1.0

**Solución:** Usando la Tabla 2.1 se elige preliminarmente tamaños para las tuberías de succión y de descarga, basándose en una velocidad de diseño de 4 a 6 pie seg<sup>-1</sup> para la succión y de 6 a 8 pie seg<sup>-1</sup> para la descarga crane pág. 99. Así el diámetro de succión es de 8 pulg. ( $V_s = 4.49$  pie seg<sup>-1</sup>, Tabla 2.1), y diámetro de descarga es de 6 pulg. ( $V_d = 7.77$  pie seg<sup>-1</sup>, Tabla 2.1).

La bomba opera bajo una carga de succión, la carga estática, el cambio total en la elevación de la superficie del recipiente de succión hasta la superficie de descarga, es igual a 50 pie (Figura 2.13).

Utilizando el tamaño seleccionado de las líneas, los datos de las longitudes de las líneas, y los datos de la Tabla 2.1 y Figura 2.2, la carga de fricción se obtiene como sigue:

Succión:

Perdida de la línea  $h_f=0.80$  para tubería de 8 pulg.(Tabla 2.1)

$H_f = h_f (L/100) = 0.80 \times 150/100 = 1.20$  Pie (Ecuación 2.4)

Perdida de la salida del tanque  $K= 0.5$  (Figura 2.2)  $V^2/2g=0.31$  (Tabla 2.1)

$H_f = 0.5 (0.31) = 0.155$  Pie (Ecuación 2.5)

Pérdida de las válvulas (2 pzas) 8 pul Válvulas de compuertas bridadas

$K = 0.07$  (Figura 2.2)

$V^2 = /2g = 0.31$  (Tabla 2.1)

$HF = K (V^2/2g)$  Cantidad =  $0.07 (0.31) = .04$  pie (Ecuación 2.5)

Carga de fricción en la succión =  $1.20 + 0.155 + 0.04 = 1.395$  pie.

Descarga:

Pérdida de la línea:  $h_f = 3.13$  para 6 pul diámetro (Tabla 2.1)

$H_f = h_f (L/100) = 3.13 (900/100) = 28.17$  pie (Ecuación 2.4)

Pérdida de las válvulas: (2 pzas) 6 pul válvulas de compuerta bridadas

$$K = 0.09 \text{ (Figura 2.2)}$$

$$V^2/2g = 0.94 \text{ (Tabla 2.1)}$$

$$H_f = K (V^2/2g) \text{ cantidad} = 0.09 (0.94) 2 = 0.17 \text{ pie}$$

(1 pieza) –6 pul válvula check bridada

$$K = 2 \text{ (Figura 2.2)}$$

$$V^2/2g = 0.94$$

$$H_f = 2 (0.94) 1 = 1.88 \text{ pie}$$

Pérdida en codos (2 pzas) codos 90° Bridados regular

$$K = 0.28 \text{ (Figura 2.2)}$$

$$V^2/2g = 0.94$$

$$H_f = 0.28 (0.94) 2 = 0.53 \text{ pie}$$

Pérdida descarga al tanque  $K = 1$  (Figura 2.2)

$$h = 1 (0.94) = 0.94 \text{ pie}$$

$$\text{Carga de Fricción en la descarga} = 28.17 + 0.17 + 1.88 + 0.53 + 0.94 = 31.7 \text{ pie}$$

$$\text{Carga Total de Fricción} = 1.395 + 31.7 = 33.095 \text{ pie}$$

## Carga de Presión

$$\text{Presión Tanque de Succión} = 5'' \text{ Hg}$$

$$\text{Vacío (pie)} = \text{Vacío (pulg Hg)} \times 1.133 / \text{gravedad específica}$$

$$\text{Vacío (pie)} = 5 \times 1.133 / 1 = 5.7 \text{ pie}$$

$$\text{Presión Tanque de Descarga} = 50 \text{ psig}$$

$$\text{Carga (pie)} = \text{psi} \times 2.31 / \text{gravedad específica}$$

$$\text{Carga (pie)} = 50 \times 2.31/1 = 115 \text{ pie.}$$

$$\text{Carga Total de Presión} = 115.5 + 5.7 = 121.2 \text{ pie}$$

Expresando ambas presiones en términos absolutos, usando la presión barométrica dada de 29.9 pulg Hg tenemos:

$$\text{Tanque de Succión} = [(29.9 - 5) \times 1.133] / 1 = 28.2 \text{ pie}$$

$$\text{Tanque de descarga} = (50 + 14.7) \times 2.31/1 = 149.4 \text{ pie}$$

$$\text{Carga total de presión} = 149.4 - 28.2 = 121.2 \text{ pie}$$

Carga de Velocidad: Como la carga de presión y la carga estática están referenciadas a la superficie del líquido en los recipientes, la carga de velocidad en la superficie del líquido es cero.

### Carga Dinámica Total

$$H = \text{Carga Estática} + \text{Carga de Fricción} + \text{Carga de Presión} + \text{Carga de Velocidad}$$

$$H = 50.0 + 39.095 + 121.2 + 0.0 = 210.295 \text{ pie}$$

Usando la Figura 2.14, las selecciones preliminares son las indicadas en la Figura, de donde se obtiene:

1800 rpm	4 x 6 - 16
	4 x 6 - 19
	6 x 8 - 16

3600 rpm	3 x 6 - 9
	4 x 6 - 9

### Cálculo del NPSH disponible para el sistema.

$$\text{NPSHd} = P \pm H_s - H_f - H_{vp}$$

$$P = [(29.9 - 5) \times 1.133] / 1 = 28.2 \text{ pie.}$$

$$H_s = 10 \text{ pie (dato, positivo porque es carga de succión)}$$

$$H_f = 1.395 \text{ pie (carga de fricción en la succión)}$$

$$H_{vp} = 0.591 \text{ pie (Tabla 2.3 a } 60^\circ \text{ F)}$$

$$\text{NPSHd} = 28.2 + 10 - 1.395 - 0.591 = 36.214 \text{ pie}$$

### Calculo de la velocidad especifica

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{\text{TDH}^{3/4}}$$

Para 1800 rpm

$$N_s = \frac{1800 \sqrt{700}}{(210.295)^{3/4}} = 862.38$$

Para 3600 rpm

$$N_s = \frac{3600 \sqrt{700}}{(210.295)^{3/4}} = 1724.76$$

Nota: Para ambas velocidades cae dentro del área de los impulsores radiales.

(ver Figura 1.18,  $N_s$  de 500 a 2000).

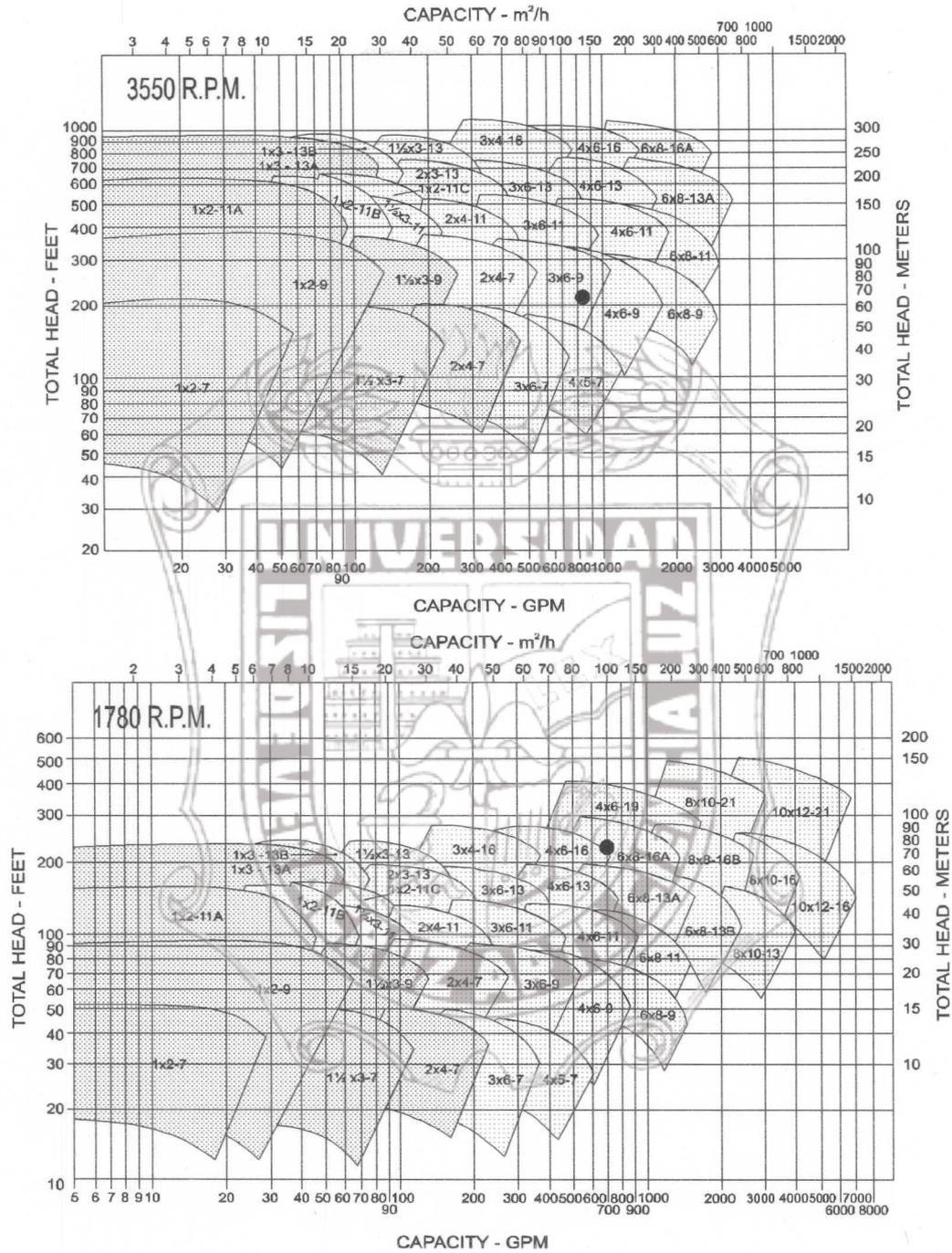


Figura 2.14 Familia típica de cobertura de curvas de comportamiento para bombas centrífugas de succión al extremo, mostrando 1900 y 3600 rpm. (Goulds Pump Manual GPM 5)

Tabla 2.3 Propiedades del agua a varias temperaturas. (Technical Paper 410, Crane)

Temp. °F	Temp. °C	GRAVEDAD ESPECIFICA 60°F Referencia	PESO ESPECIFICO (LB/PIE <sup>3</sup> )	PRESION DE VAPOR (Psi Abs)	PRESION DE VAPOR Pies Abs (A la Temp.)
32	0	1.002	62.42	0.0885	0.204
40	4.4	1.001	62.42	0.1217	0.281
45	7.2	1.001	62.40	0.1475	0.340
50	10.0	1.001	62.38	0.1781	0.411
55	12.8	1.000	62.36	0.2141	0.494
60	15.6	1.000	62.34	0.2563	0.591
65	18.3	.999	62.31	0.3056	0.706
70	21.1	.999	62.27	0.3631	0.839
75	23.9	.998	62.24	0.4298	0.994
80	26.7	.998	62.19	0.5069	1.172
85	29.4	.997	62.16	0.5959	1.379
90	32.2	.996	62.11	0.6982	1.617
95	35.0	.995	62.06	0.8153	1.890
100	37.8	.994	62.00	0.9492	2.203
110	43.3	.992	61.84	1.275	2.965
120	48.9	.990	61.73	1.692	3.943
130	54.4	.987	61.54	2.223	5.196
140	60.0	.985	61.39	2.889	6.766
150	65.6	.982	61.20	3.718	8.735
160	71.1	.979	61.01	4.741	11.172
170	76.7	.975	60.79	5.992	14.178
180	82.2	.972	60.57	7.510	17.825
190	87.8	.968	60.35	9.339	22.257
200	93.3	.964	60.13	11.526	27.584
212	100.0	.959	59.81	14.696	35.353
220	104.4	.956	59.63	17.186	41.343
240	115.6	.948	59.10	24.97	60.77
260	126.7	.939	58.51	35.43	87.05
280	137.8	.929	58.00	49.20	122.18
300	148.9	.919	57.31	67.01	168.22
320	160.0	.909	56.66	89.66	227.55
340	171.1	.898	55.96	118.01	303.17
360	182.2	.886	55.22	153.04	398.49
380	193.3	.874	54.47	195.77	516.75
400	204.4	.860	53.65	247.31	663.42
420	215.6	.847	52.80	308.83	841.17
440	226.7	.833	51.92	381.59	1056.8
460	237.8	.818	51.02	466.9	1317.8
480	248.9	.802	50.00	566.1	1628.4
500	260.0	.786	49.02	680.8	1998.2
520	271.1	.766	47.85	812.4	2446.7
540	282.2	.747	46.51	962.5	2972.5
560	293.3	.727	45.3	1133.1	3595.7
580	304.4	.704	43.9	1325.8	4345.
600	315.6	.679	42.3	1542.9	5242.
620	326.7	.650	40.5	1786.6	6341.
640	337.8	.618	38.5	2059.7	7689.
660	348.9	.577	36.0	2365.4	9458.
680	360.0	.526	32.8	2708.1	11878.
700	371.1	.435	27.1	3093.7	16407.
705.4	374.1	.319	19.9	3206.2	23187



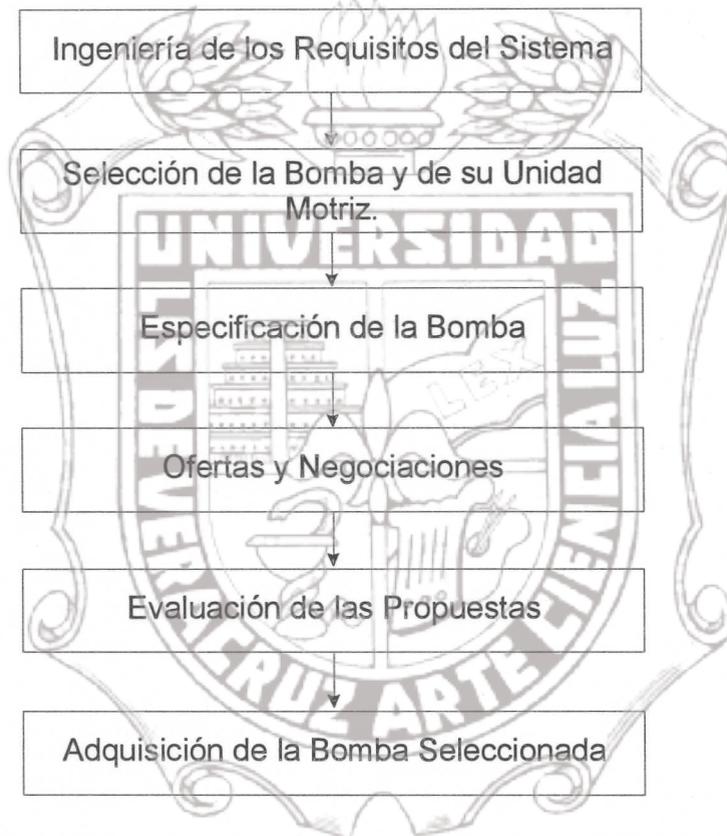
CAPITULO 3

## CAPITULO 3

### SELECCIÓN DE BOMBAS CENTRIFUGAS

#### 3.1 FLUJOGRAMA DE SELECCION

La serie completa de operaciones que sigue a la decisión inicial de que se necesita una bomba en un sistema y que finaliza con la compra de la misma, se divide en los siguientes pasos:



Durante el proceso que se sigue para especificar la bomba, se debe determinar los requisitos del sistema, seleccionar el tipo de bomba, redactar las especificaciones y contar con toda la información y datos necesarios para definir la bomba que se requiere.

Una vez que se termina esta fase del trabajo, se deben presentar las especificaciones para las ofertas y negociaciones, se debe evaluar las ofertas, seleccionar el proveedor y finalmente colocar el pedido.

### 3.2 PROGRAMA DE CALCULO

#### 3.2.1 Definiciones

- u = Unidades (SI ó US)
- Q = Gasto ( $m^3/seg$  ó  $pie^3/seg$ )
- pe = Peso específico del líquido ( $Kg/m^3$  ó  $lb/pie^3$ )
- Pv = Presión de vapor del líquido ( $Kg/m^2$  ó  $lb/pie^2$ )
- Za = Cota del depósito de succión (m ó pie)
- Zz = Cota del depósito de descarga (m ó pie)
- Pa = Presión sobre el depósito de succión ( $Kg/m^2$  ó  $lb/pie^2$ )
- Pz = Presión sobre el depósito de descarga ( $Kg/m^2$  ó  $lb/pie^2$ )
- Ds = Diámetro de la tubería de succión (m ó pie)
- Dd = Diámetro de la tubería de descarga (m ó Pie)
- Vs = Velocidad en la tubería de succión (m/seg ó pie/seg)
- Vd = Velocidad en la tubería de descarga (m/seg ó pie/seg)
- NAs = Número de accesorios en la succión
- NAd = Número de accesorios en la descarga
- vc = Viscosidad cinemática del líquido ( $m^2/seg$  ó  $pie^2/seg$ )
- e = Rugosidad absoluta de la tubería (m ó pie)
- rpm = Velocidad de la bomba (rpm)
- Ls = Longitud de los tramos rectos de la tubería de succión (m ó pie)
- Ld = Longitud de los tramos rectos de la tubería de descarga (m ó pie)
- g = Constante gravitacional ( $9.806 m/seg^2$  ó  $32.174 pie/seg^2$ )
- Zb = Cota del centro de la línea de la bomba (m ó pie) referencia
- TDH = Carga dinámica total de la bomba (m ó pie)
- NPSHd Carga neta positiva de succión disponible (m ó pie)
- = Velocidad específica de la bomba
- Ns = Número Adimensional de Reynolds
- R = Pérdidas de carga de fricción (m ó pie)
- Hf = Coeficiente de fricción para tuberías
- f = L.F. Moody (Nov. 1944) construyó uno de los gráficos mas convenientes para la determinación de f en tubos comerciales limpios, esta gráfica la publicó el Hydraulic Institute en; "ENGINEERING DATA BOOK" (1ª edición de 1979). El diagrama de Moody se construye con los valores de la rugosidad absoluta  $\epsilon$  determinados experimentalmente en los tubos comerciales, y, f y  $R_E$  son calculados y substituidos en la ecuación de COLEBROOK-WHITE, Ecuación 3.1, la que proporciona la forma de las curvas  $\epsilon/D = Constante$

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \right]^2} \quad (3.1)$$

G. TERZIDIS y BABAJIMOPOULOS (1989); en el J. Hydr. Engr., ASCE. En su artículo, "Accurate explicit equations for the computation of pipe friction factor" propusieron la ecuación siguiente, para calcular explícitamente el valor del factor de fricción f.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.793 \text{Log}_{10} \left[ \left( \frac{\epsilon}{3.7D} \right)^{1.14} + \frac{6.925}{R_E} \right] \quad (3.2)$$

Para calcular  $f$  con la Ecuación 3.2 en función del gasto  $Q$ , se substituye en  $R_E$  y se despeja  $f$ , obteniéndose:

$$f = \frac{1}{\left\{ -1.793 \text{Log}_{10} \left[ \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.114} + \frac{5.439Dvc}{Q} \right] \right\}^2} \quad (3.3)$$

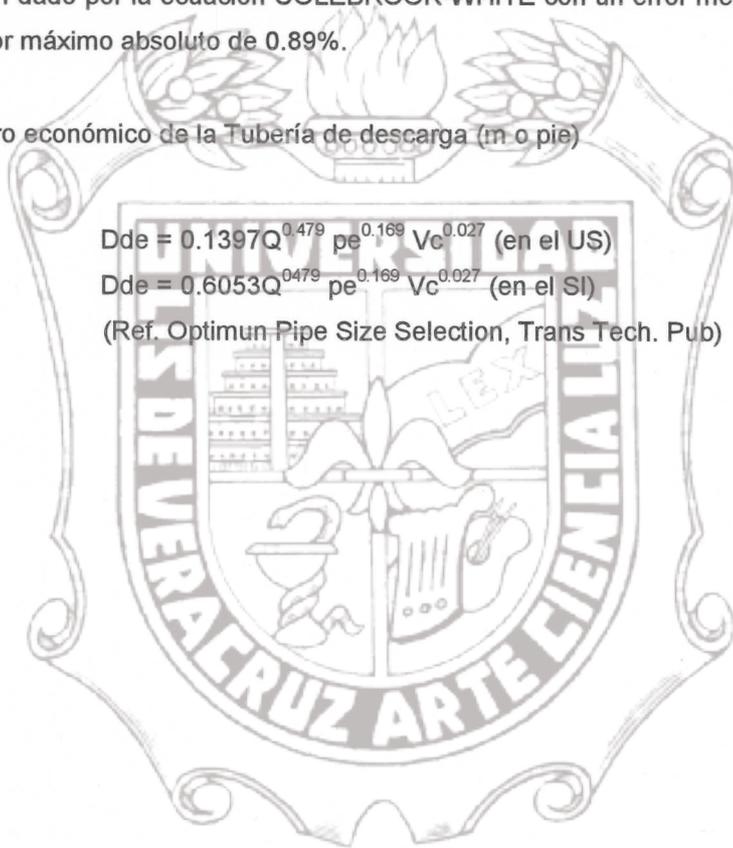
Las Ecuaciones 3.2 y 3.3 son válidas cuando;  $RE \geq 10^4$ , y  $10^{-6} \leq (\varepsilon/D) \leq 0.05$  y aproximan el valor de  $f$  dado por la ecuación COLEBROOK-WHITE con un error medio absoluto de 0.28% y un error máximo absoluto de 0.89%.

Dde= Diámetro económico de la Tubería de descarga (m o pie)

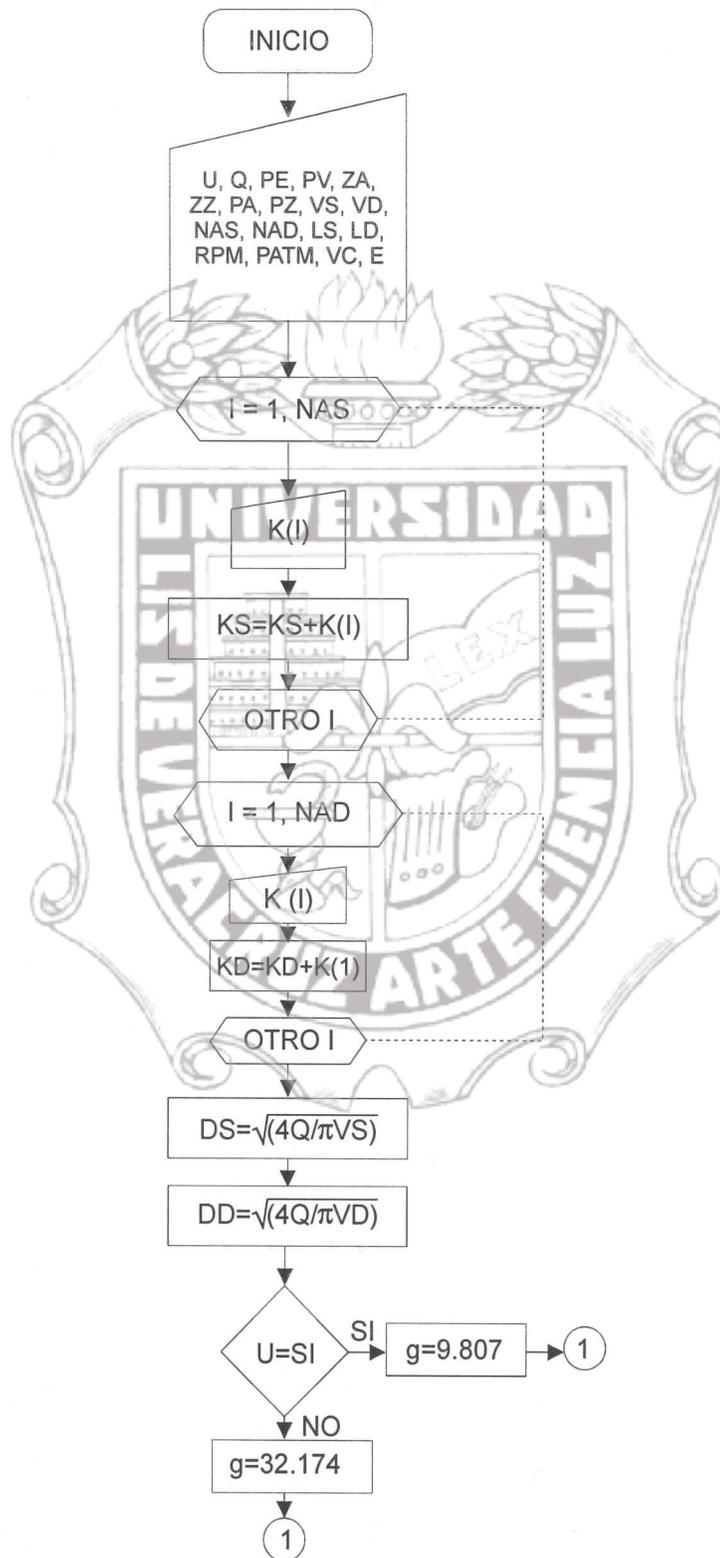
$$Dde = 0.1397Q^{0.479} pe^{0.169} Vc^{0.027} \quad (\text{en el US}) \quad (3.5)$$

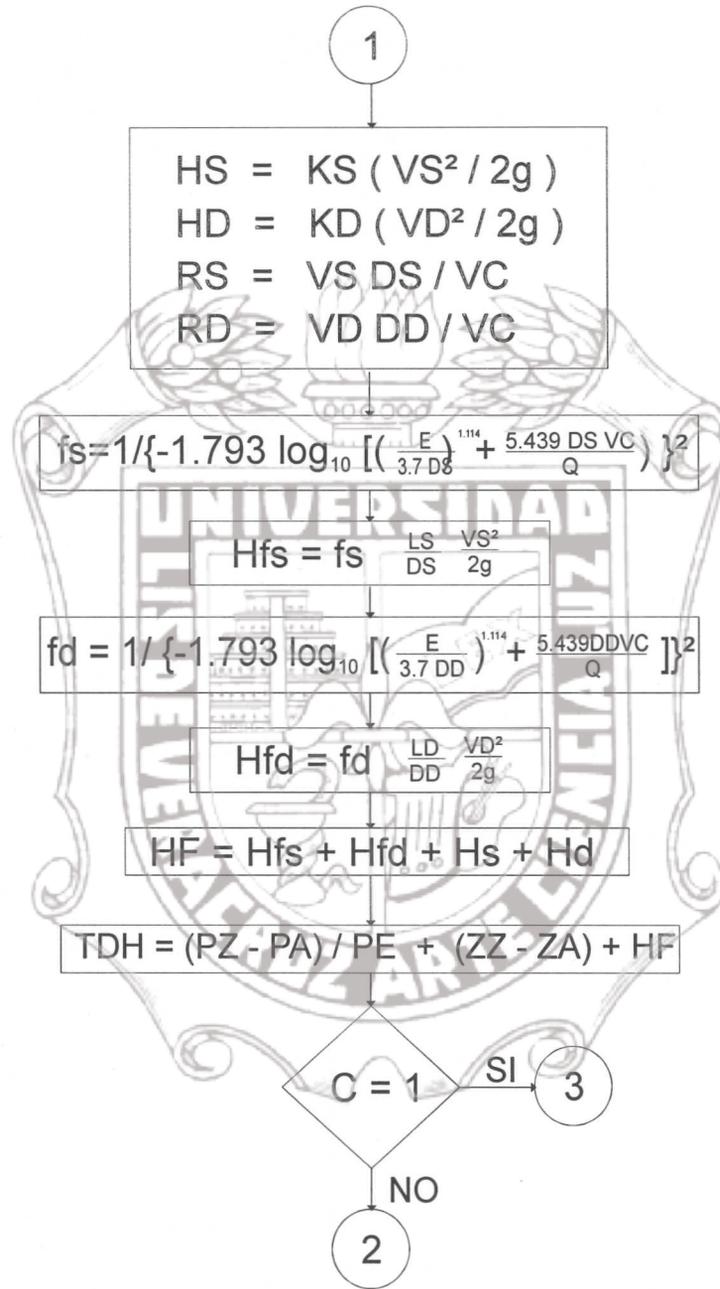
$$Dde = 0.6053Q^{0.479} pe^{0.169} Vc^{0.027} \quad (\text{en el SI}) \quad (3.6)$$

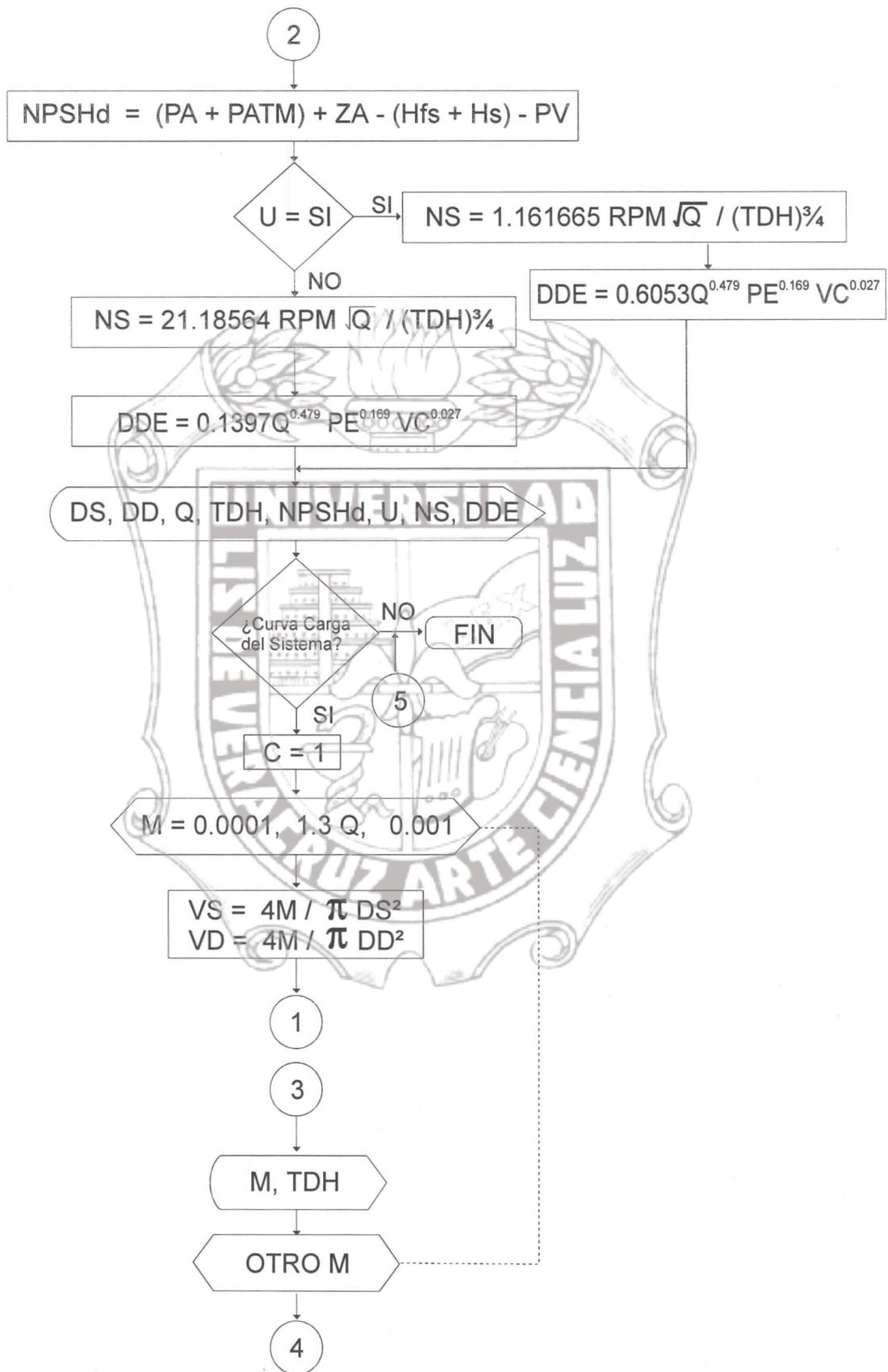
(Ref. Optimun Pipe Size Selection, Trans Tech. Pub)



3.2.2 Diagrama de flujo









## 3.2.3 Codificación del Programa

Microsoft Visual Basic for Excel

Dim Q As Double: Dim pe As Double: Dim Pv As Double: Dim Za As Double  
Dim Zz As Double: Dim Pa As Double: Dim Pz As Double: Dim Vs As Double  
Dim Vd As Double: Dim nas As Integer: Dim nad As Integer: Dim Ls As Double  
Dim Ld As Double: Dim rpm As Integer: Dim Patr As Double: Dim vc As Double  
Dim e As Double: Dim Di (5) As Integer: Dim QB (5, 10) As Double: Dim HB (5, 10) As Double

Sub BOMBACENTRIFUGA()

Programa de Cálculo de Bombas Centrífugas

Tesis de Maestría en Ingeniería Hidráulica

Raymundo Reyes Salazar

Sección de Entrada de Datos

U = InputBox("SI ó US", "SISTEMA DE UNIDADES")

Q = InputBox("En m<sup>3</sup>/seg ó ft<sup>3</sup>/seg", "GASTO DE DISEÑO")

pe = InputBox("En kgf/m<sup>3</sup> ó lbf/ft<sup>3</sup>", "PESO ESPECIFICO DEL FLUIDO")

Pv = InputBox("En kgf/m<sup>2</sup> ó lbf/ft<sup>2</sup>", "PRESIÓN DE VAPOR DEL FLUIDO")

Za = InputBox("En m ó ft", "COTA DEPOSITO DE SUCCION")

Zz = InputBox("En m ó ft", "COTA DEPOSITO DE DESCARGA")

Pa = InputBox("En kgf/m<sup>2</sup> ó lbf/ft<sup>2</sup>", "PRESIÓN MANOMETRICA (DEPOSITO SUCCION)")

Pz = InputBox("En kgf/m<sup>2</sup> ó lbf/ft<sup>2</sup>", "PRESIÓN MANOMETRICA (DEPOSITO DE DESCARGA)")

Vs = InputBox("En m/seg ó ft/seg", "VELOCIDAD EN LA TUBERIA DE SUCCION")

Vd = InputBox("En m/seg ó ft/seg", "VELOCIDAD EN LA TUBERIA DE DESCARGA")

nas = InputBox("Tubería de Succión : NUMERO DE ACCESORIOS")

nad = InputBox("Tubería de Descarga ? ", "NUMERO DE ACCESORIOS")

Ls = InputBox("En m ó ft", "LONGITUD RECTA TUBERIA DE SUCCION")

```

Ld = InputBox("En m ó ft ", "LONGITUD RECTA TUBERIA DE DESCARGA")
rpm = InputBox("Revoluciones por minuto ? ", "VELOCIDAD DE LA BOMBA")
Patm = InputBox("En kgf/m2 ó lbf/ft2 ", "PRESIÓN ATMOSFERICA ABSOLUTA")
vc = InputBox("En m2/seg ó ft2/seg ", "VISCOSIDAD CINEMATICA DEL FLUIDO")
e = InputBox("En m ó ft ", "RUGOSIDAD ABSOLUTA DE LA TUBERIA")
ReDim ks(nas) As Double
ReDim kd(nad) As Double
For i = 1 To nas

```

```

    ks(i) = InputBox("Accesorio " & i & " de la succión? ", "COEFICIENTE K")
    kss = kss + ks(i)

```

```
Next i
```

```
For i = 1 To nad
```

```

    Kd (i) = InputBox("Accesorio " & i & " de la descarga? ", "COEFICIENTE K")
    kdd = kdd + kd(i)

```

```
Next i
```

```
If U = "SI" Then g = 9.807: GoTo 5
```

```
If U = "US" Then g = 32.174: GoTo 5
```

```
MsgBox "Sistema de Unidades Inconsistente"
```

```
GoTo 40
```

```
.
```

```
.
```

```
.
```

```
' Sección de Cálculos
```

```
.
```

```
.
```

```
.
```

```
5 Ds = Sqr((4*Q) / (3.14159265359 * Vs))
```

```
Dd = Sqr((4*Q) / (3.14159265359 * Vd))
```

```
10 hs = kss * (Vs) ^ 2 / (2 * g)
```

```
hd = kdd * (Vd) ^ 2 / (2 * g)
```

```
Rs = Vs * Ds / vc
```

```
Rd = Vd * Dd / vc
```

```
fs = (1)/(-1.793*(log(((e/(3.7*DS))^1.114) + (5.439*Ds*vc/Q))))^2
```

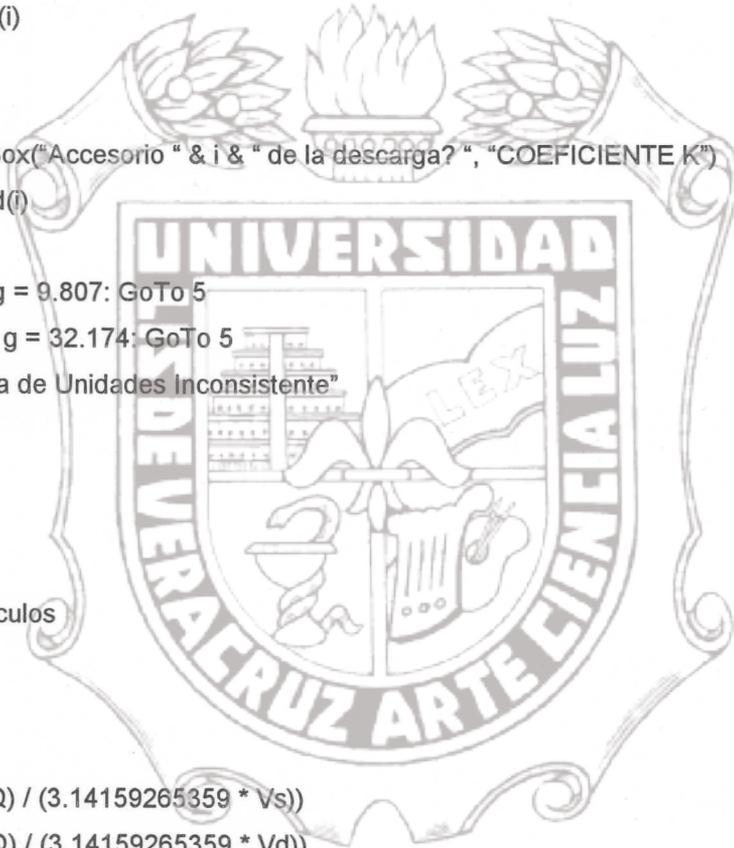
```
hfs = fs * Ls (Vs) ^ 2/(2*Ds*g)
```

```
fd = (1)/(-1.793*(log(((e/(3.7*Dd))^1.114) + (5.439*Dd*vc/Q))))^2
```

```
hfd = fd * Ld * (Vd) ^ 2 / (2 * Dd * g)
```

```
Hf = hfs + hfd + hs + hd
```

```
TDH = Hf + (Zz - Za) + (hfs - ths) - (Pv / pe)
```



If C = 1 Then GoTo 30

$NPSHd = ((Pa + Patm) / pe) + Za - (hfs + hs - (Pv / pe))$

If U = "SI" Then Ns = 1.161665 \* rpm \* Sqr(Q) / (TDH) ^ (0.75): Dde = 0.6053\*Q^0.479\*pe^0.169\*vc^0.027

If U = "US" Then Ns = 21.18564 \* rpm \* Sqr(Q) / (TDH) ^ (0.75): Dde = 0.1397\*Q^0.479\*pe^0.169\*vc^0.027

Impresión de Resultados

col = 1

Range("i" & col).Value = "SISTEMA DE UNIDADES = " Range("j" & col).Value = U

Col = col + 1

Range("i" & col).Value = "DIAM. TUBERIA SUCCION = " Range("j" & col).Value = Ds

Col = col + 1

Range("i" & col).Value = "DIAM. TUBERIA DESCARGA = " Range("j" & col).Value = Dd

Col = col + 1

Range("i" & col).Value = "GASTO NOMINAL = " Range("j" & col).Value = Q

Col = col + 1

Range("i" & col).Value = "CARGA DINAMICA TOTAL = " Range("j" & col).Value = TDH

Col = col + 1

Range("i" & col).Value = "CNPS (NPSH) DISPONIBLE = " Range("j" & col).Value = NPSHd

Col = col + 1

Range("i" & col).Value = "VELOCIDAD ESPECIFICA = " Range("j" & col).Value = Ns

Col = col + 1

Range ("i" & col) value = "Diámetro económico de descarga = "Range ("j" & col). Value = Dde

RESP = MsgBox("CURVA CARGA DEL SISTEMA ? ", vbYesNo, "GRAFICAR")

If RESP = 7 Then GoTo 50

If RESP = 6 Then C = 1



' Datos para la Curva Carga

fila = 1

For M = 0.001 To 1.3 \* Q Step 0.0005

Vs = 4 \* M / (3.14159265359 \* ((Ds) ^ 2))

Vd = 4 \* M / (3.14159265359 \* ((Dd) ^ 2))

Go To 10

30 fila = fila + 1

Range("a" & fila).Value = M

Range("b" & fila).Value = TDH

Next M

' Grafica de la Curva Carga

N = 1.3 \* Q / 0.0005

N = Int(N)

Range("A1"). Select

Selection.CurrentRegion.Select

Charts.Add

ActiveChart.ChartType = xlLine

ActiveChart.SetSourceData Source:=Sheets("Curva").Range("A1:B" & N), PlotBy:=xlColumns

ActiveChart.SeriesCollection(1).Delete

ActiveChart.Location Where:=xlLocationAsObject, Name:="Curva"

With ActiveChart

.HasTitle = True

.ChartTitle.Characters.Text = "CARGA"

.Axes(xlCategory, xlPrimary).Has Title = False

.Axes(xlValue, xlPrimary).Has Title = False

End With



Gráfica de las curvas de la Bomba

RESP = Msg Box ("CURVAS DE LA BOMBA?", vb yes no, "GRAFICAR")

If RESP = 7 Then Go To 50

Fila = 100 : col = 1

For I = 1 To 5

DI (i) = Input Box ("Diámetro del Impulsor" & i)

Range (col & fila). Value = DI (i)

FilH = fila + 1

For J = 1 To 10

Col QH = col + j + 1

QB (i,j) = Input Box ("Gasto" & i & "del diámetro" & j)

HB (i,j) = Input Box ("Altura" & i & "del diámetro" & j)

Range (ColQH & fila) Value = QB (i,j)

Range (ColQH & filH) Value = HB (i,j)

Next J

Fila = fila + 2

Next I

Range ("C100: L109"). Select.

Active Sheet. Chart Objects. Add (300, 13000, 300, 300, 300). Select

Application. Cut Copy Mode = False

Active Chart. Chart WizardSource: = Range ("C100:L109"),

Gallery: = x1XYScatter, Formar: = 3, Plot By: =

X 1 Rowws, Category Labels: = 1, Series Labels: = 0,

Has Legend: = 2, Title: = "H-Q", Category Title: = "",

Valuet Title: = "", Extra Title: = ""

Active Window. Visible = False

50 End Sub



## 3.3 BOMBAS SOBRE DIMENSIONADAS

Una práctica común cuando se dimensionan bombas centrífugas es calcular la carga y la capacidad, y entonces ajustar estos términos por algún "factor de seguridad". Existen a menudo buenas razones para ajustar los parámetros de diseño de las bombas en este sentido. La experiencia ha mostrado que el sistema que se diseña para plantas químicas o de procesos quedan muy pequeños en unos cuantos años, y la administración quiere obtener mayor capacidad de la planta. Este es un argumento para agregar factores a la capacidad en el dimensionamiento de la bomba. Además muchos sistemas de tuberías construidos para manejar productos que tienden a formar depósitos con el paso del tiempo presentan problemas en el interior de sus paredes por lo requieren incrementar la carga dinámica total  $H$  de la bomba para mantener el mismo flujo. Este argumento esta a favor de agregar factores de seguridad para calcular la  $H$ .

Mientras que ambos argumentos pueden verse muy razonables, la cantidad del factor a menudo es elegida arbitrariamente, aun sin considerar el efecto sobre el capital y costo de operación. También, algunas veces se aplica un factor, y el supervisor le agrega un factor adicional. Entonces el vendedor de la bomba podrá incrementarlo un poco más, con argumentos de que debe ser suficientemente para efectuar su bombeo.

Debe analizarse desde el punto de vista económico antes de aplicar cualquier factor, ya que los costos anuales por la energía adicional consumida puede llegar a ser iguales que el costo capital del equipo. Claramente no tiene ningún sentido económico gastar más energía desde el arranque de la bomba con el argumento de anticiparse a las necesidades de mayor capacidad y carga algunos años en el futuro.

Algo que si debe hacerse es no elegir el máximo impulsor para la aplicación permitiendo la posibilidad de incrementar el impulsor si se necesitara aumentar la carga y capacidad de bombeo. Una buena práctica en la selección de bombas es escoger el impulsor para una aplicación en particular de tal forma que no exceda al 80% del tamaño máximo.

## 3.4 SELECCIÓN DE LA VELOCIDAD

La velocidad de operación para cada aplicación en particular, tiene rangos a considerar por el usuario y por el fabricante de acuerdo con la conveniencia del servicio.

Existen algunos criterios que deben de considerarse en combinación para la selección de la velocidad. Entre estos criterios se tiene la consideración de que la bomba no presente cavitación y esto puede ser disminuido cuando se baja la velocidad también tenemos que la velocidad debe ser tal que la

bomba opere en su punto de máxima eficiencia (BEP). Generalmente hablando, la selección de la velocidad esta limitada a las velocidades comerciales que ofrecen los fabricantes para el tipo de bomba. Para seleccionar la velocidad se debe de considerar la experiencia previa de operación y mantenimiento con bombas similares en las velocidades que se estén considerando en el lugar donde la bomba trabajará. Problemas anteriores con bombas en similares aplicaciones pueden ser señal de necesitar bajas velocidades para esa aplicación en particular.

### 3.5 SELECCIÓN DE LA BOMBA MÁS EFICIENTE

Maximizar la eficiencia de bombeo mediante la selección del tipo de bomba más eficiente y operar con el mínimo consumo de energía son objetivos importantes, particularmente con bombas de gran potencia. Para muchas bombas, pequeñas y grandes, el costo de la energía para su operación durante su vida útil es mucho mayor que su costo inicial o sus gastos acumulables de mantenimiento.

La importancia del ahorro de energía hoy en día es indispensable y debe ser aplicada en la selección de la bomba más eficiente.

Es posible afectar la eficiencia, y aún más la cantidad de energía consumida para un flujo y carga dados, mediante la selección de un tipo de bomba para la aplicación particular.

La Figura 3.1 nos indica que es posible maximizar el BEP de una bomba elegida para una aplicación en particular variando ya sea el número de etapas o bien la velocidad de la bomba elegida para la aplicación. Sin embargo, seleccionar la bomba más eficiente no significa elegir la mas barata en su costo inicial, ni la mas barata en sus costos de operación. Existen otras consideraciones también, tales como limitaciones de espacio, facilidad de control, y ruido.

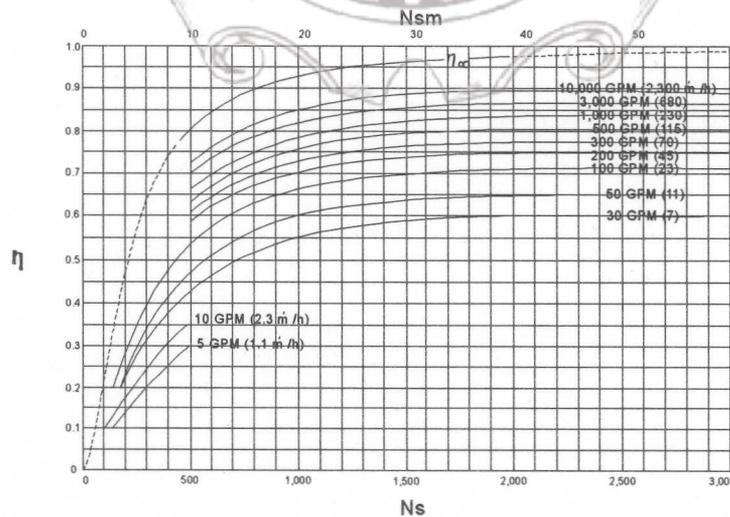


Figura 3.1 Eficiencia de bombeo como función de la velocidad específica y de la capacidad.

Instituto de Ingeniería  
Universidad Veracruzana

Eficiencia de bombeo como función de la velocidad específica y de la capacidad.

### 3.5.1 Ejemplos

Los siguientes ejemplos ilustran el uso de la Figura 3.1 para examinar como variando el número de etapas o bien variando la velocidad seleccionada podemos afectar a la eficiencia. Los ejemplos muestran también el tipo de análisis que debe hacerse para seleccionar la bomba que minimice el costo total.

#### Selección de un número de etapas para minimizar el costo total.

**Problema:** Una bomba debe seleccionarse para un rango particular conocido. Algunas alternativas de bombas se deben analizar, cada una con número diferente de etapas para el rango. Entonces se debe examinar el efecto de la bomba seleccionada sobre el costo de la energía, costo inicial, costo de mantenimiento, espacio y facilidad de control.

**Datos:** Capacidad = 500 gpm  
 Carga total = 600 pie  
 Líquido = Agua a 60°F (gravedad específica=1.0)  
 Velocidad de la bomba = 3550 rpm

**Solución:** Utilizando la Ecuación 2.13 y la Figura 3.1 tenemos que los resultados de los cálculos para tres bombas de 1, 2 y 3 etapas son:

# Etapas	Ns	Máxima eficiencia	BHP
1	655	68%	111
2	1100	77%	98
3	1495	80%	95

De aquí se concluye que la bomba de 3 etapas es la más eficiente y usa una cantidad de menor de energía para operar.

**Costo inicial:** De acuerdo con los BHP, la bomba de 3 etapas necesitara el motor de más baja capacidad y costo.

**Gasto de Mantenimiento:** Entre menor número de etapas tenga una bomba menor es el valor de este renglón.

**Espacio:** Para un número mayor de etapas las bombas necesitan mayor longitud, aunque el diámetro de sus impulsores es menor.

**Facilidad de control:** De acuerdo con su curva H-Q (inclinada para las bombas de más alta Ns), estas son la mejor alternativa en su control, ya que no presentan gran variedad en su rango de flujo.

## Selección de una velocidad de bomba para minimizar el costo total.

**Problema:** Debe seleccionarse una bomba para un rango particular conocido. Dos alternativas de bombas de una etapa se analizarán, una a 1780 rpm y otra a 3550 rpm. Debe examinarse el efecto de la bomba seleccionada sobre el costo de la energía, costo inicial, gastos de mantenimiento, facilidad de control y nivel de ruido.

**Datos:** Capacidad = 500gpm  
 Carga total = 175 pie  
 Líquido = Agua a 60°F (g.e.=1.0)  
 Número de etapas=1

**Solución:** Utilizando la Ecuación 2.13 para Ns y la Figura 3.1 para la máxima eficiencia tenemos:

Velocidad	Ns	Máxima	BHP
1780	825	72%	31
3550	1650	80%	28

Aquí vemos que la bomba de 3550 rpm es la más eficiente y la de más bajo costo de energía.

**Costo inicial:** La bomba de 3550 rpm es menos cara en este renglón debido a que el motor debe ser más pequeño.

**Gastos de Mantenimiento:** En general la bomba de más alta velocidad requiere costos mayores para mantenerla.

**Espacio:** La bomba y el motor de más alta velocidad deben ser más pequeñas que los de baja velocidad.

**Facilidad de Control:** Al igual que el problema anterior la bomba de mayor velocidad específica presenta una curva H-Q inclinada que es fácilmente controlable en sus variaciones de flujo.

**Nivel de Ruido:** El ruido mayormente en una bomba centrífuga proviene de su motor. Para mayor velocidad mayor nivel de ruido.

Una vez que una bomba en particular ha sido seleccionada, la mejor manera para minimizar el consumo de energía en la operación de la bomba es manteniéndola operando tan eficientemente como sea posible. Los claros del impulsor deben ser ajustados tan a menudo como sea posible para minimizar las pérdidas.

Una bomba centrífuga no debe operar a flujos mayores que los requeridos por el proceso. Recordando que la operación a altos rangos de flujo consumen alta potencia.

### 3.6 Sistemas de bombeo de velocidad variable

El bombeo con velocidad variable ha existido por varios años, pero su uso se ha incrementado realmente justificados en los años recientes debido a los avances en la tecnología para alcanzar controles de variación de la velocidad y reducir el costo en tales aparatos. Además, los esfuerzos en los servicios eléctricos para auxiliar a sus usuarios comerciales e industriales a reducir su consumo de energía por medio de administración de su demanda han incluido incentivos para incorporar velocidades variables dentro de sistemas de bombeo.

Las razones para usar velocidad variables en sistemas de bombeo que ahorran energía son ilustradas en la Figura 3.2.

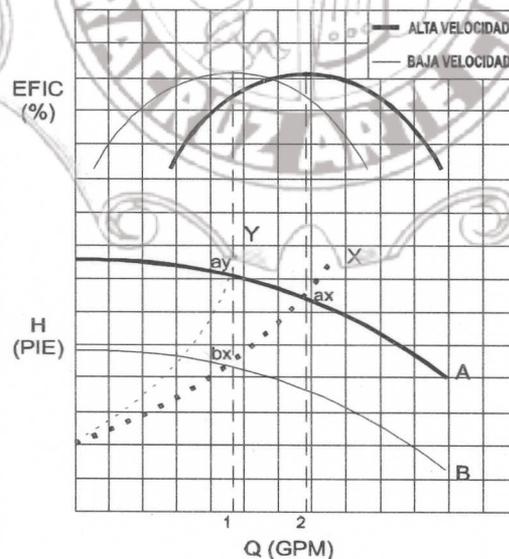


Figura 3.2 Curvas H-Q y eficiencia de bombeo para dos velocidades, y curva del sistema antes y después de la regulación

En resumen, el bombeo con velocidad variable ha mostrado ser un medio altamente efectivo para reducir los costos totales de bombeo para sistemas que requieren un amplio rango de flujo. Se utiliza como alternativa para controlar una sola bomba, o para el uso de bombas múltiples en el sistema. El uso de motores de frecuencia variable es la alternativa mayormente considerada para alcanzar ahorros significativos. Las ventajas de utilizar motores de frecuencia variable para alcanzar velocidades variables de bombeo incluyen:

- (1) Ahorro de energía
- (2) Posibilidad de convertir equipos existentes sin comprar nuevos
- (3) Amplios cambios de velocidad alcanzables son consecuencias serias de pérdida de energía
- (4) Posibilidad de ajustar la velocidad en respuesta a los cambios en el sistema o bomba
- (5) Bajas cargas en los cojinetes y mejor estado general de la bomba
- (6) Posibilidad de arrancar la bomba a velocidad reducida.

Inspecciones de usuarios de bombas que utilizan velocidad variable, indican que hay circunstancias tales en aplicaciones para bombas tan pequeñas como de 10 a 20 HP que pueden justificar la instalación de un variador de velocidad.

## 3.7 ESPECIFICACIÓN DE LA BOMBA

### 3.7.1 Tipo de fluido.

Uno de los pasos iniciales para definir el equipo de bombeo es la compilación de datos sobre las propiedades físicas y químicas del fluido que se utilizará tales como: viscosidad, densidad, corrosión, cualidades de lubricación, estabilidad química, volatilidad, cantidad de partículas en suspensión, etc. Según sea el proceso y el sistema, algunas o todas estas propiedades pueden influir en forma considerable en el diseño del sistema y de la bomba, por ejemplo, el grado de corrosión del fluido afectará la selección del material de construcción, en cambio si el fluido contiene sólidos en suspensión deberá considerarse un diseño adecuado de los sellos de la bomba, así como el empleo de materiales resistentes a la abrasión.

La viscosidad de un líquido puede definirse como la resistencia de una lámina de líquido para desplazarse sobre otra, o como la fricción interna dentro de un líquido la que resiste una fuerza cortante, esta propiedad es considerada como la mas importante.

La Tabla 3.1 enlista la viscosidad de algunos de los más comunes líquidos, en unidades de SSU (segundos Saybolt Universal) y centistoke, así como la gravedad específica de esos líquidos. Nótese que están dados los valores de viscosidad a varias temperaturas.

Tabla 3.1 Viscosidad de líquidos comunes. (Pump Characteristics & Applications, Dekker Inc.)

LIQUIDO	GRAVEDAD ESPECÍFICA a 60 F	VISCOSIDAD		°F
		SSU	Centistokes	
Freon	1.37 to 1.49 @ 70 F		.27 - .32	70
Glycerine (100 %)	1.26 @ 68 F	2.950	648	68.6
		813	176	100
Glycol:				
Propylene	1.838 @ 68 F	240.6	52	70
Triethylene	1.125 @ 68 F	185.7	40	70
Diethylene	1.12	149.7	32	70
Ethylene	1.125	88.4	17.8	70
Hydrochloric Acid (31.5 %)	1.05 @ 68 F		1.9	68
Mercury	13.6		.118	70
			.11	100
Phenol (Carbolic Acid)	.95 to 1.08	65	11.7	65
Silicate of Soda	40 Baume	365	79	100
		42 Baume	637.6	138
Sulfuric Acid (100 %)	1.83	75.7	14.6	68
FISH AND ANIMAL OILS:				
Bone Oil:	.918	220	47.5	130
		65	11.6	212
Cod Oil	.928	150	32.1	100
		95	19.4	130
Lard	.96	287	62.1	100
		160	34.3	130
Lard Oil	.912 to .925	190 to 220	41 to 47.5	100
		112 to 126	23.4 to 27.1	130
Menhaden Oil	.933	140	29.8	100
		90	18.2	130
Neatsfoot Oil	.917	230	49.7	100
		130	27.5	130
Spem Oil	.883	110	23.0	100
		78	15.2	130
Whale Oil	.925	163 to 184	35 to 39.6	100
		97 to 112	19.9 to 23.4	130
MINERAL OILS:				
Automobile Crankcase Oils (Average Midcontinent Paraffin Base):				
SAE 10	** .880 to .935	165 to 240	35.4 to 51.9	100
		90 to 120	18.2 to 25.3	130
SAE 20	** .880 to .935	240 to 400	51.9 to 86.6	100
		120 to 185	25.3 to 39.9	130
SAE 30	** .880 to .935	400 to 580	86.6 to 125.5	100
		185 to 255	39.9 to 55.1	130
SAE 40	** .880 to .935	580 to 950	125.5 to 205.6	100
		255 to	55.1 to	130
		80	15.6	210
SAE 50	** .880 to .935	950 to 1,500	205.6 to 352	100
		80 to 105	15.6 to 21.6	210
SAE 60	** .880 to .935	1,600 to 2,300	352 to 507	100
		105 to 125	21.6 to 26.2	210
SAE 70	** .880 to .935	2,300 to 3,100	507 to 682	100
		125 to 150	26.2 to 31.8	210
SAE 10W	** .880 to .935	5,000 to 10,000	1,100 to 2,200	0
SAE 20W	** .880 to .935	10,000 to 40,000	2,200 to 8,800	0
Automobile Transmission Lubricants:				0
SAE 80	** .880 to .935	100,000 max	22,000 max	
SAE 90	** .880 to .935	800 to 1,500	173.2 to 324.7	100
		300 to 500	64.5 to 108.2	130
SAE 140	** .880 to .935	950 to 2,300	205.60 to 507	130
		120 to 200	25.1 to 42.9	210
SAE 250	** .880 to .935	Over 2,300	Over 507	130
		Over 200	Over 42.9	210
Crude Oils:				
Texas, Oklahoma	.81 to .916	40 to 783	4.28 to 169.5	60
		34.2 to 210	2.45 to 45.3	100

Instituto de Ingeniería  
Universidad Veracruzana

Tabla 3.1 Viscosidad de líquidos comunes (Continuación)

LIQUIDO	GRAVEDAD ESPECIFICA a 60 F	VISCOSIDAD		°F
		SSU	Centistokes	
Crude Oils: Wyoming, Montana	.86 to .88	74 to 1,215	14.1 to 1,263	60
		46 to 320	6.16 to 69.3	100
California	.78 to .92	40 to 4,840	4.28 to 1,063	60
		34 to 700	2.4 to 151.5	100
Pennsylvania	.8 to .85	46 to 216	6.16 to 46.7	60
		38 to 86	3.64 to 17.2	100
Diesel Engine Lubricating Oil (Based on Everage Midcontinent Paraffin Base): Federal Specification No. 9110	**.880 to .935	165 to 240	35.4 to 51.9	100
		90 to 120	18.2 to 25.3	130
Diesel Engine Lubricating Oils (Based on Average Midcontinent Paraffin Base): Federal Specification No. 9170	**.880 to 935	300 to 410	64.5 to 88.8	100
		140 to 180	29.8 to 38.8	130
Federal Specification No. 9250	**.880 to 935	470 to 590	101.8 to 127.8	100
		200 to 255	43.2 to 55.1	130
Federal Specification No. 9370	**.880 to 935	800 to 1,100	173.2 to 238.1	100
		320 to 430	69.3 to 93.1	130
Federal Specification No. 9500	**.880 to 935	490 to 600	106.1 to 129.9	130
		92 to 105	18.54 to 21.6	210
Diesel Fuel Oils No. 2D	**.880 to 95	32.6 to 45.5	2 to 6	100
		39	1 to 3.97	130
No. 3D	**.880 to 95	45.5 to 65	6 to 11.75	100
		39 to 48	3.97 to 6.78	130
No. 4D	**.880 to 95	140 max	29.8 max	100
		70 max	13.1 max	130
No. 5D	**.880 to 95	400 max	86.6 max	122
		165 max	35.2 max	160
Fuel Oils: No. 1	**.880 to 95	34 to 40	2.39 to 4.28	70
		32 to 35	2.69	100
No. 2	**.880 to 95	36 to 40	3.0 to 7.4	70
		33 to 40	2.11 to 2.28	100
No. 3	**.880 to 95	35 to 45	2.69 to .584	100
		32.8 to 39	2.06 to 3.97	130
No. 5 A	**.880 to 95	50 to 125	7.4 to 26.4	100
		42 to 72	4.91 to 13.73	130
No. 5 B	**.880 to 95	125 to 400	26.4 to 86.6	100
		72 to 310	13.63 to 67.1	130
No. 6	**.880 to 95	450 to 3,000	97.4 to 660	122
		175 to 780	37.5 to 172	160
Fuel Oil _ Navy Specification	**.989 max	110 to 225	23 to 48.6	122
		63 to 115	11.08 to 23.9	160
Fuel Oil – Navy II	1.0 max	1,500 max	324.7 max	122
		480 max	104 max	160
Gasoline	.68 to .74		.46 to .88	60
			.40 to .71	100
Gasoline (Natural)	76.5 degrees API		.41	68
Gas Oil	28 degrees API	73	13.9	70
		50	7.4	100
Insulating Oil: Transformer, switches and circuit breakers		115 max	24.1 max	70
		65 max	11.75 max	100
Kerosene	.78 to .82	35	2.62	68
		32.6	2	100
Machine Lubricating Oil Average Pennsylvania Paraffin Base) Federal Specification No. 8	**.880 to 935	112 to 160	23.4 to 34.3	100
		70 to 90	13.1 to 18.2	130
Federal Specification No. 10	**.880 to 935	160 to 235	34.3 to 50.8	100
		90 to 120	18.2 to 25.3	130
Federal Specification No. 20	**.880 to 935	385 to 385	50.8 to 83.4	100
		120 to 185	25.3 to 39.9	130

Instituto de Ingeniería  
Universidad Veracruzana

Tabla 3.1 Viscosidad de líquidos comunes (Continuación)

LIQUIDO	GRAVEDAD ESPECIFICA a 60 F	VISCOSIDAD		°F
		SSU	Centistokes	
Federal Specification No. 30	**.880 to 935	385 to 550	83.4 to 119	100
		185 to 255	39.9 to 55.1	130
Mineral Lard Cutting Oil: Federal Specification Grade 1		140 to 190	29.8 to 41	100
		.86 to 110	17.22 to 23	300
Federal Specification Grade 2		190 to 220	41 to 47.5	130
		110 to 125	23 to 26.4	160
Petrolatum	.825	100	20.6	100
		77	14.8	130
Turbine Lubricating Oil: Federal Specification (Penn Base)	.91 Average	400 to 440	86.6 to 95.2	100
		185 to 205	39.9 to 44.3	130
VEGETABLE OILS: Castor Oil	.96 @ 68 F	1,200 to 1,500	259.8 to 324.7	100
		450 to 600	97.4 to 129.9	130
China Wood Oil	.943	1,425	308.5	69
		580	125.5	100
Cocoanut Oil	.925	140 to 148	29.8 to 31.6	100
		76 to 80	14.69 to 15.7	130
Corn Oil	.924	135	28.7	130
		54	8.59	212
Cotton Seed Oil	.88 to .925	176	37.9	100
		100	20.6	130
VEGETABLE OILS: Linseed Oil, Raw	.925 to .939	143	30.5	100
		93	18.94	130
Olive Oil	.912 to .918	200	43.2	100
		115	24.1	130
Palm Oil	.924	221	47.8	100
		125	26.4	130
Peanut Oil	.920	195	42	100
		112	23.4	130
Rape Seed Oil	.919	250	54.1	100
		145	31	130
Rosin Oil	.980	1,500	324.7	100
		600	129.9	130
Rosin (Wood)	1.09 Avg	500 to 20,000	108.2 to 4,400	200
		1,000 to 50,000	216.4 to 11,000	190
Sesame Oil	.923	184	39.6	100
		110	23	130
Soja Bean Oil	.927 to .98	165	35.4	100
		96	19.64	130
Turpentine	.86 to .87	33	2.11	60
		32.6	2.0	100
SUGAR, SYRUPS, MOLASSES, ETC. Corn Syrups	1.4 to 1.47	5,000 to 500,000	1,100 to 110,000	100
		1,500 to 60,000	324.7 to 13,200	130
Glucose	1.35 to 1.44	35,000 to 100,000	7,700 to 22,000	100
		4,000 to 11,000	880 to 2,420	150
Honey (Raw)		340	73.6	100
Molasses "A" (First)	1.40 to 1.46	1,300 to 23,00	1,410 to 13,200	100
		700 to 8,000	660 to 3,300	130
Molasses "B" (Second)	1.43 to 1.48	6,400 to 60,000	2,630 to 5,500	100
		3,000 to 15,000	1,320 to 16,500	130
Molasses "C" (Blackstrap or final)	1.46 to 1.49	17,000 to 250,000	49.7	100
		6,000 to 75,000	18.7	130
Sucrose Solutions (Sugar Syrups): 60 Brix	1.29	230	67.1	70
		92	23.2	100
62 Brix	1.30	310	95.2	70
		111	31.6	100
64 Brix	1.31	440	140.7	70
		148	42.0	100

Instituto de Ingeniería  
Universidad Veracruzana

Tabla 3.1 Viscosidad de líquidos comunes (Continuación)

LIQUIDO	*Sp Gr at 60 F	VISCOSITY		At F
		SSU	Centistokes	
66 Brix	1.326	650	216.4	70
		195	59.5	100
68 Brix	1.338	1,000	3.64	70
		275	86.6	100
70 Brix	1.35	1,650	595	70
		400	138.6	100
72 Brix	1.36	2,700	1,210	70
		640	238	100
74 Brix	1.376	5,500	2,200	70
		1,100	440	100
76 Brix	1.39	10,000	600 to 1,760	70
		2,000	140.7 to 308	100
TARS:	1.12+	3,000 to 8,000	3,300 to 66,000	71
Tar-Coke Oven		650 to 1,400	440 to 4,400	100
Tar-Gas House	1.15	15,000 to 300,000	43.2 to 64.9	70
		2,000 to 20,000	8.77 to 1022	100
Road Tar:	1.07+	200 to 300	86.6 to 154	122
Grade RT-2		55 to 60	11.63 to 14.28	212
Grade RT-4	1.08+	400 to 700	216.4 to 440	122
		65 to 75	11.63 to 14.28	212
Grade RT-6	1.09+	1,000 to 2,000	216.4 to 440	122
		85 to 125	16.83 to 26.2	212
Grade RT-8	1.13+	3,000 to 8,000	660 to 1,760	122
		150 to 225	31.8 to 48.3	212
Grade RT-10	1.14+	20,000 to 60,000	4,400 to 13,200	122
		250 to 400	53.7 to 86.6	212
Grade RT-12	1.15+	114,000 to 456,000	25,000 to 75,000	122
		500 to 800	108.2 to 173.2	212
Pine Tar	1.06	2,500	559	100
		500	108.2	132
MISCELLANEOUS	1.18	150	32.1	70
Corn Starch Solutions:		130	27.5	100
24 Baune	1.20	600	129.8	70
		440	95.2	100
MISCELLANEOUS	1.21	1400	303	70
Corn Starch Solutions:		800	173.2	100
Ink-Printers	1.00 to 1.38	2,500 to 10,000	550 to 2,200	100
		1,100 to 3,000	238.21 to 660	130
Tallow	.918 Avg	56	9.07	212
Milk	1.02 to 1.05		1.13	68
Varnish-Spar	.9	1425	313	68
		650	143	100
Water Fresh	1.0		1.13	60
			.55	130

Los datos sobre propiedades físicas y químicas de fluidos que interesan al ingeniero deben cubrir toda la gama de operación del equipo de bombeo. Asimismo se debe tomar en cuenta la influencia de parámetros tales como temperatura, presión, tiempo, etc., sobre las propiedades del fluido, con respecto a sus posibles efectos sobre la operación de la bomba.

## 3.7.2 Curvas de carga del sistema.

El ingeniero debe tener un concepto claro del sistema donde se espera que opere el equipo de bombeo que ha sido especificado. Se deberá hacer un proyecto preliminar de dicho sistema, que debe incluir la distribución del equipo, así como diagramas de tubería e instrumentación u otro tipo de diagrama apropiado que muestre las diversas trayectorias de flujo, sus dimensiones y longitudes preliminares, la altura de los componentes del sistema, e incluso válvulas, equipo, piezas especiales en la tubería, etc., los cuales establecerán las pérdidas de carga.

## 3.7.3 Formas alternas de operación.

Las diversas normas de operación de un sistema son un factor importante al especificar equipo de bombeo. ¿Es continua o intermitente la operación? ¿Es constante o variable el flujo o la carga? ¿Existe mucha diferencia en los requerimientos de flujo y carga para diferentes trayectorias? Estas y otras interrogantes que surgen de las diversas formas de operación influyen notablemente en acciones tales como la determinación del número de bombas, su capacidad, y si son necesarias bombas de refuerzo, en algunas trayectorias de flujo.

También se debe tomar en cuenta la continuidad del servicio del sistema de bombeo. Este factor influirá en la decisión respecto al número, tipo y capacidad de repuestos instalados, así como en la calidad del equipo. Con frecuencia, las consideraciones de confiabilidad dictarán el uso de bombas múltiples, tales como dos bombas de capacidad plena, tres bombas de media capacidad; o donde la continuidad sea mas importante que la plena capacidad, dos bombas de media capacidad. Si se hace uso de bombas de capacidad fraccional, la pérdida de una bomba provocará que las restantes bombas se salgan de sus sistemas de curvas de carga. Estos casos de discrepancias se deben evaluar al hacer la ingeniería del sistema y al preparar las especificaciones de las características de las bombas. La pérdida de una bomba puede ocurrir no solo por mal funcionamiento de la bomba misma, sino por falla de la unidad motriz, daño externo, falta de abastecimiento de energía, pérdida de potencia de control, etc. La probabilidad de estas contingencias se debe evaluar como parte del proceso de selección.

## 3.7.4 Limitaciones.

Con frecuencia se especifican bombas con limitaciones por encima de las capacidades nominales. No es posible que un sistema opere por un periodo largo, en estado estacionario, sin ser disturbado por condiciones transitorias como lo serían los cambios en el modo de operar, desperfectos en alguno de sus componentes, fallas de abastecimiento en el sistema eléctrico, etc. Es necesario que el ingeniero que va a especificar el equipo de bombeo examine la posibilidad de ocurrencia y la duración de tales condiciones transitorias, para especificar márgenes adecuados que permitan al equipo hacer frente a

estas emergencias, sin efectos perjudiciales. Lo anterior implica también la evaluación de los efectos combinados del costo del equipo, grado de criticidad del sistema, el inconveniente de falta de equipo y otros factores técnicos y económicos.

Las condiciones transitorias que frecuentemente se toman en cuenta en los proyectos son: fluctuaciones de presión y temperatura, caídas de voltaje y frecuencia, pérdida del agua de enfriamiento, etc. Si el mantenimiento de flujo continuo es importante, entonces deberá marginarse adecuadamente la capacidad de bombeo. Por ejemplo, se incrementa la carga y la capacidad para conservar el flujo nominal en caso de ocurrir abatimientos ligeros de voltaje o frecuencia. Además, se pueden incluir en el diseño algunas características especiales que permiten a la bomba sobrellevar, sin daños, condiciones transitorias tales como caídas de presión de succión que pueden provocar cavitación.

No se debe comprar una bomba de capacidad muy por encima de sus necesidades reales (comúnmente 15 a 20%). Una bomba muy grande podría operar a capacidades inferiores a las recomendadas por el fabricante, lo que puede ocasionar problemas mecánicos e hidráulicos.

### 3.7.5 Desgaste.

El desgaste es un factor que siempre está presente en los proyectos de equipos y de sistemas. Ningún material que maneje fluidos, o se use en contacto con superficies en movimiento, está libre de desgaste. Por lo tanto, a medida que pasa el tiempo, se debe esperar una alteración de las características tanto del equipo como del sistema, debido al desgaste. Se debe aquilatar la magnitud del desgaste a lo largo de la vida de la planta, y se deben estipular márgenes adecuados en los parámetros del sistema para que las bombas puedan proporcionar el gasto esperado, aún al final de su vida. Cuando se trasieguen abrasivos o materiales en suspensión, deben especificarse bombas con recubrimientos intercambiables. Estos recubrimientos se hacen con materiales flexibles tales como compuestos de hule o aleaciones de hierro fundido extremadamente duras. Con frecuencia se eligen, para este tipo de servicios, recubrimientos (incluso para impulsores) de plástico.

En algunas aplicaciones, especialmente en plantas generadoras de potencia, se especifica que la vida media de la bomba debe ser la misma que la vida media de la planta. No obstante, la vida diseñada para una bomba está basada en factores económicos. El margen de desgaste agregado es una función de factores tales como modo de operación (continuo o intermitente), propiedades del fluido (abrasividad, corrosividad) etc.

## 3.7.6 Cambios futuros en el sistema.

Un último factor que debe considerarse es la posibilidad de adaptarse a futuros cambios en el sistema. Si los cambios del sistema pueden ser previstos con cualquier grado de certidumbre, entonces el sistema puede ser diseñado para que los cambios se lleven a cabo con un mínimo de inconvenientes para la operación. Es pues tan importante el revisar las posibilidades y efectos de estos posibles cambios futuros, como satisfacer las necesidades inmediatas del sistema. El ingeniero intentará presentar los futuros requerimientos en los parámetros y en la capacidad del sistema, basándose en la proyección de los datos disponibles, evaluando la posibilidad y la deseabilidad de proyectar su equipo de bombeo para la absorción de los cambios futuros (como, por ejemplo, dejar flujos y cargas extras, especificar una bomba con impulsores menores que los máximos para una carcaza dada etc.) en comparación con la modificación de su sistema, incluyendo las bombas, cuando en el futuro se hagan los cambios.

En cualquier caso, se debe de considerar que el equipo debe trabajar satisfactoriamente en el sistema actual para el que se preparan las especificaciones y éste debe ser un factor básico en cualquier evaluación.

## 3.7.7 Tipos de especificaciones.

La primera decisión que debe tomarse al seleccionar y comprar una bomba es si se hace una licitación formal o si es suficiente una tramitación abreviada.

Si se trata de pedir un duplicado o una refacción, o si la bomba es de tipo sencillo y barato, no se necesita una especificación. En casos como este, frecuentemente el costo de hacer la especificación, y de obtener y analizar las proposiciones recibidas, anula el ahorro potencial de una licitación formal. Se solicita una cotización directa al proveedor, teniendo la precaución de definir perfectamente las necesidades de la misma. En lugar de especificaciones completas pueden ser útiles las hojas de datos de la bomba (Figuras 3.3 y 3.4). Es natural que el proveedor potencial puede prestar su ayuda al desarrollo y aclaración de las necesidades, si bien hay que tomar en cuenta que una ayuda de esta clase siempre estará inclinada a favorecer al equipo del proveedor.

En casos en que sea aconsejable una licitación formal, el tipo de especificación escrita cobra una importancia fundamental. Casi siempre la especificación será del tipo operativo y no constructivo. Las especificaciones indicarán básicamente el tipo de trabajo que la bomba debe realizar, y no trataran de dictar ni el proyecto ni los métodos de construcción; si bien ciertos detalles de la construcción pueden

aparecer implícitos, sobre todo donde existen alternativas. Por ejemplo, donde se ofrecen sellos de eje del tipo de fuga o mecánicos, ya la especificación indicará una preferencia. Resumiendo, la especificación básicamente establece un "qué" y no un "como".

La especificación con base en la construcción establece ciertos detalles en el tipo de diseño, construcción y métodos que deben usarse en el proyecto, que de usarse la especificación tipo operativo, serían de la incumbencia única del constructor. Desde el punto de vista legal el proveedor podría responder que, puesto que el comprador ha establecido ciertos detalles constructivos, él ya no se hará responsable del funcionamiento adecuado del equipo.

De lo anterior se desprende la importancia que tiene la redacción cuidadosa de los especificaciones sobre el tipo de construcción, para no eximir al proveedor de sus responsabilidades y a fin de evitar que el comprador asuma responsabilidades innecesarias. En resumen, y a menos que concurren circunstancias muy especiales, es mucho más apropiado dar especificaciones de tipo operativo y no de construcción.

### 3.7.8 Alternativas.

Es casi imposible que una especificación cubra todas las variantes posibles de bombas que puedan ofrecer los fabricantes. Junto a esto, está el problema que se presenta al usuario potencial de mantenerse al día con los desarrollos técnicos de los fabricantes.

Es una buena práctica permitir a los fabricantes la propuesta de alternativas. Esto da al proveedor la oportunidad de presentar sus mejores ofertas y al comprador le facilita la información sobre modificaciones potenciales de varios proveedores, que puede resultar en ofertas atractivas. Las especificaciones deberían promover estas ofertas alternativas dejando bien claro, sin embargo, que la selección final dependerá del comprador, el cual puede rechazar cualquiera o todas las proposiciones.

Servicio _____		Requisición No. _____		Cantidad _____	
Planta _____		Especificación No. _____		Código de costo _____	
Localización _____		O. C. No. _____		Fabricante _____	
Dibujo ref. _____		(Arreglo) _____		Proceso _____	

1	Líquido bombeado				
2	Viscosidad (SSU) / presión del vapor (Lb / pulg <sup>2</sup> abs)				
3	Temperatura (°F) máx / min /// densidad relativa a °F				
4	Flujo Régimen min / max (gal / min) (lbs / hora)				
5	Presión de succión en (brida) (nivel de agua) lbs / pulg <sup>2</sup> abs				
6	Presión de descarga (brida) lbs / pulg <sup>2</sup> ab				
7	Presión diferencial: régimen / al cierre (pies) (lbs / pulg <sup>2</sup> )				
8	CNPS o sumergencia disponible / necesaria elevación (pies)				
9	Tipo de bomba/ modelo / No. de etapas				
10	RPM / rotación. (Vista del motor hacia la bomba)				
11	Eficiencia / CP a régimen / CP. Max (gal / min)				
12	Diámetro de impulsor dis / max / min.				
13	Impulsor área del ojo / velocidad periférica				
14	Presión de trabajo max / prueba hidráulica (lbs / pulg <sup>2</sup> manón)				
15	Claros anillo de desgaste / cojinete / impulsor				
16	Empuje hidráulico régimen / max / hacia arriba				
17	WK <sup>2</sup> / vel par motor régimen / velocidad par motor max <span style="float: right; font-size: small;">lb / pies<sup>2</sup> lb / pie</span>				
18	Succión: tamaño / clasificación / cara / posición				
19	Descarga: tamaño / clasificación / cara / posición				
20	Placa base / zapata				
21	Acoplamiento: tipo / constructor / provisto por				
22	Succión: coladera / separador				
23	Lubricación de cojinetes tipo / gal / min / presión / micras max				
24	Sello de la flecha: tipo diagonal conexión del sello / enfriamiento (gal / min)				
25	Tipo de guardacople (horizontal únicamente)				
26	Material: carcaza o tazón				
27	(y tamaño) barril				
28	Eje carcaza o tazón / (diámetro)				
29	Eje camisa cojinete / caja de presión				
30	Anillo de desgaste carcaza / impulsor				
31	Impulsores / recubrimiento				
32	}	Cabezal de descarga / columna (diámetro x espesor de pared)			
33		Tubo de protección del eje (diámetro x espesor de pared)			
34		Eje de alineamiento / (diámetro) / (espaciamiento cojinete)			
35		Cojinete de manga inferior / tazón / eje alineam.			
36	Unidad motriz: tipo (motor – turbina) (eje sólido – hueco) rpm / cp				
37	Provisto por / peso / dibujo de referencia / fabricante				
38	Descripción de los cojinetes / empuje de régimen				
39	Lubricación: de empuje / radial / enfriamiento				
40	Dibujo No.: conjunto / secciones / curvas de funcionamiento				
41	Peso neto: bomba / piezas cambiables / elementos rotatorios				
42	Inspección normal / nuclear clase I, II o III ASME III u VIII				
43	Pruebas: ultrasónicas/ corrientes parásitas / partículas magnéticas				
44	Líquidos penetrantes / radiogr. / hidrostática / testigos / CNPS / testigo				
45	Funcionamiento / testigo / campo				
46	Control de calidad: normas de fabricante / documentadas				
47	Factor de sismo: clase I / clase II				

LLENE TODOS LO ESPACIOS, SI NO PROCEDE MARQUE "NP"					
A					
A					
A					
No.	Fecha	Revisiones			NOTAS
Origen		Hoja de datos para bombas centrífugas			Trabajo No.
					Hoja de datos
					Rev

Figura 3.3 Hoja de datos para bomba centrífuga

Servicio	Requisición No.	Partida No.	
Planta	Especificación No	Cantidad	
Localización	O.C. No.	Código de costo	
Dibujo de referencia	(Arreglo) (Proceso)	Fabricante	
1	Líquido bombeado / Newtoniano o no Newtoniano		
2	Viscosidad (SSU) (CS) :Temperatura Normal / Temp. Min / Temp.max		
3	Presión de vapor (LBS / pulg <sup>2</sup> ABS.): temperatura normal / temp. Min / temp. Max		
4	Temperatura (°F): normal / min / max		
5	Densidad relativa / punto de fusión / punto de inflamación °F		
6	Sólidos: tipo / % del volumen / abrasivo / forma / distribución / densidad		
7	Gases: entrada / descarga / solubilidad (% de volumen a 30 pulg Hg abs)		
8	Flujo: régimen / min / max (gal / min)		
9	Presión: salida / entrada / diferencia max. De presiones (lbs / pulg <sup>2</sup> man)		
10	CNPS: disponible / requerida en línea centros de succión (lb / pulg <sup>2</sup> man)		
11	Tipo de bomba		
12	RPM / rotación mirando hacia el cople		
13	Eficiencia / C.P. al freno régimen / C.P. al freno max		
14	Válvula de alivio: ajuste interno / ajuste externo / (lbs / pulg <sup>2</sup> man)		
15	Conexión de succión: tamaño / clasificación / cara / posición		
16	Conexión de descarga: tamaño / clasificación / cara / posición		
17	Número de fábrica del cojinete: radial / de empuje		
18	Base: bomba (y engranaje) solos / combinación con unidad motriz y (eng.)		
19	Acoplamiento: fabricante / modelo tamaño / guarda cople / parte del motor mont.		
20	Sello: tamaño del empaque / Num / tipo / No del fabricante del sello mecánico		
21	Lubricación: principal, tipo / secundaria, tipo / micras max.		
22	Enfriamiento: agua gal. / min. Presión / enfriam. de la brida / chaqueta de vapor		
23	Material: carcaza		
24	Rotores		
25	Eje / camisa del eje		
26	Buje de garganta		
27	Anillo / prensa / estopa		
28	Válvula de alivio		
29	Base		
30	Tubería de enfriamiento / tubería de vapor		
31	Tubería del sello / tubería de lubricación		
32	Unidad motriz: tipo (motor - turbina - engranaje) rpm / c.p.		
33	Proporcionada por / peso / dibujo de referencia / fabricante		
34	Cojinetes: radiales No. / empuje No.		
35	Lubricación: de empuje / radial / enfriamiento		
36	Acoplamiento de alta velocidad / fabricante / modelo / provisto por		
37	Dibujos conjunto / secciones / curva de funcionamiento		
38	Peso Neto		
39	Inspección: normal / OA		
40	Pruebas: ultrasónicas/ corrientes parásitas / partículas magnéticas /		
41	Líquidos penetrantes / radiogr. / hidrostática / testigos // CNPS		
42	Funcionamiento / testigo / desmontaje		
43	Control de calidad: normales del fabricante / documentadas		
44			
45			
46			
47			
LLENE TODOS LO ESPACIOS, SI NO PROCEDE MARQUE "NP"			
A		NOTAS	
A			
A			
No.	Fecha	Revisiones	
Origen		HOJA DE DATOS PARA BOMBAS ROTATORIAS	Trabajo No.
			Hoja de datos    Rev

Figura 3.4 Hoja de datos para bomba rotatoria.

**3.7.9 Documentos de oferta.** Los documentos de ofertas para bombas constan normalmente de dos partes principales:

- (1) Especificaciones técnicas
- (2) Términos comerciales

La especificación técnica establece las necesidades de trabajo, materiales de construcción y datos técnicos importantes. Los términos comerciales incluyen los contratos y cubren puntos tales como: localización de la obra, garantías, métodos de embarque, tiempos de entrega, métodos de pago, inspecciones normales, modos de relación, etc.

Con frecuencia, los términos y condiciones comerciales son relegados a segundo término, sobre todo cuando se compra equipo de línea; pero en muchos casos, los términos comerciales pueden revestir una importancia aún mayor que las especificaciones técnicas.

**3.7.10 Especificaciones técnicas** Las especificaciones técnicas constan de una serie de incisos diferentes y cuidadosamente definidos. Mientras más completa y minuciosa sea una especificación, tanto más competitivas serán las ofertas. Una especificación común puede abarcar el contenido y las secciones que a continuación se indican:

(1) *Alcance del trabajo.* Bomba, placa base, unidad motriz (si se incluye), tubería de interconexión, bomba y tubería de lubricación, partes de repuesto, instrumentos de medición (montados en la bomba), instalación, supervisión, etc.

(2) *Trabajos no incluidos.* Cimentaciones, labor de instalación, tornillería de anclaje, tubería externa, alambrados externos, arrancador del motor, etc.

(3) *Condiciones de clasificación y de servicio.* Fluido bombeado, composición química, temperatura, flujo, carga hidráulica, limitaciones en la gama de velocidades, condiciones de carga, sobrepresiones, desboques, requisitos de operación fuera de lo normal, condiciones transitorias, etc.

(4) *Diseño y construcción.* (Téngase cuidado al redactar esta sección, debe dársele amplitud suficiente para evitar imponer condiciones de construcción). Códigos, normas, materiales, tipo de carcaza, arreglo de etapas, balanceo, orientación de boquillas, condiciones especiales de las fuerzas en las boquillas y en los momentos resultantes (si se conocen), normas de soldadura, soportes, ventilaciones y drenes, tipo de cojinete, sellos del eje, bases, tubería de interconexión, termopares, aislamientos, chaquetas, etc.

(5) *Sistema de lubricación.* (Si es aplicable). Tipo del sistema, componentes, tubería, modo de funcionar, bloqueos, instrumentación.

(6) *Unidad motriz.* Normas de voltaje del motor, datos y reglamentaciones del abastecimiento de potencia, reglamentaciones sobre tableros, normas de alambrado, cajas terminales, aparatos eléctricos. Para unidades motrices de combustión interna; tipo de combustible preferido (o requerido) número de cilindros, sistema de enfriamiento, gobernador de velocidad, autoarranque o arranque manual, acoplamientos y embragues, escapes, silenciador, etc.

(7) *Limpieza.* Limpieza, preparación y pintura para embarque, pinturas anticorrosivas, selladores y de acabado, protecciones de las bridas y toberas, protección integral de la tubería, almacenajes.

(8) *Pruebas de funcionamiento.* Satisfactorias para el servicio, carrera suave, carente de cavitación y vibración, pruebas en fábrica (Standars of the Hydraulic Institute) para bombas y elementos rotatorios de repuesto, pruebas de desboque (sobrevelocidad), pruebas hidrostáticas, gráficas de las pruebas, pruebas en el campo.

(9) *Dibujos y datos.* Dibujos y datos que se deben presentar, bosquejos, curvas velocidades - par motor, datos del  $Wk^2$ , manual de Instrucciones, hojas con datos completos, lista de refacciones recomendadas.

(10) *Herramientas.* Un juego de herramientas especiales (si son necesarias) que incluya un armazón para el rotor, si esto facilita el mantenimiento y las reparaciones.

(11) *Bases para la evaluación.* Potencia, eficiencia, diseño probado, etc. Como suplemento pueden presentarse especificaciones relacionadas con otros asuntos tales como:

Especificaciones para motores eléctricos, turbinas de vapor, o de cualquier otro tipo de unidad motriz.

Especificaciones para marcas especiales de embarque.

Especificaciones para pintura.

Requisitos de pruebas suplementarias de control de calidad. (Estos tienen su mayor aplicación en bombas para servicios nucleares, donde el control de calidad es requisito de la Comisión de Energía Atómica).

Además, debe ponerse especial cuidado en que quede perfectamente claro para el fabricante cualquier requisito fuera de lo normal. Por ejemplo:

Requisitos especiales para la reparación de defectos en las fundiciones.

Un esquema de arreglo de entrada para casos de uso en pozo mojado.

Requisitos especiales con relaciones a pruebas, por ejemplo, pruebas metalúrgicas que se necesitan durante la manufactura de la bomba, en adición a las pruebas de comportamiento.

Resulta de mucha ayuda al proveedor que se entreguen curvas de carga hidráulicas del sistema, esquemas de las tuberías (dimensionadas, si esto es útil), listas de accesorios, etc.

Una forma tabular, llamada "Hojas de datos de bomba" es de suma utilidad para dar, en forma consisa, una suma de datos e informaciones al proveedor y, también permite una fácil comparación de las diversas ofertas. Ejemplos de dos de estas formas se muestran en las Figuras 3.3 y 3.4. Como se advierte al analizar estas formas algunos renglones son llenados por el comprador, mientras que el resto es llenado por el proveedor, dando en conjunto un sumario completo de lo que se debe cotizar. Estas hojas de datos se deben agregar a las especificaciones técnicas.

### 3.7.11. Términos comerciales.

Estos términos comerciales, que se añaden a los documentos de la solicitud, deben cubrir la siguiente información:

General, Información tal como el nombre del comprador, lugar a donde se envía la oferta, propiedad de los documentos, tiempo de duración de oferta, y términos legales y reglamentaciones.

Localización de la obra. Este dato establece el área geográfica en donde funcionará el equipo, y en sentido neto establece la amplitud de la obra. Se indicarán también temperaturas máximas, humedad, facilidades de almacenaje (a cubierto o la intemperie) altitud, (para la adecuada selección del enfriamiento de la unidad motriz), etc.

Las definiciones al establecer al comprador, al agente, al ingeniero, al vendedor, y si hay iguales en el mercado o son exclusivas, etc.

Las propuestas fijan el formato de la proposición, el número de copias, al derecho del propietario de aceptar o rechazar cualquier oferta y el estado de las alternativas.

El horario fija las necesidades de dibujos y datos entregados, itinerarios de manufactura y entrega de equipo.

Términos de pago, retenciones, etc.

Otro factor que se debe considerar es la transportación a y desde el punto de utilización, puesto que con equipo de gran tamaño no es posible hacer envíos por camión, y en muchos casos es necesario emplear barcasas o ferrocarril. También es importante establecer el método de transporte para que el

proveedor pueda incluir los costos correspondientes, así como también establecer las responsabilidades en caso de daño o pérdida. Así pues, una solicitud puede incluir gastos por fletes, o bien, éstos se especifican por separado. De todas maneras, se debe especificar claramente si los riesgos corren por cuenta del proveedor o del comprador.

Estas son las consideraciones principales que deben conocer los proveedores.

### 3.7.12. Consideraciones Especiales

**Pruebas de funcionamiento.** Un inciso importante en cualquier especificación es la prueba. Las bombas pequeñas, hasta de 6 pulg. que se producen en serie, se prueban con base en el control de calidad y por muestras de un lote, y a partir de esta prueba se obtiene una gráfica tipo del funcionamiento. Por lo tanto, no es necesario pedir pruebas certificadas cuando se trata de bombas de este tipo, a menos que el servicio sea crítico como en los casos de equipo de contraincendio, o de alimentación de calderas, etc.

Para bombas de mayor tamaño, o para bombas con servicios más críticos, se exigirá una prueba certificada. Esta prueba establece que el fabricante probará la bomba bajo varias condiciones de funcionamiento, para establecer la gráfica exacta de carga hidráulica. Como es necesario asegurarse que la unidad motriz es de capacidad adecuada, también se acompañará una gráfica de potencias. Ocasionalmente no será posible efectuar las pruebas en las dependencias del fabricante por tratarse, ya sea de bombas muy grandes o de servicios muy especiales. Ejemplos de estos son: bombas muy grandes con baja descarga que se usan para circulación de agua, bombas para irrigación con escasa elevación, trasiego de metales en estado líquido, etc. Un método común para probar este tipo de bombas consiste en extrapolar las pruebas de funcionamiento de un modelo geoméricamente similar (generalmente mas pequeño) al tamaño de la bomba que se está considerando y usar esa información para el desarrollo y la ingeniería de la bomba. La verdadera prueba se hace en el sitio mismo, con la bomba ya instalada. Se aconseja que tanto el proveedor como el comprador lleguen a un acuerdo acerca de las pruebas de campo. Esto debe incluir el número de puntos de operación que se va a medir, las normas que se aplicarán, el método para tomar las lecturas de las características de descarga, la forma de variar la carga hidráulica, etc. Al establecer los procedimientos, se harán notar las características del fluido y de otras variables que pudieran afectar la prueba de funcionamiento. La especificación debe establecer si la prueba debe hacerse en presencia de testigos. La presencia de testigos y la entrega de datos certificados de prueba (inclusive la labor de prueba) generalmente se cotizan por separado, y si no hay acuerdo al respecto, puede resultar una causa de disputa entre las partes.

**Unidades motrices.** Las unidades motrices (motores, turbinas, etc.) se pueden comprar ya sea por separado o integradas. Si la unidad motriz es de 50 CP, o mayor, se pensará en comprarla por separado, pues frecuentemente hay un ahorro en los costos. Las excepciones son: bombas pequeñas, bombas en construcción "monobloc" (la bomba va montada en, y es sostenida, por el motor), y bombas hechas según normas especiales.

Si la unidad motriz no va incluida en la especificación, el proveedor determinará las características adecuadas de la misma. Esto incluye: establecer la velocidad adecuada, calibrar las cargas en aceleración y régimen, asegurar la compatibilidad en las cargas sobre los cojinetes, y la selección y montaje de los acoplamientos. Si la unidad motriz se compra por separado, y resulta económico enviarla a la planta del proveedor de la bomba, se exigirá al proveedor monte la unidad junto con los acoplamientos en una base común, alineándola convenientemente. Si la unidad es muy grande, o su transporte muy costoso, se hace esta labor directamente en la obra. Se determinarán también: el tipo de cubierta del motor, normas de aislamiento, equipo especial tal como calefactores, cajas de conexiones, etc.

Cuando se trata de turbinas se especificarán: gamas de velocidad, presión del acelerador, calidad de vapor, presión de escape y métodos de control.

Con unidades motrices reciprocantes se debe pedir la magnitud y dirección de las fuerzas resultantes, así como el peso, las dimensiones, etc. para permitir la evaluación preliminar de los requisitos básicos.

Las normas NEMA (National Electrical Manufacturers Association) fijan un factor de servicio de 15% en base al calentamiento interno del motor. Es una buena práctica conservar este margen de potencia, para sobrecargas de corta duración. Puesto que la base es el calentamiento interno, su aplicación evita pasar a un motor de carcasa superior. Para motores de 200 CP y mayores, donde la disipación de calor es más difícil, hay limitaciones en la frecuencia de los arranques; estas limitaciones se consignan en las placas de los motores. Si la potencia pasa de los 1 000 CP, el comprador debe fijar sus necesidades de frecuencia de arranques.

Las limitaciones comunes para los motores muy grandes son de 3 a 5 arranques por hora, cifra que puede variar debido a la carga de  $WK^2$ , al par motor y al voltaje aplicado. Si hay arranques repetitivos se recomienda consultar con el fabricante de motores.

Los motores síncronos se usan frecuentemente como unidades motrices para bombas grandes (generalmente de bajas velocidades). Una "receta" muy usada es considerar la aplicación de un motor síncrono si la potencia en caballos es igual o mayor que la velocidad de la bomba. Los motores

síncronos requieren equipo de control más complicado, pero en cambio se pueden adaptar mejor a los arranques, pares motores de sincronismo y de desincronismo de la carga. Puesto que estos motores operan a velocidad de sincronismo se puede hacer caso omiso del deslizamiento de la unidad motriz.

También se puede operar a factor de potencia uno, evitándose así cargos adicionales en la cuenta de energía, por bajo factor de potencia; o bien, con factor de potencia adelantado (condensador síncrono) para mejorar así el factor de potencia general de la planta.

**Tomas.** Las bombas verticales de pozo mojado, son sensibles a la geometría de sus pozos de succión. Los factores incluyen: libramiento entre la campana de succión y el piso del pozo, espacio entre bombas, o entre la bomba y las paredes del pozo (tanto de los lados como al fondo), ángulo de llegada del piso del pozo, incluyendo oleaje, sumergencia y falta de llegada uniforme del flujo.

Las normas del Hydraulic Institute incluyen recomendaciones sobre la geometría de las tomas. Tanto éstas como las recomendaciones del constructor de la bomba deben considerarse cuidadosamente. En forma similar se tratará el caso de las tuberías de succión.

Cuando se especifiquen bombas verticales para pozo mojado, se acompañará un esquema de la instalación para que el proveedor pueda hacer sus recomendaciones y comentarios. Cuando la geometría de la instalación no está determinada, el proveedor puede recomendar pequeños cambios para mejorar el funcionamiento de la bomba. Si la geometría está determinada, se puede necesitar la instalación adicional de deflectores de remolinos, paredes antioleaje, o directores de dirección de flujo para evitar problemas de operación.

Para instalaciones medias y grandes, donde se esperen problemas de diseño, se recomienda la prueba con modelos. Estos servicios los ofrecen las universidades, los laboratorios comerciales de pruebas y algunos fabricantes. Es raro el caso en que un proveedor acepte responsabilidades en relación con el funcionamiento de una bomba, si los pozos de toma no son de forma y tamaños óptimos. También en este caso se recurre a los modelos de prueba.

**Controles especiales.** Este es un tema que requiere mucha atención para asegurarse que las bombas no resulten dañadas por mala aplicación. Las bombas que no necesitan más potencia a gasto cero, esto es, bombas centrífugas y de flujo mixto hasta aproximadamente 5 000 de velocidad específica, pueden arrancar con las válvulas de descarga cerradas, sin sobrecargar a sus unidades motrices.

Las bombas de hélice requieren alta potencia y producen presiones muy elevadas (relativas al diseño) a gasto cero, por lo que se arrancan con válvulas calibradas para que estén lo suficientemente abiertas cuando la unidad motriz alcanza su velocidad de régimen. En sistemas que tengan una gran masa de agua por acelerar, no se logra gran cosa con la apertura de las válvulas de descarga, ya que la inercia del agua da lugar a condiciones de cierre, o muy cercanas a un equivalente de cierre. En estos casos, se debe considerar un tubo de desvío o un medio de disminuir la aceleración de la unidad motriz.

Aparte del problema del control del arranque, hay que tomar en cuenta el paro y el cierre de las válvulas de descarga. Para sistemas con tuberías de gran diámetro, 24 pulg o mayores, se colocan válvulas de mariposa operadas con motor, en lugar de válvulas de retención en la descarga. Estas válvulas de mariposa actúan como válvulas de aislamiento, y con el control apropiado, aseguran que no exista flujo en sentido contrario cuando no se desea. Se requiere hacer un análisis de las condiciones de arranque de la bomba, incluyendo la capacidad de aceleración de la unidad motriz y la característica de la válvula de mariposa, o sea, flujo contra apertura y ángulo de apertura contra área de puerto.

**Dibujos y datos necesarios.** Esta forma fija el tipo de dibujos y datos que se piden para definir tanto los diseños preliminares como para la información definitiva, esto es, las dimensiones "ya construidas" y las certificaciones que prueben que la bomba ha cumplido con las condiciones especificadas. El itinerario para la entrega de informaciones es necesario para dar información acerca de los diseños estructurales, eléctricos o de tubería a fin de incorporar la bomba a la instalación de la planta. Una forma común se muestra en la Figura 3.5.

### 3.8 CODIGOS, NORMAS Y ESTÁNDARES

Al especificar una bomba, es conveniente e importante aplicar y conocer los códigos, normas y estándares pertinentes. Debe hacerse referencia a las normas que se relacionen con la calidad de los materiales. Siempre se deben aplicar las normas que se refieran a la metalurgia, dimensiones, tolerancias, etc., tales como la ANSI, API, ISO, ASTM, NOM u otras. Si la bomba se va a usar con determinados requisitos críticos, son también aplicables las normas industriales relacionadas con el diseño, la construcción y la aplicación, como por ejemplo el ASME, normas para calderas y recipientes sujetos a presión, sección III. Para usos nucleares esta sección establece necesidades muy estrictas para el control de los materiales usados, procesos de diseño y control de calidad de manufactura. Estas normas son extremadamente detalladas, y son en sí mismas especificaciones perfectamente definidas.

Siempre se deberá hacer un estudio para evitar que las referencias entren en conflicto.

FECHA	Esta lista de dibujos y datos necesarios se debe llenar antes de presentar facturas definitivas. Véase la parte inferior de la lista para dibujos requeridos y fechas de vencimiento. El incumplimiento, por parte del vendedor, de estos requisitos puede conducir a la cancelación del pedido si se trata de dibujos y datos iniciales o a la retención del pago final si se trata de dibujos definitivos. Los dibujos deben ser enviados a la atención de:				
	ADEMÁS, DEBE ADJUNTARSE AL EMBARQUE UN JUEGO COMPLETO DE CUALQUIER TIPO DE DIBUJO NECESARIO PARA INSTALACIÓN EN EL CAMPO. MANDAR COPIA DE CARTA DE ENVÍO A:				
APROBACIONES	TIPO DE DIBUJOS Y OTROS REQUISITOS	APROBACION ANTES DE LA FABRICACIÓN (SI/NO)	TIPOS DE COPIAS	NUMERO REQUERIDO	
				INICIALES	FINALES
MATERIALS SUPERV	A	DIMENSIONES Y NECESIDADES DE CIMENTACIÓN	REPRODUCIBLES COPIAS		
	B	SECCIONES CON LISTA DE PARTES Y PRECIOS	REPRODUCIBLES COPIAS		
	C	DIBUJOS DE FABRICACION	REPRODUCIBLES COPIAS		
COMP	D	DATOS DE FUNCIONAMIENTO Y REP. DE PRUEBA, CERTIFICADOS	REPRODUCIBLES COPIAS		
	E	DIAGRAMAS DE ALAMBRADO	REPRODUCIBLES COPIAS		
	F	DIAGRAMAS DE CONTROL LÓGICO	REPRODUCIBLES COPIAS		
DIBUJO	G	PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURA	REPRODUCIBLES COPIAS		
	H	CERTIFICADOS DE NORMAS, INSP. Y REPORTES DE PRUEBA	ORIGINALES		
ING	J	INSTRUCCIONES PARA ERECCION, INSTALACION, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	MANUALES DE CADA TIPO		
	K	LISTA DE REFACCIONES RECOMENDADAS PARA UN AÑO, CON PRECIOS COMPLETAS	LISTAS		
	L	(HOJAS DE DATOS)	REPRODUCCION		
	M	CERTIFICACION DE MATERIALES			
	N	PROCEDIMIENTOS DE CONTROL DE CALIDAD, INSPECCION Y PRUEBA POR PARTE DEL FABRICANTE Y REP.			
REV	Los dibujos del vendedor se revisarán y aprobarán solo en relación con los arreglos de, y conforme a, las especificaciones y sus dibujos; y dichas aprobaciones no modifican o relevan de responsabilidad al vendedor acerca de la precisión, adecuación y utilidad de los materiales y/o equipo que en ellos aparezca. Los dibujos definitivos estarán certificados y deberán llevar, además de la leyenda del título, número y nombre del equipo del vendedor, número de orden de compra y número de serie del fabricante. Los reproducibles deben ser copiados de matrices libres de fallas. Los reproducibles finales serán de Mylar. Los dibujos adicionales se determinarán en la especificación técnica. Los dibujos iniciales serán entregados dentro de ___ días una vez recibida la orden en firme. Los dibujos definitivos serán entregados dentro de ___ días, después de recibidos los dibujos iniciales o dentro de ___ días después de recibida la orden en firme, si no hay dibujos iniciales. Las fechas de entrega de los dibujos definitivos especifican en la orden de compra y tendrán precedencia sobre lo anterior.				
	NECESIDADES DE DIBUJOS Y DATOS			TRAB No.	
			AGREGADO A LA REQUISICIÓN	REV.	

Figura 3.5 Requisitos de dibujos y datos

## 3.8.1. ANSI

El American National Standards Institute (ANSI) en su Estándar B73.1 (también conocido como ASME B73.1) para bombas de procesos químicos fue desarrollado hace más de treinta años. La Figura 3.6 muestra una bomba construida bajo el estándar ANSI.

El estándar fue escrito para asegurar que las bombas de procesos químicos construidas por cualquier fabricante que conociera el estándar utilizara el mismo criterio para detalles tales de diseño como espesor de la carcasa requerido, deflexión permisible de la flecha, vida de los cojinetes, etc.

Otro objetivo muy importante del estándar fue normalizar la configuración y dimensiones de las bombas para tamaños comunes. Además, la configuración estándar para la bomba ANSI es de succión al extremo, montada en estructura, con la descarga de la bomba en línea con el centro de línea de la carcasa. Esta estandarización de dimensiones permite a quien diseña una planta que contiene cientos de bombas ANSI completar todos los detalles del diseño de la tubería y la cimentación sin necesidad de haber elegido quien suministre las bombas.

La bomba ANSI normalmente es suministrada con un impulsor abierto, ajustable para desgaste.

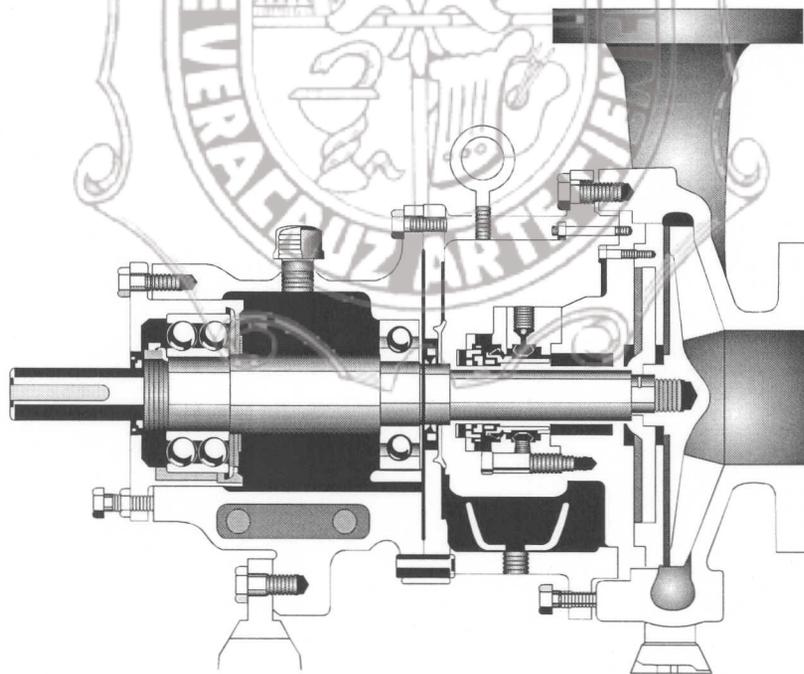


Figura 3.6 Bomba ANSI

Aunque es conocida como una bomba de procesos químicos, la bomba ANSI es una de las más versátiles y ampliamente usadas en una variedad de aplicaciones industriales.

## 3.8.2 API

El Estándar 610 del American Petroleum Institute (API) para bombas de refinerías fue escrito para desarrollar un estándar de diseño riguroso y detallado para bombas de proceso en servicios de refinerías y en otras aplicaciones petroquímicas.

La necesidad de que este estándar contenga de hecho que todos los líquidos manejados en refinerías y plantas petroquímicas están a menudo a alta presión, alta temperatura y usualmente flamable o volátil, y que la seguridad es una consideración muy importante. Además, el costo del tiempo de producción perdida en una refinería puede ser considerablemente mayor que el costo del mantenimiento. Por lo que el esfuerzo hecho para elaborar el estándar API 610 fue para mantener la integridad de presión y la confiabilidad de las bombas a demás de reducir sus gastos de mantenimiento. Este diseño atiende detalles como criterios de espesor de la carcaza, criterio de cargas en las boquillas, deflexión permisible de la flecha, operación a cero flujo, diseño de cojinetes y de los sellos mecánicos.

El estándar API 610 no fue escrito para una sola configuración como el estándar ANSI.

El estándar API 610 cubre una variedad de tipos de bombas, incluyendo la de succión final, multietapas de carcaza partida radial y axialmente, de tubería vertical, y otras. Ya que cubre una gran variedad de tipos de bombas, las bombas API 610 están disponibles para un amplio rango de cargas y capacidades.

El estándar 610 hace referencia a un número de otras especificaciones API, tales como el API 671 para acoplamientos y el API 677 para unidades de engrane, así como también a estándares de la American Society for Testing and Materials (ASTM) y otras organizaciones. Además, existen estándares API específicos para cubrir tipos especiales de bombas (por ejemplo API 685 para bombas selladas).

La Figura 3.7 muestra una bomba de una etapa horizontal de succión al extremo diseñada bajo API 610.

Los impulsores especificados en API 610 son impulsores cerrados, para ajustarse con anillo de desgaste.

Este estándar API 610 está considerado como uno de los más detallados y exactos de las especificaciones para bombas.

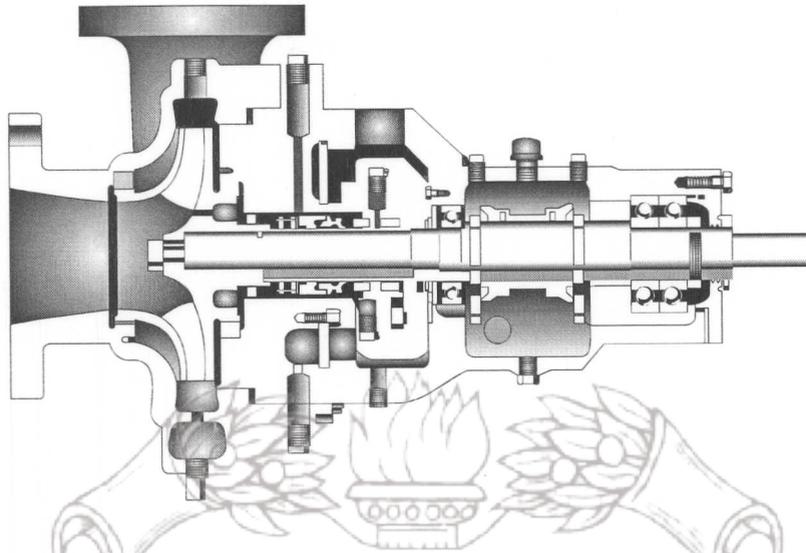


Figura 3.7 API 610 cubre un número de configuraciones de bombas, incluyendo el diseño de succión al extremo mostrado

### 3.8.3 ISO

Los estándares de la International Standards Organization (ISO) están cobrando mayor importancia sobre todos los fabricantes involucrados en proyectos en el continente Europeo. Los estándares ISO son más amplios en su alcance que los estándares ANSI o API, e incluyen tales temas como certificación de programas de aseguramiento de calidad de fabricantes además de estándares de diseño del equipo.

El comité técnico 115 de ISO (TC115) es responsable de los estándares internacionales de bombas. La Secretaria Consultiva Técnica en los EUA para este comité es el Hydraulic Institute .

Los estándares ISO refieren exclusivamente sobre unidades métricas y están basados en 50 ciclos de corriente eléctrica.

La tendencia global es cambiar a dimensiones métricas, y la mayoría de los fabricantes con organizaciones globales de ventas suministran bombas con dimensiones en ambos sistemas de unidades.

Una indicación del crecimiento en importancia de ISO en el mundo es el hecho de que la mas reciente edición del API 610 usa estándares métricos ISO para los sellos mecánicos.

## 3.8.4 N.O.M.

Uno de los medios efectivos para impulsar el ahorro de energía eléctrica es la emisión de Normas Oficiales Mexicanas, las cuales, una vez publicadas en el Diario Oficial, tienen el carácter de obligatorias en todo el país.

Además de los beneficios directos al consumidor, en materia de ahorro de energía eléctrica las normas tienen un efecto directo sobre la eficiencia de sistemas, procesos, materiales y dispositivos. En este sentido, la normalización es una herramienta clave en la modernización de la planta industrial de nuestro país.

La Secretaría de Energía, por conducto de la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía (CONAE), es la dependencia federal que por ley está encargada de formular y proteger las normas sobre eficiencia energética, procurando la participación de todos los sectores interesados dentro de los Comités Consultivos de Normalización en los que participa el FIDE con fabricantes, colegios de profesionistas, instituciones oficiales y de investigación así como cámaras en los diferentes grupos de trabajo, los cuales han desarrollado una activa labor en la preparación de los anteproyectos de Norma de las que una vez condensadas y publicadas diez han entrado en vigor.

El dar a conocer la información completa y objetiva de la Norma Oficial Mexicana sobre la eficiencia energética de Bombas, sirve como guía práctica para el uso eficiente de la energía eléctrica por parte del consumidor quien puede constatar los beneficios de su aplicación para el país en su conjunto.

El FIDE tiene el propósito de difundir las normas a nivel nacional con el fin de que el público en general esté informado acerca de la eficiencia energética que deben cumplir los sistemas, equipos y dispositivos. Sin duda, éste será un valioso apoyo, para promover el desarrollo de una cultura nacional de ahorro y uso eficiente de los recursos energéticos del país.

Las Normas Oficiales Mexicanas que sobre eficiencia energética de bombas han sido publicadas son únicamente las tres siguientes:

- NOM-001-ENER-1995: Eficiencia energética de bombas verticales tipo de turbina con motor externo
- NOM-004-ENER-1995: Eficiencia energética de bombas centrífugas para bombeo de agua para uso doméstico.
- NOM-006-ENER-1995: Eficiencia energética electromecánica en sistemas de bombeo para pozo profundo en operación.

Actualmente durante la elaboración de este trabajo se tiene publicado sólo un proyecto de Norma

Oficial Mexicana sobre bombas que es:

- NOM-010-ENER-1996: Eficiencia energética de bombas sumergibles.

Dentro de las Normas Oficiales Mexicanas sólo existen relacionadas con bombas las mencionadas, y están enfocadas al ahorro energético y las condiciones que deben de cumplir las bombas para obtenerlo.

A continuación podemos revisar los valores mínimos de eficiencia en el punto óptimo de operación que deben de cumplir las bombas de acuerdo con cada norma:

**NORMA Oficial Mexicana NOM-001-ENER-1995.** Eficiencia energética de bombas verticales tipo turbina con motor externo. Límites y método de prueba.

En la elaboración de esta NOM participaron las siguientes empresas e instituciones:

- INSTITUTO DE INVESTIGACIONES ELÉCTRICAS
- COMISIÓN NACIONAL DEL AGUA
- INSTITUTO MEXICANO DE TECNOLOGÍA DEL AGUA
- COLEGIO DE INGENIEROS MECÁNICOS Y ELECTRICISTAS
- COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD, PROGRAMA DE AHORRO DE ENERGÍA EN EL SECTOR ELÉCTRICO
- FIDEICOMISO DE APOYO AL PROGRAMA DE AHORRO DE ENERGÍA EN EL SECTOR ELÉCTRICO
- CÁMARA NACIONAL DE LA INDUSTRIA DE LA CONSTRUCCIÓN

## Objetivo

Esta Norma Oficial Mexicana fija los valores mínimos de eficiencia energética que deben cumplir las bombas verticales tipo turbina con motor externo y establece el método de prueba para verificar en laboratorio dicha eficiencia.

## Campo de aplicación

Aplica únicamente a bombas verticales tipo turbina con motor externo, distribuidas y vendidas en la República Mexicana, para el manejo de agua limpia con las propiedades que se especifican en esta Norma

Valores mínimos de la eficiencia óptima para bombas verticales tipo turbina con motor externo.

Intervalo de Potencia		Eficiencia (%)
(kW)	(hp)	
3, 7-14, 9	5 - 20	77
15, 7-37, 3	21 - 50	80
38-93, 3	51 - 125	82
Mayores de 94	Mayores de 126	84

En esta Norma se considera una producción nacional 2 500 bombas al año y se espera un ahorro promedio del 31% en el consumo de energía eléctrica.

**NOM-004-ENER-1995.** Eficiencia energética de bombas centrífugas para bombeo de agua para uso doméstico en potencias de 0.187 a 0,746 kW.- Límites, método de prueba y etiquetado.

En la elaboración de esta Norma Oficial Mexicana participaron las siguientes empresas e instituciones:

- Fideicomiso de Apoyo al Programa de Ahorro de Energía en el Sector Eléctrico (FIDE-PAESE)
- Instituto de Investigación Eléctricas (IIE)
- Cámara Nacional de Manufacturas Eléctricas (CANAME)
- Bonasa, S.A. de C.V.
- Industrias Faraday, S.A. de C.V.
- Koblenz Eléctrica, S.A. de C.V.
- Casa Cabrera sucesores, S.A. de C.V.
- Industrias CONFAD, S.A. de C.V.
- Distribuidora Cónsul S.A. de C.V.
- Industria Fundidora Valsi S.A. de C.V.

## Objetivo

Fija los valores mínimos de Eficiencia energética que deben cumplir las bombas centrífugas para manejo de agua de uso doméstico; establece además, el método de prueba con que debe verificarse dicho cumplimiento, así como los requisitos de información al usuario que debe contener la etiqueta.

## Campo de aplicación

Bombas centrífugas para manejo de agua de uso doméstico en potencias de 0,187 kW hasta 0,746 kW comercializadas en la República Mexicana.

Valores mínimos de carga que deben cumplirse para las bombas centrífugas para manejo de agua de uso doméstico con la válvula de descarga cerrada y a 3 400 r/min.

Potencia en kW	Carga con válvula de Descarga cerrada en kPa
0,187	176,36
0,373	215,56
0,560	244,95
0,746	293,94

El valor de eficiencia obtenida en el punto óptimo de operación para las bombas centrífugas para manejo de agua de uso doméstico, debe ser siempre mayor al correspondiente establecido en la tabla siguiente:

Valores mínimos de eficiencia en el punto óptimo de operación que deben cumplir las bombas centrífugas para manejo de agua, de acuerdo con la potencia del motor de la bomba.

Potencia en kW	Eficiencia %
0,187	45
0,373	45
0,560	50
0,746	55

Con la producción de 300 000 equipos al año se obtiene un ahorro de 18% en el consumo de energía eléctrica lo que equivale a 6 GWh y se evita emitir al medio ambiente 3 748 ton de CO<sub>2</sub> y 1, 2 ton de CO

**NOM-006-ENER-1995.** *Eficiencia energética electromecánica en sistemas de bombeo para pozo profundo en operación.- Límites y métodos de prueba.*

En la elaboración de esta Norma Oficial Mexicana participaron las siguientes instituciones:

- Comisión Federal de Electricidad, Programa de Ahorro de Energía en el Sector Eléctrico (CFE-PAESE)

- Fideicomiso de Apoyo al Programa de Ahorro de Energía en el Sector Eléctrico (FIDE-PAESE)
- Comisión Nacional de Agua (CNA)
- Instituto de Investigación Eléctricas (IIE)
- Instituto Mexicano de Tecnología del Agua (IMTA)
- Banco Nacional de Crédito Rural, S.N.C. (BANRURAL)
- Colegio de Ingenieros Mecánicos y Electricistas (CIME)
- Cámara Nacional de la Industria de la Construcción (CMIC)

## Objetivo

Establecer los valores de eficiencia energética mínima que deben cumplir los sistemas de bombeo para pozo profundo en operación instalados en campo, y especifica el método de prueba para verificar el cumplimiento de estos valores.

## Campo de aplicación

Aplica a sistemas con bombas verticales tipo turbina con motor eléctrico externo o sumergible usadas en la extracción de agua de pozo profundo y para el intervalo de potencias de 5,5 – 261 kW (7,5-350 HP)

Se considera cualquier sistema de bombeo para pozo profundo el que utilice la energía eléctrica como medio energético para sus fines y que, derivado del diagnostico respectivo, su eficiencia electromecánica resulte menor o igual al 40% en forma combinada, considerando el conjunto bomba-motor, debiéndose efectuar acciones de rehabilitación o sustitución de los equipos electromecánicos con el propósito de elevar la eficiencia a los niveles establecidos.

Valores mínimos de eficiencia para sistemas de bombeo para pozo profundo en operación

Intervalo de Potencias		Eficiencia electromecánica
(kW)	(hp)	(%)
5, 6-14, 9	7, 5-20	52
15, 7 - 37, 3	21-50	56
38,0 - 93, 3	51 - 125	60
94,0 - 261	126-350	64

Se considera la rehabilitación de 4 500 pozos al año disminuyendo un 30% el consumo de energía eléctrica, con lo que se obtiene un ahorro de 578 GWh y se evita la emisión al medio ambiente de 361 013 ton de CO<sub>2</sub> y 114 ton de CO.

**PROYECTO de Norma Oficial Mexicana NOM-010-ENER-1996, Eficiencia energética de bombas sumergibles. Límites y método de prueba.**

El presente Proyecto de Norma fue elaborado por el Instituto de Investigaciones Eléctricas, bajo la Coordinación de la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía y con la colaboración de los siguientes organismos y empresas

- COMISIÓN NACIONAL DEL AGUA
- COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD
- PROGRAMA DE AHORRO DE ENERGIA DEL SECTOR ELECTRICO
- FIDEICOMISO DE APOYO AL PROGRAMA DE AHORRO DE ENERGÍA EN EL SECTOR ELÉCTRICO.
- INSTITUTO DE INVESTIGACIONES ELÉCTRICAS
- PETROLEOS MEXICANOS
- DIRECCION GENERAL DE LA CONSTRUCCION Y OPERACIÓN HIDRAULICA DEL DISTRITO FEDERAL.
- CÁMARA NACIONAL DE LA INDUSTRIA DE LA CONSTRUCCIÓN
- ASOCIACION NACIONAL DE LAS INDUSTRIAS DEL BOMBEO E INGENERIA, A.C.
- BOMBAS ALEMANAS, S.A de C.V.
- BOMBAS PEERLESS DE MÉXICO, S.A de C.V.
- BOMBAS GOULDS, S.A de C.V.
- INDUSTRIAS MEDINA, S.A de C.V.
- KSB MEXICANA, S.A de C.V.

## Objetivo

Este proyecto tiene como objetivo fijar los valores mínimos de eficiencia energética que deben cumplir los conjuntos motor-bomba sumergibles para poder ser comercializados en la República Mexicana. La finalidad es evitar el dispendio de energía que sería causado por el uso de equipos de menor eficiencia. De esta manera se coadyuva a preservar los recursos energéticos de la Nación, se reducen las causas de contaminación del medio ambiente y se protege la economía de los usuarios al no pagar por un consumo de energía eléctrica excesivo e improductivo.

## Campo de aplicación

Esta Norma aplica únicamente a los conjuntos motor-bomba sumergible, distribuidos y vendidos en la República Mexicana, para el manejo de agua limpia con las propiedades que se especifican en esta Norma.

Se considera que cualquier motor-bomba sumergible que utilice la energía eléctrica como medio energético para sus fines, comercializado a partir de la fecha de entrada en vigor de esta Norma debe cumplir con los valores de eficiencia que se obtengan como producto de la multiplicación de la eficiencia de la bomba por la eficiencia del motor que tenga acoplado, estos valores están indicados a continuación.

Valores de referencia para la eficiencia de la bomba sumergible

Capacidad de la bomba l/s	Eficiencia %
Hasta 2,0	48
Mayor que 2,0 hasta 5,0	61
Mayor que 5,0 hasta 15,0	71
Mayor que 15,0 hasta 25,0	72
Mayor que 25,0 hasta 30,0	74
Mayor que 30,0 hasta 60,0	77
Mayor que 60,0	78

Valores de referencia para la eficiencia de la bomba sumergible

Motor kW	Motor hp	Eficiencia %
Hasta 1,5	Hasta 2,0	68
Mayor que 1,5 hasta 2,2	Mayor que 2,0 hasta 3,0	72
Mayor que 2,2 hasta 3,7	Mayor que 3,0 hasta 5,0	73
Mayor que 3,7 hasta 5,6	Mayor que 5,0 hasta 7,5	75
Mayor que 5,6 hasta 7,5	Mayor que 7,5 hasta 10,0	77
Mayor que 7,5 hasta 11,2	Mayor que 10,0 hasta 15,0	79
Mayor que 11,2 hasta 14,9	Mayor que 15,0 hasta 20,0	80
Mayor que 14,9 hasta 22,4	Mayor que 20,0 hasta 30,0	81
Mayor que 22,4 hasta 29,8	Mayor que 30,0 hasta 40,0	83
Mayor que 29,8 hasta 44,7	Mayor que 40,0 hasta 60,0	86
Mayor que 44,7	Mayor que 60,0	87

## 3.9 METODOLOGIA DE ANALISIS DE LAS DIFERENTES OFERTAS

### 3.9.1 Ofertas y Negociaciones.

**Sector Público y Privado.** Los requisitos impuestos sobre las empresas en relación con la manera en que se llevan a efecto los concursos o negociaciones para la adjudicación de contratos de cuantía, dependen de si pertenecen al sector público o al sector privado. Las empresas del sector público están obligadas, por ley, a colocar solicitudes a una amplia gama de posibles proveedores, y poner las ofertas recibidas al dominio público. Las ofertas están generalmente bien documentadas, y son registradas para posterior inspección. El sector privado no está sujeto a esta ley, si bien en algunas industrias reguladas, como las empresas de servicio público, es rutina común pedir ofertas por especificaciones. También muchas empresas del sector privado tienen como política recibir ofertas para todas las compras de importancia.

Donde quiera que se hagan ofertas, la especificación se hace conforme a los lineamientos antes descritos. Puede ser preferible, si existe la opción, preseleccionar a un proveedor y negociar el precio con él. Este es casi siempre el caso cuando el equipo es de costo relativamente bajo, o si se trata de duplicaciones o refacciones para equipo ya existente. Si se procede a negociar, también es importante que se hagan las especificaciones, ya que se usarán como base para la negociación a fin de asegurar un buen entendimiento entre ambas partes y saber que no se ha omitido detalle de las características del equipo que se va a comprar. Se concluye que la única diferencia entre una oferta y una negociación es la formalización de los documentos en el caso de la oferta.

**Lista de ofertas.** La preparación de una lista de ofertas es útil tanto para el propietario como para el proveedor potencial. Para el propietario significa tener una lista de proveedores capaces de entregar las bombas del tipo y calidad requeridos por un programa, y que dichos proveedores estén en posibilidad de aportar ayuda tanto para el servicio de proyecto de instalación, como a lo largo de la vida del equipo. Estos servicios de apoyo incluyen la habilidad de dar una asesoría de datos de ingeniería, tanto para la bomba como para la instalación de tuberías, electricidad, proyecto de cimentaciones y sistemas auxiliares, todo ello de acuerdo con un itinerario. Si el equipo es muy grande, se puede incluir en el contrato el servicio de supervisión de la instalación. Además, se puede llamar al proveedor para que supervise la puesta en marcha, y posteriormente, el mantenimiento y el abastecimiento de refacciones.

Las firmas del sector privado pueden limitar su lista a un selecto conjunto de proveedores, escogidos en base a su experiencia, investigación o reputación. La experiencia previa, indicativa de un comportamiento satisfactorio y una buena reputación, se usa con frecuencia como guía para reducir las ofertas a una cantidad manejable. Cuando se trata de equipo complejo y sofisticado, se preclasifican los oferentes para asegurar su habilidad para la proyección y producción de un equipo satisfactorio. Esta

clasificación incluye inspecciones a los talleres o fábricas (magnitud, herramientas, capacidad de producción contra rezagos, etc.), revisiones detalladas de otras instalaciones y de bombas en servicio, estudios de la organización de proyectos, manufactura, control de calidad y solidez financiera.

Es conveniente limitar el número de ofertas a cinco, aproximadamente, ya que éste es un número que permite una competencia efectiva de precios, sin complicar innecesariamente la evaluación final; para asegurarse cinco ofertas, se aconseja emitir siete solicitudes, porque es posible que algún proveedor potencial se abstenga de cotizar. La forma de determinar estos proveedores potenciales es muy variable, pero donde existan muestras de genuino interés en competir, se debe permitir que las listas se amplíen.

**Duración de las ofertas.** La preparación de las ofertas para equipo de bombeo requiere tiempos variables, de acuerdo con la complejidad del equipo y la circunstancia de si están o no incluidas las unidades motrices. Como guía, se presenta una lista de los tiempos que son satisfactorios para los vendedores (desde tiempo de recepción de la solicitud hasta la entrega de la oferta). Se parte del supuesto que la solicitud se relaciona con una aplicación de tipo normal, y que no será necesario un complicado análisis o una investigación. Un rezago dentro de la negociación, o en la industria en total, puede extender el tiempo de preparación de la oferta.

Se puede conceder una extensión del tiempo de la oferta a un proveedor calificado, siempre y cuando esta extensión sea razonable y de lugar sólo a ajustes moderados. Puede darse el caso que se hayan acumulado varias ofertas con la misma fecha de entrega y entonces, una extensión será necesaria. Si se mantienen arbitrariamente las fechas de oferta, se corre el peligro de perder una oferta favorable. Si se concede una ampliación, se debe poner en conocimiento de todos los potenciales proveedores, con el fin que aprovechen el tiempo adicional para mejorar sus propuestas.

<i>Tipo de aplicación</i>	<i>Tiempo requerido</i>
Bomba prefabricada y convencional, 6 pulg de descarga o menor	3 semanas
Bombas con descargas entre 6 y 48 pulg, con unidades de motrices no eléctricas	5 semanas
Bombas grandes (agua de circulación, drenajes urbanos, etc)	6 a 12 semanas
Bombas especiales (metales líquidos, carcasas especiales, velocidades ultra-altas)	Consúltese

Tratándose del sector público no se conceden extensiones, puesto que los concursos se anuncian con mucha anticipación.

**Ofertas-alternativas.** Se deben permitir ofertas-alternativas por las razones ya expuestas. Salvo razones muy especiales, el comprador se reserva el derecho de rechazar cualquiera o todas las alternativas propuestas.

*Restricciones legales.* Cuando se trata del sector público, existen en algunos casos restricciones legales en relación con el financiamiento de materiales o equipos fabricados fuera del país. Con frecuencia, cuando se autoriza este material extranjero se penaliza al oferente. En algunos casos muy especiales se le concede un crédito de evaluación. Un ejemplo es el crédito concedido a los oferentes en proyectos de obras públicas, cuyas plantas están situadas en zonas con escasez de empleo.

En ocasiones, se prefiere que los concursos de equipo mayoritario se contraten con firmas establecidas en el territorio de servicio de la empresa pública. Si esto se cumple, es raro que haya penalizaciones, si bien conviene asegurarse la cooperación de los proveedores si el trabajo se hace en otro lado. Sobre todo, se hace efectiva la entrega a tiempo de información de diseño, coordinación en la selección de unidades motrices y otras áreas de interferencia.

### 3.9.2 Evaluación de Ofertas

Tal vez la consideración de mayor peso, después de las especificaciones de las bombas, sea la manera de evaluar las ofertas. Los criterios de evaluación deben de tomar en cuenta, además del costo inicial, el funcionamiento, las garantías, las ventajas económicas de las alternativas, los tiempos de entrega, el mantenimiento, los servicios de instalación, etc. La suma de todos estos factores dará al comprador una base más amplia para fundar su decisión, y le asegurará un funcionamiento satisfactorio durante toda la vida del equipo.

Es conveniente separar la evaluación de la oferta en dos categorías: las relacionadas con los precios, y las relacionadas con las peculiaridades técnicas. Por este método, se separan y se comparan a las diferencias de costos un cumulo de factores de importancia para el funcionamiento, pero que son difíciles de cuantificar.

**Costos.** El elemento básico en la evaluación de ofertas es el costo inicial. Se presentan muchos casos de ofertas que son casi idénticas en lo que respecta al equipo propuesto, la única diferencia es el costo en sí. Cuando se considera únicamente el costo, o cuando éste es de importancia capital, es prudente considerar no sólo el costo básico ofrecido por el proveedor, sino también las diferencias entre

la primera, segunda y tercera oferta, así como los porcentajes de las ofertas que representan estas diferencias. En muchos casos, estos porcentajes y diferencias sólo representan pequeñas fracciones, y por lo tanto, pierden significado. Cuando ocurre esto, debe darse preferencia a los factores técnicos.

Los factores técnicos merecen un análisis detallado cuando el equipo es grande y complejo, puesto que pequeños detalles de funcionamiento pueden, a través de la vida útil del equipo, representar altos valores una vez capitalizados.

**Eficiencia.** Las evaluaciones deben contener una estimación de los efectos de las diferentes eficiencias cotizadas por los proveedores. Esta evaluación se suele hacer en el punto de garantía (casi siempre plena carga) mientras que las eficiencias a otros puntos merecen un tratamiento cualitativo, a menos que se esperen periodos largos de operación a cargas parciales. La eficiencia debe aquilatarse desde la *oferta base*, la eficiencia máxima cotizada, con una penalización incremental en contra de bombas que tengan una eficiencia decreciente. La evaluación o cuantificación de los efectos de la eficiencia puede hacerse por varios métodos.

**Vida económica.** La vida económica de un equipo es una consideración en la evaluación de cualquier propuesta, pero es extremadamente difícil de medir. Hasta cierto punto, el peso del equipo es un indicador de la robustez y la durabilidad del equipo, igual que otros factores. Otro indicador lo da la velocidad. Si se comparan dos bombas de construcción y características similares, una de 1,800 RPM y la otra de 3,600 RPM, es probable que la bomba cuya velocidad es de 1,800 RPM, tenga más larga vida económica y tarde más tiempo en ser reemplazada. El concepto de vida económica es muy difícil de cuantificar. y es mejor dejar este inciso a la hoja técnica en donde se le trata cualitativamente.

**Alternativas.** Por razones ya citadas, se debe promover la presentación de Alternativas. Al evaluar estas alternativas, se debe aplicar criterio y cuidado, puesto que se pueden alejar, en algunos casos, del concepto básico de la especificación. y requerirán una revisión a fondo para asegurar su compatibilidad. Durante la preparación de la especificación, la parte del comprador no ha hecho la ingeniería de aplicación correspondiente a las alternativas; por lo tanto es hora de hacerla, a fin de conocer los efectos de estas alternativas.

**Fletes.** Los fletes son un factor de la evaluación, sobre todo si las bombas se cotizan LAB planta del fabricante, con fletes pagados por el comprador. Los fletes se deben determinar para cada alternativa suponiendo que la cotización es distinta a LAB obra o lugar de uso, sobre todo si las bombas son grandes y piden un manejo especial. El flete también adquiere importancia desde el punto de vista de las responsabilidades contra daños a las bombas, antes de que lleguen al lugar donde se van usar.

**Tiempo de entrega.** El tiempo de entrega de la bomba es un elemento importante de la cotización. El tiempo que transcurre entre la aprobación de la manufactura, su proyecto y construcción, hasta su entrega, variará entre los diversos oferentes, pero por lo general concuerda con la lista siguiente:

<i>Tipo de aplicación</i>	<i>Tiempo necesario</i>
Bombas de línea, descarga de 6 pulg o menos	Alrededor de 16 semanas
Bombas con descargas de 6 a 48 pulg con unidad motriz no eléctrica	12 a 48 semanas
Bombas grandes (agua de circulación, drenaje)	26 a 78 semanas
Bombas especiales (metales líquidos, alta vel., etc)	Consulte a fabricante

Con frecuencia el plan de entrega de las bombas y de sus unidades motrices es crítico, sobre todo en las grandes obras, y se ha visto la necesidad de escalonar las entregas de bombas voluminosas y a veces sus componentes e instalaciones múltiples, y estipular un tiempo adecuado para ciertos montajes de campo. La entrega de equipo grande se puede hacer por etapas.

En general, se prefieren las entregas antes de la fecha límite; sin embargo, si el equipo se entrega con mucha anticipación en obras grandes (y si se pagan las facturas al embarque) se gasta el dinero con anticipación. Los cargos por interés se deben tomar en cuenta. La entrega prematura puede causar problemas de almacenamiento tanto por falta de espacio como por gastos adicionales debido a reembarques, o bien por daños incurridos.

**Refacciones.** Ninguna evaluación está completa si no se incluyen los costos de las refacciones. En la especificación se debe exigir al fabricante la presentación, junto con la cotización, de una lista completa de las refacciones recomendadas y necesarias para tener funcionando el equipo durante un año incluyendo sus precios. Los costos de las refacciones se deben revisar cuidadosamente, y se puede obtener información suplementaria, o aclaraciones si aparecen costos demasiado altos o cantidades incongruentes. Una conferencia de pre-adjudicación puede aclarar muchas cosas.

**Costos de mantenimiento.** Los costos de mantenimiento son extremadamente difíciles de valorar en forma cuantitativa. Se puede hacer un cálculo aproximado en base a la lista anual de refacciones recomendadas, así como un cálculo supuesto del tiempo invertido en las reparaciones. Por ejemplo si el equipo cotizado tiene dos prensaestopas empacadas, es pues razonable suponer que cada año se desmontarán dos prensaestopas y se cambiará el empaque. Si se ofrece como alternativa un sello mecánico, se puede esperar que éste último se conserve de tres a cinco años trabajando con agua limpia; se evaluarán, para ambos casos, los costos de labor y de las refacciones en una base común.

Es de mayor importancia la complejidad de la construcción de la bomba, el arreglo de su carcaza, el difusor, los cojinetes, etc., ya que a mayor complejidad se requiere más tiempo de desarmado, y por lo tanto, más labor para cada operación de mantenimiento.

El mantenimiento también puede requerir equipo auxiliar como grúas, polipastos, estructuras, cubiertas protectoras, etc. Por tanto, se pueden necesitar monorrieles o grúas viajeras montadas por encima de las bombas y sus motores, o quizá basten polipastos u otros dispositivos de maniobra. En este caso, si las bombas que se ofrecen son muy diferentes, se deberá considerar el equipo de maniobra permanentemente instalado. No obstante, se recomienda tomar en cuenta la posibilidad del empleo de equipo auxiliar cuya instalación no sea permanente y cuyo costo puede ser menor.

**Espacio y necesidades auxiliares.** El espacio requerido para el montaje de las bombas, tanto horizontales como verticales (con excepción de la bomba de pozo mojado) varía de acuerdo con cada uno de los diseños y con las unidades motrices empleadas. Si una especificación permite la oferta de bombas de diferentes velocidades, es posible que un fabricante cotice una bomba mucho más pequeña que su competidor, por ejemplo si tiene en oferta una bomba con un motor de 3,600 RPM en lugar de una de 1,800 RPM. Cuando se ofrecen bombas con diferentes características físicas que afecten el espacio requerido, se sugiere hacer un estudio de acomodo. Este estudio se hace antes de lanzar la convocatoria, y se incluirán consideraciones acerca de la cimentación, el espacio volumétrico en tanto afecte las alturas de los edificios, sus excavaciones, etc. Incluirá también los auxiliares mencionados antes, equipo de personal, plataformas, pasamanos y escaleras para atender debidamente a la bomba y su unidad motriz. Se debe tomar en cuenta también el espacio de los tableros y centros de control.

Este estudio de espacio adquiere relevancia cuando se ofrecen alternativas. Por ejemplo, debido a estudios de espacio y a consideraciones de tipo económico que se prepararon durante el análisis precedente a la especificación, tal vez se ha pedido una bomba centrífuga horizontal; sin embargo, el vendedor ofrece como alternativa una bomba vertical de pozo mojado. Generalmente, estas alternativas se deben a la posibilidad de ofrecer un precio sumamente atractivo. Para el caso presentado se tendrá que hacer un cuidadoso estudio de la instalación de la bomba vertical, incluyendo los problemas del costo asociado a la cimentación adicional, tubería subterránea, formación de ductos subacuáticos (si fueran necesarios), etc.

Como complemento a las consideraciones del espacio, se impone desarrollar una estimación de los costos diferenciales para las ofertas y sus alternativas, basado en los temas siguientes:

<i>Partida común</i>	<i>Valores comunes</i>
Cimentaciones, incluyendo empotres, anclas , etc.	\$70.00-200.00/yarda <sup>3</sup>
Excavaciones:	\$1.50-3.00/ yarda <sup>3</sup>
Roca	\$5.00-10.00/ yarda <sup>3</sup>
Volumen de construcción	\$1.00-3.00/ yarda <sup>3</sup>
Control de motor, especial o adicional	Costo + 50-100%
Calefacción y ventilación especiales	Costo + 50-100%
Tuberías , válvulas, accesorios de tubería pasamanos, escaleras, y otros dispositivos de acceso para mantenimiento	\$600.00-\$1,500.00/ton
Equipo para manejo de cosas pesadas	Costo + 50%
Instrumentación (por costo se entiende el costo del equipo que se va instalar)	Costo + 100-150%

Aparte del espacio y de los requisitos físicos, frecuentemente hay una diferencia en el equipo auxiliar para las bombas que se ofrecen. Las bombas muy grandes tienen usualmente un sistema de bombas de lubricación separadas y autocontenidas, así como depósitos auxiliares. Estas pueden ser movidas por sus propios motores e incluir calentadores, enfriadores de aceite y otros equipos auxiliares. Para hacer una comparación justa y una evaluación apropiada, se deben definir claramente las evaluaciones de las potencias o servicios adicionales (calefacción, enfriamiento, etc.). Lo anterior cobra mayor sentido si se considera que algunos concursantes ofrecen todo esto en paquete, mientras que otros lo cotizan por separado.

Con frecuencia, los controles se incluyen en los paquetes. Usualmente los controles serán de 120 volts ca monofásicos, mientras que el motor será de 480 volts, tres fases. Es de esperarse que, aunque la especificación así lo pida, alguno de los concursantes *no* cotizará el transformador de control ni el alambrado correspondiente. Esta situación se deberá tomar en cuenta en la evaluación de la oferta.

Análogamente, en grandes paquetes pueden existir tuberías y alambrados internos al equipo, que varían entre los oferentes. Para el comprador es ventajoso que las conexiones externas sean mínimas, y de preferencia una sola.

**Peso del equipo.** Como ya se mencionó, el peso del equipo, sin ser un factor crítico, da un cierto criterio acerca de la robustez y vida potencial del mismo. Es importante considerar siempre el peso de la pieza mayor, tanto para el manejo como para la instalación y el mantenimiento. Por ejemplo una bomba con peso de 9,000 libras se va a instalar en el piso superior de un edificio alto; es pues indispensable conocer las posibilidades de elevación de las grúas que se pretenden usar; una capacidad insuficiente

de las mismas podría implicar el alquiler de una grúa especial, o bien tener que desarmar y armar nuevamente la bomba. En este caso, se dará ventaja a la evaluación de otra oferta que proponga una bomba de 5,000 libras de peso. Hay numerosos ejemplos en donde el peso es significativo no solamente en lo que respecta a costos, sino también en el tiempo de instalación empleado.

**Servicio de instalación.** Cuando se compran bombas grandes o de tipo muy especial, se recomienda pedir siempre el servicio de instalación. La solicitud del servicio de instalación debe especificar el tiempo de instalación requerido, así como la necesidad del empleo de herramientas especiales. Si el período de instalación es largo, se deberán definir claramente los arreglos para cubrir el alojamiento, gastos de transportación y alimentación del personal de instalación. Los fabricantes suelen incluir en sus cotizaciones servicios especificados, y de costo limitado. Los servicios que se exceden son cubiertos por estas cotizaciones así como también las extensiones causadas por demoras (no atribuibles al proveedor) son cotizadas en una base de pago diario adicional que cubren alojamiento y alimentación. Estos cobros se deben establecer antes de colocar la orden del pedido, si bien se tratan como de tercera o cuarta importancia y casi nunca producen cambios en los resultados de una evaluación casi no hay diferencias apreciables entre los servicios ofrecidos por varios proveedores, y si los tiempos ofrecidos por las ofertas más baratas son razonablemente equivalentes, no debe dársele mayor consideración al asunto.

**Oferta evaluada menor.** La oferta evaluada menor refleja en el costo el efecto de todas las consideraciones hechas antes, y representa la evaluación de ofertas que incluyen los efectos de la eficiencia, alternativas, fleres, entregas, servicios de instalación, y otras consideraciones que no pueden ponerse precio pero que deben ser evaluadas e incluyen garantías, etc. La evaluación de los factores no cuantificables debe hacerse en base a la calidad, puesto que el concepto de las ofertas competitivas excluyen la compra de algo que no sea lo del menor precio evaluado que cubra las especificaciones.

En cualquier caso, estos factores no cuantificables serán enlistados y revisados para evitar cualquier omisión.

**Términos comerciales.** Los términos comerciales ofrecidos por los proveedores pueden tener mayor significado que los efectos técnicos evaluados para valorar los términos comerciales se deben tomar en cuenta los hechos siguientes:

*¿Ha expirado el periodo para la aceptación de la propuesta?* Al tratarse de evaluaciones que exigen estudios técnicos de larga duración, algunas de las condiciones pueden haber expirado. Se deberá pedir una prórroga del período de aceptación de parte de los proveedores. Estos por lo general, acceden a extender sus proposiciones por un tiempo razonable, de acuerdo con las circunstancias.

¿Cuál es la base de precios solicitada y cuál es la oferta del proveedor? Los compradores prefieren ofertas con precios fijos, Mientras que los oferentes, sobre todo si el tiempo de entrega es largo o el trabajo a desarrollar es extenso, prefiere precios no fijos, dando cláusulas como "precios en efecto a la fecha, más escalación" o "tiempo y materiales", etc.

¿Son aceptables los términos de pago propuestos? Un término que goza de preferencia entre los compradores es pagar 90% del precio del equipo a la entrega, y retener el 10% restante por, ya sea un año, o hasta que se pasen satisfactoriamente las pruebas de aceptación. (Se admiten pagos parciales o progresivos si el equipo es complejo). Para aumentar su flujo de efectivo, los proveedores prefieren retenciones más pequeñas o mas cortas. Por otra parte, los compradores a veces piden pagos diferidos, en los que el proveedor no recibe ningún pago hasta la completa aprobación de las pruebas, un año después de la instalación, etc.

¿Son satisfactorias las condiciones de embarque propuestas? ¿Se ofrece el equipo LAB con fletes pagados hasta el punto de entrega? ¿Está dispuesto el oferente a manejar y preparar demandas por daños en el transporte? ¿Gestionará arreglos para el embarque? ¿Quién es responsable de los riesgos y pérdidas?

¿Está el plan de envíos propuesto en concordancia con el plan del proyecto? Normalmente, los términos de pago están ligados a los embarques si la causa de la demora es atribuible al proveedor, éste paga; si la demora es causada por el comprador, el costo adicional se carga a su cuenta.

¿Está adecuadamente definido el concepto de fuerza mayor en los términos comerciales. o la propuesta? Casi siempre hay diferencias entre proveedores y compradores acerca de este punto, se deben de definir unívocamente.

¿Ha aceptado el oferente los otros términos comerciales incluidos en las solicitudes? Estos otros términos comerciales pueden referirse a los derechos de acceso a la fábrica, para inspecciones y control de calidad. Si aparecen excepciones de significación en los términos comerciales por parte de los oferentes, se aconseja la consulta legal.

**Garantías.** La persona sin conocimientos legales, debe percatarse de que el termino "garantía" ha perdido gran parte de la precisión que gozaba antes.

Un punto clave en las evaluaciones de las ofertas de bombas es el tipo de garantías que da el fabricante. Se sugiere que el comprador establezca, con la ayuda legal apropiada, cláusulas aceptables acerca de este tema. Dichas cláusulas se ajustaran a su filosofía de los negocios y a las leyes

aplicables a sus negocios. Estas cláusulas se incluirán en los documentos de solicitud, junto con los otros términos comerciales, con la expresa exigencia que el oferente base su oferta en estas condiciones.

Por lo general, proporcionan la seguridad de que el equipo estará libre de defectos en materiales y manufactura, durante un año, a partir de su instalación.

Generalmente se entregan las piezas de repuesto sin cargo alguno. Para instalaciones más complejas se puede obtener una extensión en las garantías, particularmente si la bomba no entra en servicio inmediatamente después de ser instalada. Los proveedores se oponen a conceder extensiones en las garantías, puesto que su riesgo financiero aumenta al aumentar el periodo durante el cual deben suplir refacciones sin cargos. Es buena política obtener términos normales, y consultar con el oferente acerca de los precios diferenciales alternos por extender la garantía más de sus normas.

Si el equipo no funciona de acuerdo con lo estipulado, los proveedores suelen ofrecer ya sea partes nuevas o servicio de campo o lo que sea necesario a fin de mejorar el funcionamiento.

Si no se logra cumplir con el grado de funcionamiento especificado, se estipula un arreglo financiero. Este arreglo puede consistir en una penalización en dinero por porcentaje de eficiencia inferior a la especificada, dinero por energía adicional necesaria, etc.

**Conferencia de preasignación.** En este caso de pedidos costosos, se llevan a cabo, con frecuencia, conferencias con el oferente evaluado menor, antes de colocar el pedido. Su propósito es resolver puntos oscuros antes de la asignación y asegurar el total entendimiento por ambas partes.

Si llegarán a presentarse diferencias que no puedan eliminarse, cabe la posibilidad de asignar el pedido al segundo oferente, sin incurrir en acciones de cancelación ni causar malas impresiones.

**Muestras de evaluación de propuesta.** Las Figuras 3.8 a la 3.11 muestran una evaluación tipo, incluyendo todos los incisos discutidos antes.

	PARA APROBACION DEL CLIENTE	ING	DIBUJO	COMP	DEF	MALT	APROB	FECHA
REVISION	DESCRIPCION	MTM	1	2	3	4	5	6
	FABRICANTE	MTM	1	2	3	4	5	6
	NOMBRE DEL OFERENTE	MTM	1	2	3	4	5	6
	PROPUESTA No.	N-35473	1	2	3	4	5	6
	FECHA DE LA PROPUESTA	11-14-71	1	2	3	4	5	6
	MODELO DEL FABRICANTE	4 XL 39 H	1	2	3	4	5	6
	TIPO	7 STG	1	2	3	4	5	6
	FABRICANTE DE LA UNIDAD MOTRIZ	ELECT. PROD.	1	2	3	4	5	6
	AGREGADOS		1	2	3	4	5	6
	UN JUEGO DE ACCESORIOS	NOT REQ' O	1	2	3	4	5	6
	UN JUEGO DE REFACCIONES	INCL	1	2	3	4	5	6
	UN JUEGO DE HERRAMIENTA ESPECIAL	NOT REQ' O	1	2	3	4	5	6
	SUPERVISION DE MONTAJE	+\$ 2540	1	2	3	4	5	6
	PARTICULARIDADES (POR UNIDAD)	(10 DIAS)	1	2	3	4	5	6
	AHORROS POR ELIMINAR EMPUJES	<\$ 3.440>	1	2	3	4	5	6
	AHORROS CON BARRIL MAS CORTO	<2.330>	1	2	3	4	5	6
	AÑADIR PARA PRUEBA HIDRAULICA	INCL	1	2	3	4	5	6
	AÑADIR PARA INSTALAR COPLER	✓	1	2	3	4	5	6
	AÑADIR PARA COLADERA DE SUCCION	✓	1	2	3	4	5	6
	AÑADIR PARA 11-13 Cr. IMPULSOR DE 1ra. ETAPA	✓	1	2	3	4	5	6
	AÑADIR PARA 11-13 Cr. CAMPANA DE SUCCION	+ 3.140	1	2	3	4	5	6
	PENALIZACION DE ENERGIA A \$ 127/CP/UNIDAD	+ 12650	1	2	3	4	5	6
	TOTAL	+ 33.100	1	2	3	4	5	6
	ADICIONES Y PENALIZACIONES (2 UNIDAD)	\$ 209.325	1	2	3	4	5	6
	PRECIO LAB. PUNTO EMBARQUE DOS	33.100	1	2	3	4	5	6
	ADICIONES SEGUN LA LISTA DE ARRIBA DOS	242.425	1	2	3	4	5	6
	COSTO COMPARATIVO EN LA FUENTE (DOS)	5.430	1	2	3	4	5	6
	FLETES (SUPUESTOS)	247.855	1	2	3	4	5	6
	COSTO COMPARADO EN EL DESTINO	247.855	1	2	3	4	5	6
	PUNTO DE EMBARQUE	SERRA	1	2	3	4	5	6
	PESO DEL EMBARQUE (TOTAL INCL. DARV PRS)	137.000	1	2	3	4	5	6
	ENTREGA (MO. AFTER PO)	12	1	2	3	4	5	6
	ESCALACION	NINGUNO	1	2	3	4	5	6
	RECOMENDADO	FLU	1	2	3	4	5	6
	RAZONES	MINIMO PRECIO EVALUADO. CUMPLE ESPECIFICACIONES, ENTREGA SATISFACTORIA	1	2	3	4	5	6

NOTAS: LAS PARTIDAS CIRCULADAS NO SON DESEABLES  
UNA PALOMA ✓ INDICA CUMPLIMIENTO DE LAS  
N-35473 ESPECIFICACIONES

SUMARIO DE OFERTAS  
**BOMBAS DE CONDENSADO**  
COMPAÑIA DE ENERGIA XYZ

TRABAJO No. XXXX

P. O. No.

M - 23

HOJA 1 DE 4

REV

Figura 3.8 Evaluación de oferta para bomba de condensado (hoja 1 de 4)

	XXX FECHA	APROB	SK MALT	SUPERVISADO	DEF COMP	ING DIBUJO	PARA APROBACION DEL CLIENTE DESCRIPCION	FUNCIONAMIENTO													
								MTM	PROSPER	FLJ	SPEC										
								FLUJO DE REGIMEN GAL/MIN	✓	✓	✓	6900 G/M									
								EFICIENCIA A 6900 GAL/MIN	76.5%	83.0%	73.0%	—									
								FLUJO DE DISEÑO GAL/MIN	✓	✓	✓	8400 G/M									
								TEMPERATURA DE DISEÑO °F	✓	✓	✓	112 °F									
								DENSIDAD RELATIVA A 112 °F	0.991	✓	0.991	—									
								CARGA DIFERENCIAL A 8400 G/M	✓	✓	✓	1080 TDH									
								PRESION A FLUJO MINIMO LB/PL <sup>2</sup> AB.	710	670 ②	610	675 LBS/MG <sup>2</sup>									
								FLUJO CONTINUO MINIMO GAL/MIN	800	1700	800	—									
								FLUJO AL DESBOQUE GAL/MIN	10000	9400	11500	9400 G/M									
								CNPS REQUERIDO A 6900 G/M	15'	21.4'	15'	—									
								CNPS REQUERIDO A DISEÑO 8400 G/M	14.5'	17.6'	14.5'	—									
								CP AL FRENO A 6900 GAL/MIN CP	2700	2600 ②	2650	—									
								CP AL FRENO A 9400 GAL/MIN CP	2900	2880	3100	—									
								VELOCIDAD RPM	1180	1180	1180	900/1200									
								PRIMERA VELOCIDAD CRITICA RPM	NS	>9500	NS	—									
								No. DE ETAPAS	7	9	6	—									
								PESO DE PARTES ROTATORIAS LBS	NS	3700	3100	—									
								VELOCIDAD DURANTE REVERSION				—									
								DEL FLUJO A 100% DE CARGA	<125%	1250 RPM	<125%	—									
								DISEÑO													
								SUCCION: TAMAÑO/CLASIFICACION	24"/150"	30"/150"	24"/150"	24"PREF.									
								DE BRIDA													
								DESCARGA: TAMAÑO/CLASIFICACION DE BRIDA	18"/300"	18"/300"	18"/300"	16"PREF.									
								DIAMETRO (EXTERNO) DEL BARRIL	42"	44"	42"	—									
								LONGITUD DEL BARRIL	18'-6" ①	22'-5 1/2"	20'-8"	—									
								PESO DE LA BOMBA LBS	43000	46500	40000	—									
								PESO DEL MOTOR LBS	26000	23000	26000	—									
								SUCCION: PRESION DE DISEÑO LBS/PULG <sup>2</sup>	1.5XMAX.SUCT.	50	1.5XMAX.SUCT.	—									
								DESCARGA: PRESION DE DISEÑO LBS/PULG <sup>2</sup>	1.5XMAX.OFF.	650	1.5XMAX.OFF.	—									
								SUCCION: PRESION DE PRUEBA LBS/PULG <sup>2</sup>	1.5XMAX.SUCT.	75	1.5XMAX.SUCT.	—									
								DESCARGA: PRESION DE PRUEBA LBS/PULG <sup>2</sup>	1.5XSHUT.OFF.	975	1.5XSHUT.OFF.	1.5XMAX SHUT.OFF.									
								① DE ACUERDO A LA CARTA DEL 9 DE MARZO DE 1970 EL INCREMENTO EN 8 PIES DE LA SUCCION DISPONIBLE PERMITE A MTM ACORTAR LA LONGITUD DEL BARRIL DE 21 PIES 6 PULG, A 18 PIES 6 PULG. ② AJUSTADO A CARTA DE PROSPER DEL 6 DE MARZO DE 1970.													
								NOTAS: LAS PARTIDAS CIRCULADAS NO SON DESEABLES UNA PALOMA ✓ INDICA CUMPLIMIENTO DE LAS ESPECIFICACIONES													
								SUMARIO DE OFERTAS <b>BOMBAS DE CONDENSADO</b> COMPAÑIA DE ENERGIA XYZ				TRABAJO No. XXXX O.C. No. M - 23 HOJA 2 DE 4				REV O					

Figura 3.9 Evaluación de oferta para bomba de condensación (hoja 2 de 4)

XXX FECHA	APROB	SK MALT	SUPERVISADO	DEF COMP	DIBUJO	ING	PARA APROBACION DEL CLIENTE DESCRIPCION	MTM	PROSPER	FLJ	SPEC
								CARCAZA:MAT. DE LA CAMPANA DE SUCCION	11-13 Cr. ST	C.I.①	11-13 Cr. ST
MAT. DE LOS ANILLOS DE DESGASTE	BRZ	C.I.	BRZ	—							
MATERIAL DE LA CARCAZA	A-48 C.I.	A-48 C.I.	A-48 C.I.	—							
GROSOR DE PARED/MIN	1"7/8"	1"13/16"	1"7/8"	—							
ALABES Y PASOS DE AGUA	SDT ✓	AS CAST	SDT ✓	—							
ANILLOS DE DESGASTE, SUCCION/DESCARGA	-/✓	✓/-	-/✓	—							
LIBRAMIENTOS	0.22-024	NS	0.22-024	—							
IMPULSOR: NAT. PRIMERA ETAPA/OTRAS	11-13 Cr. ST BRZ	11-13 Cr. ST BRZ	11-13 Cr. ST BRZ	11-13 Cr. ST BRZ							
TIPO PRIMERA ETAPA/OTRAS	ENCL./SEMI-E	ENCL.	ENCL./SEMI-E	—							
DIAMETRO PRIMERA ETAPA/OTRAS	19 1/2"/20 3/8"	20 3/8"/20 5/8"	19 3/8"/20 11/16"	—							
DISEÑO DE OTRAS ETAPAS/MAX/MIN.	19 1/8"/20 9/16"	20"/20 3/8"/18 3/8	19 3/8"/20 11/16"	—							
EQUILIBRIO HIDROSTATICO/ESTATICO/DINA	-/✓	-/✓	✓/-	REQ'D							
ANILLO DE DESGASTE SUCCION/DESCARGA	-/✓	✓/-	-/✓	—							
WR <sup>2</sup> LIB-PIE <sup>2</sup>	1250	650	1250	—							
EMPUJE HIDROSTATICO MAX. HACIA ABAJO	40.000	74.700②	40.000	—							
EMPUJE HIDROSTATICO MAX. HACIA ARRIBA	NONE	22.400②	NONE	—							
VELOCIDAD: DISEÑO DEL OJO/MAX	15 1/2 /23	17/19 FPS	16/21	—							
COJINETES: MATERIAL	BRZ	BRZ	BRZ	BRZ							
INFERIOR: LUBRICACION/L/D	SELF/2.4	SELF/15③	SELF/2.4	SELF							
RANURADO/TIPO	✓/SLEEVE	✓/JOURN	✓/SLEEVE	—							
SERIES: LUBRICACION/L/D	SELF/2	SELF/1.0③	SELF/2	SELF							
RANURADO/TIPO	✓/SLEEVE	/JOURN	✓/SLEEVE	—							
SUPERIOR: LUBRICACION/L/D	SELF/2	SELF/1.0③	SELF/2	SELF							
RANURADO/TIPO	✓/SLEEVE	/JOURN	✓/SLEEVE	—							
DE GARGANTA: LUBRICACION/L/D/RANURADO	SELF/2✓	SELF/1.0✓③	SELF/2✓	SELF							
EJE: MAT. DEL ELEMENTO DE LA BOMBA	55.410	55.416	55.410	SS 400 SERIES							
MATERIAL DE LA COLUMNA	55.410	C.S.T	55.410	—							
DIAMETRO/CLARO ENTRE COJINETES	5"48	5 1/2"/45"	5"48	—							
ESFUERZOS COMBINADOS MAX	10.000	14.500 PSI TOMA ONLY	10.000	—							
ACABADO SUPERFICIAL Y COJINETES	32	32 RMS	32	GRD							
SUPERFICIE Y CAJA DE GRASA	32	125 RMS	32	GRD							
CHAQUETA Y CAJA/PRESAESTOPAS	✓-✓	✓-✓	✓-✓	REQ'D/REQ'D							
PRESION GRASERA	15 PSI > SUCT.	15-20 PSI > SUCT.	15 PSI > SUCT.	—							
MATERIAL DE LA CHAQUETA	55-420	ALLOY-ST	55-420	—							
① DE ACUERDO A LA CARTA DEL 4 DE MARZO DE 1970 (LA ESPECIFICACION PEDIA 11-13 Cr. ST PARA LA CAMPANA DE SUCCION Y LA PRIMERA ETAPA DEL IMPULSO). ② ALTA PRESION HACIA ABAJO ③ LA ESPECIFICACION RECOMIENDA UNA RELACION MINIMA DE 2 PROSPER SE REHUSO A ELEVAR ESTA RELACION.  NOTAS: LAS PARTIDAS CIRCULADAS NO SON DESEABLES UNA PALOMA ✓ INDICA CUMPLIMIENTO DE LAS ESPECIFICACIONES											
SUMARIO DE OFERTAS  <b>BOMBAS DE CONDENSADO</b>  COMPAÑIA DE ENERGIA XYZ								TRABAJO No. XXXX  O.C. No.  M - 23  HOJA 3 DE 4		REV O	

Figura 3.10 Evaluación de oferta para bomba de condensado (hoja 3 de 4).

XXX FECHA	APROB	SK MALT	SUPERVISADO	DEF COMP	DIBUJO	ING	PARA APROBACION DEL CLIENTE DESCRIPCION	O REV.					
									MTM	PROSPER	FLJ	SPEC	
									ACOPLAMIENTOS: CALRO INTERNO/TIPO	-/KEYED	45"/THRAD ①	-/KEYED	NOT SPEC'D
									UNIDAD MOTRIZ: SOLIDO/CON BRIDA	✓✓	✓✓	✓✓	—
									AJUSTE	✓	✓	✓	—
									FABRICANTE/TAMAÑO	MTM"5	PROSPER/15 1/2	FLJ"5	—
									BARRIL DE SUCCION: PARED/PEDIDO	3/8"✓	AS CAST	SDT✓	—
									VELOCIDAD INTERNA DE DISEÑO /MAX.	-/6	3 1/2 /4	-/6②	—
									BRIDA DE LA BASE	—	57X57X2 1/2	—	—
									MATERIAL DE LOS EMPAQUES/TIPO	-/ROUND	-/FLAT	-/ROUND	—
									MATERIAL	FAB. ST.	C. ST.	FAB. ST.	—
									CABEZAL DE LA BOQUILLA: AREA META BARRIL	—	52"	—	—
									DIAMETRO MAXIMO DEL BARRIL	—	46"	—	—
									BASE	—	52X1 1/2	—	—
									FIJADORES: MATERIAL INTERNO	ST.	—	ST.	—
									EXTERNO	ST.	A-193-87	ST.	—
									PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO EN FABRICA	✓	NO	✓	REQ'D
									PRUEBA DE FACSIMIL/MISMO TIPO DE BOMBA	NO REQ'D	✓✓	NO REQ'D	—
									PRUEBA MECÁNICA EN FABRICA				
									COMPLETAMENTE ARMADO	✓	③	✓	MECH.ROT.
									REQUERIMIENTOS DE SOLDADURA				
									SEGUN ASME	✓	④	✓	
									MATERIALES DE ACUERDO CON ASTM	✓	⑤	✓⑥	ASTM
									①SE RECOMIENDA SCOPLAMIENTOS CON CUÑA				
									②GAMA RECOMENDADA 4-6 1/2 PIES/SEG.				
									③CONJUNTO DE TAZONES UNICAMENTE SOLO ROTADO A MANO				
									④LOS SOLDADORES NO ESTAN CALIFICADOS				
									⑤PROPIEDADES FISICAS Y QUIMICAS UNICAMENTE				
									⑥CUMPLE CON LAS CARACTERISTICAS DE ASTM, PERO NO INFORMA SOBRE PRUEBAS DE LA FUNDICION.				
										NOTAS: LAS PARTIDAS CIRCULADAS NO SON DESEABLES UNA PALOMA ✓ INDICA CUMPLIMIENTO DE LAS ESPECIFICACIONES			
					SUMARIO DE OFERTAS					TRABAJO No. XXXX			
					BOMBAS DE CONDENSADO					O.C. No.			
					COMPAÑIA DE ENERGIA XYZ					M - 23			
										HOJA 4 DE 4			
										REV O			

Figura 3.11 Evaluación de oferta para bomba de condensado (hoja 4 de 4)



## CAPITULO 4

### PRUEBAS DE BOMBAS

#### 4.1 CLASIFICACIÓN Y PROPOSITO

En los siglos transcurridos desde que el hombre empezó a utilizar un dispositivo para bombear o elevar agua, se han utilizado pruebas, de una clase u otra, para las bombas. El hombre, ansioso por reducir su trabajo, ha mejorado constantemente el dispositivo de bombeo. Cada mejora se aceptó sólo después de probarla, para comprobar su valía. Conforme se ha perfeccionado el equipo de bombeo, lo mismo ha ocurrido con la técnica de las pruebas de las bombas, tanto en el taller, laboratorio o en el campo. Para las bombas muy grandes, se utilizan pruebas con modelos a fin de lograr el máximo perfeccionamiento con el prototipo.

En cualquier bomba, sin que importen su tamaño o clasificación, se debe hacer alguna prueba antes de la aceptación final por el comprador. De lo contrario, el comprador o usuario no tiene forma de saber que se ha satisfecho este requisito. Las pruebas de las bombas y los métodos para las pruebas dependerán de la intención final de las pruebas. Las pruebas, por lo general, tienen uno de dos propósitos u objetivos:

(1) Mejoras en el proyecto o en el funcionamiento real, lo cual permite evaluar cualquier efecto sobre el comportamiento, con un cambio en el proyecto.

(2) Determinar si se han satisfecho los requisitos contractuales, lo cual hace posible la comparación del comportamiento especificado, predicho y real.

En la mayoría de los casos, el fabricante suministra un informe de prueba y certifica las características de la bomba suministrada. Incluso el comprador puede hacer una comprobación somera de vez en cuando para tener un registro del comportamiento o para obtener una indicación de la necesidad de reemplazo o reacondicionamiento. Si es posible, la bomba se debe probar en el sitio de instalación y las pruebas se deben repetir de tiempo en tiempo para dar una indicación del funcionamiento de la bomba.

El objetivo principal de esta sección relacionada con las pruebas de las bombas, es presentar un grupo de procedimientos y reglas para efectuar, calcular e informar los resultados de las pruebas de unidades de bombeo y para obtener los requisitos de carga, capacidad, potencia, eficiencia y succión de una bomba dada.

Las pruebas de las bombas se clasifican como sigue:

- (1) Pruebas en fábrica o en laboratorio, que a veces se suelen llamar pruebas para aceptación. Se efectúan en la fábrica en condiciones geoméricamente similares, ideales y controladas y se supone que son los métodos más exactos para las pruebas.
- (2) Las pruebas en el campo o sitio se hacen con la unidad de bombeo instalada en su lugar final y en condiciones de funcionamiento reales y de límite de comportamiento. La exactitud y confiabilidad de las pruebas en el campo dependen de la instrumentación utilizada, la instalación y la planeación durante las etapas de proyecto de la instalación. Por convenio mutuo, las pruebas de campo se pueden utilizar como pruebas para aceptación.
- (3) Las pruebas de referencia o índice se deben efectuar con los mismos procedimientos, instrumentos y personal cuando sea posible y se debe llevar un registro detallado de los resultados, a fin de tener un historial lo más completo y comparable.
- (4) Las pruebas con modelos sirven para proyectar y construir el prototipo y suelen ser muy exactas. Vienen a complementar las pruebas de campo del prototipo para el cual se hizo el modelo. La función de la prueba con modelo se debe establecer, de preferencia, en la especificación anexa a la propuesta de cotización las pruebas con modelos se pueden usar cuando se trata de unidades muy grandes, cuando se puede requerir el comportamiento comparativo de diversos modelos para su evaluación y cuando se necesita una idea anticipada de lo que será el prototipo.

## 4.2 DEFINICIONES, SÍMBOLOS Y UNIDADES

Las siguientes definiciones y cantidades de "Hydraulic Institute Standards", 14ª Edición se utilizan como norma en la industria para las pruebas de las bombas.

(1) *Volumen*. La unidad estándar de volumen es el galón americano (U. S.) o el pie cúbico. El galón americano estándar contiene 231 pulg<sup>3</sup>. El caudal o gasto se expresa en galones por minuto (gpm), en pies cúbicos por segundo (pies<sup>3</sup>/s) o en millones de galones por día de 24 horas (mgd). El peso específico ( $\omega$ ) del agua pura a una temperatura de 70°F, al nivel del mar y una latitud de 40°, se considera como de 62.1932 lbs/pie<sup>3</sup>.

(2) *Carga*. La unidad para medir la carga es el pie. La relación entre una presión expresada en libras por pulgada cuadrada (lbs /pulg<sup>2</sup>) y la expresada en pies de carga, es:

$$\text{Carga (pies)} = (\text{lbs/pulg}^2) \frac{144}{\omega} \quad (4.1)$$

donde:

$\omega$  = peso específico, en lbspie<sup>-3</sup> del líquido que se bombea en las condiciones de bombeo.

Todas las lecturas de presión se deben convertir a pies del líquido que se bombea, con referencia a una altura o nivel de referencia. La elevación de referencia se define como sigue: para la unidad con eje horizontal es la línea de centro del eje de la bomba (Figura 4.1). Para bombas de eje vertical, con succión sencilla es el ojo de entrada al impulsor de la primera etapa (Figura 4.2). Para bombas verticales, de doble succión, es la línea de centro horizontal de la descarga del impelente (Figura 4.3).

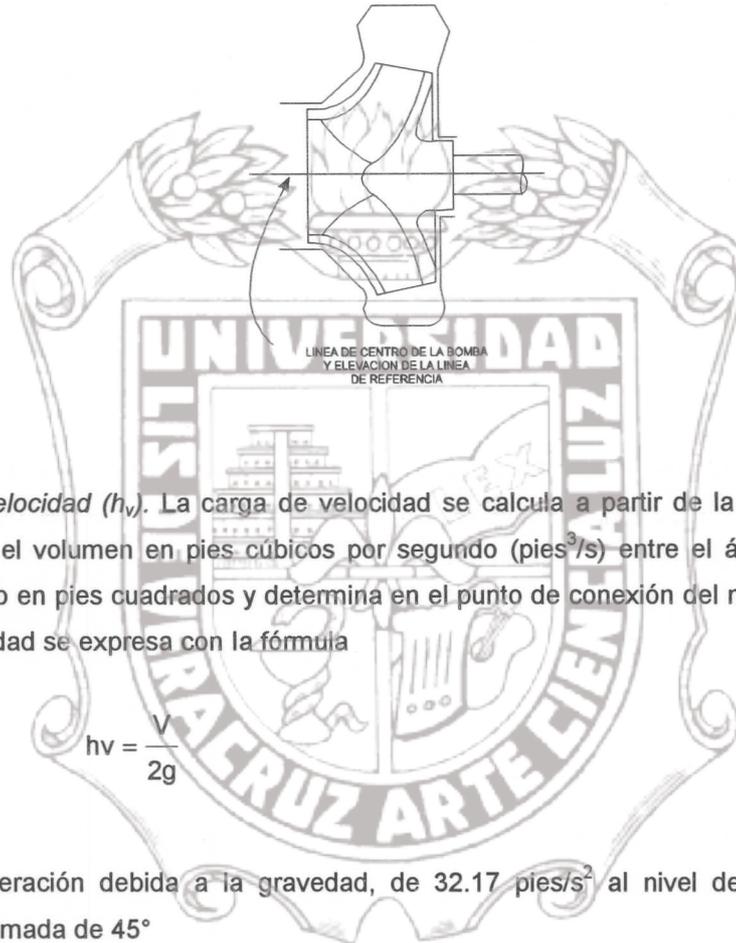


Figura 4.1

(3) *Carga de velocidad ( $h_v$ )*. La carga de velocidad se calcula a partir de la velocidad promedio  $V$  obtenida al dividir el volumen en pies cúbicos por segundo ( $\text{pies}^3/\text{s}$ ) entre el área real de la sección transversal del tubo en pies cuadrados y determina en el punto de conexión del manómetro o indicador. La carga de velocidad se expresa con la fórmula

$$h_v = \frac{V}{2g} \quad (4.2)$$

donde:

$g$  = aceleración debida a la gravedad, de  $32.17 \text{ pies/s}^2$  al nivel del mar y a una latitud aproximada de  $45^\circ$

$V$  = velocidad en el tubo,  $\text{pies/s}$ .

(4) *Succión inundada*. Succión inundada implica que el líquido debe circular desde una fuente con respiración ("venteo") a la atmósfera hasta la bomba, sin que la presión promedio o mínima a la altura de referencia de la bomba caiga a menos de la presión atmosférica, cuando la bomba funciona a la capacidad especificada.

(5) *Altura de aspiración o succión ( $h_s$ )*. La altura de aspiración existe cuando la carga total de succión es inferior a la presión atmosférica. La altura total de aspiración, determinada con las pruebas, es la lectura de un manómetro de líquido o un manómetro registrador en la boquilla de succión de la bomba, convertida a pies de líquido y con referencia a la altura de referencia, menos la carga de velocidad en el punto de conexión del manómetro.

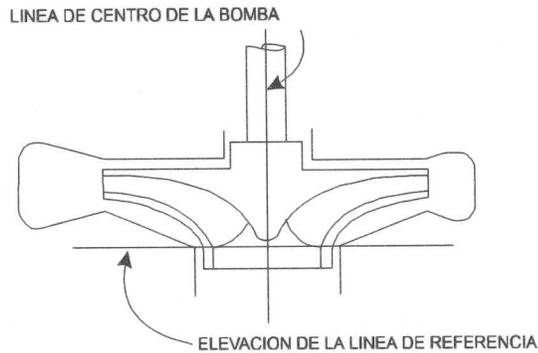


Figura 4.2

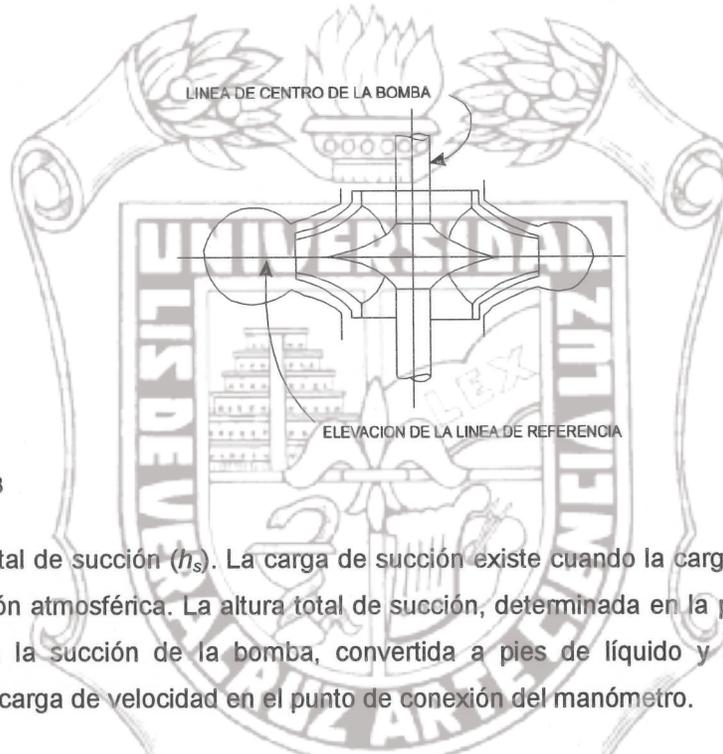


Figura 4.3

(6) La Carga total de succión ( $h_s$ ). La carga de succión existe cuando la carga total de aspiración es superior a la presión atmosférica. La altura total de succión, determinada en la prueba, es la lectura de un manómetro en la succión de la bomba, convertida a pies de líquido y referida a la altura de referencia, más la carga de velocidad en el punto de conexión del manómetro.

(7) Carga total de descarga ( $h_d$ ). La carga total de descarga es la lectura de un manómetro en la descarga de la bomba, convertida a pies de líquido y referida a la altura de referencia, más la carga de velocidad en el punto de conexión del manómetro.

(8). Carga total ( $H$ ) La carga total es la medida del aumento del trabajo por libra de líquido, impartido al líquido por la bomba: por tanto, es la diferencia algebraica entre la carga total de descarga y la altura o carga total de succión. La carga total, determinada con pruebas, cuando existe altura de aspiración, es la suma de la carga total de descarga y la altura total de aspiración. Cuando existe altura positiva de succión, la carga total es la carga total de descarga, menos la altura total de aparición.

(9). Carga neta positiva de succión, NPSH ( $h_{sv}$ ). La carga neta positiva de succión, ampliamente conocida con las siglas NPSH, es la altura total de succión, en pies de líquido absoluta, determinados

en la boquilla de succión y referidas a la altura de referencia, menos la presión de vapor del líquido en pies, absoluta.

(10) *Potencia a la máquina motriz (ehp)*. La potencia o caballaje de la máquina motriz es la potencia de la máquina motriz expresada en caballaje. Suelen ser los caballos eléctricos de entrada.

(11) *Entrada a la bomba (bhp)*. La potencia de entrada a la bomba, es el caballaje entregado al eje de la bomba y se designa como caballaje o potencia al freno.

(12) *Caballaje líquido o de agua (whp)*. Es el trabajo útil producido por la bomba.

(13) *Eficiencia*. La eficiencia de la bomba ( $E_p$ ) es la relación entre la potencia entregada por la bomba y la potencia aplicada en el eje de la bomba, es decir, la relación entre el caballaje líquido (también conocido como caballaje de agua) y el caballaje al freno, expresada en porcentaje.

$$E_p = \frac{WHP}{bhp} \times 100 \quad (4.3)$$

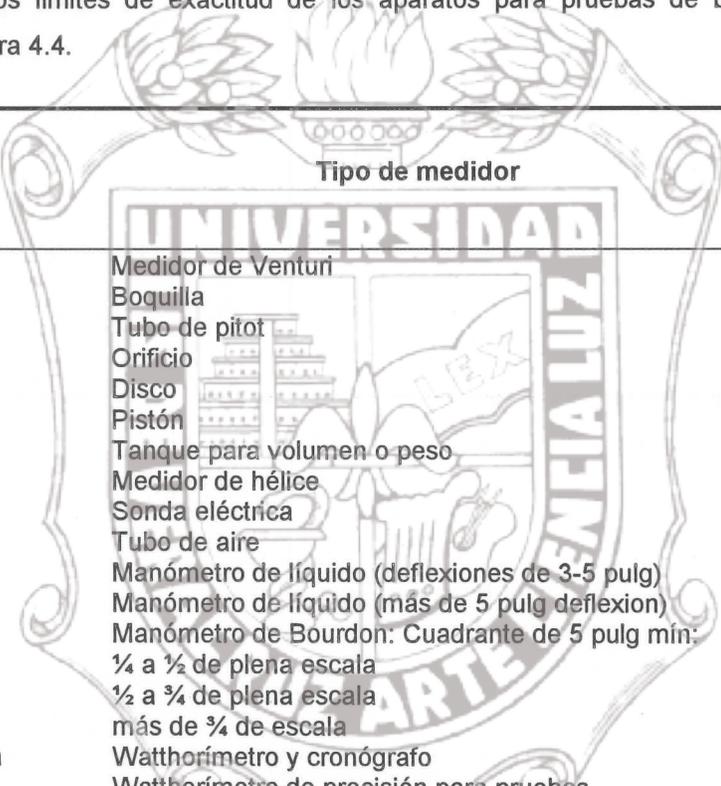
La eficiencia total ( $E_o$ ) es la relación entre la potencia producida por la bomba y la potencia aplicada en el lado de entrada de la máquina motriz de la bomba, es decir, la relación entre el caballaje de salida y el caballaje de entrada a la máquina motriz.

$$E_o = \frac{whp}{ehp} \times 100 \quad (4.4)$$

**Especificaciones de la máquina motriz.** Las máquinas motrices para impulsar bombas están basadas en normas establecidas para la máquina en cuestión, tales como turbina hidráulica, turbina de vapor, motor de aire, motor de combustión interna, molino de viento, motor eléctrico, etc. Por ejemplo, para los motores eléctricos, consulte la edición más reciente de NEMA (National Electrical Manufacturers Association).

4.3 EXACTITUD Y TOLERANCIAS

**Exactitud.** La exactitud con la cual se pueden hacer las pruebas, depende de los instrumentos utilizados, de su conexión correcta, de la experiencia del ingeniero y de las pruebas en fabrica para la simulación de las condiciones reales en el campo. El ingeniero para pruebas debe tener suficientes conocimientos de las características y limitaciones de los instrumentos para prueba a fin de obtener máxima exactitud al usarlos, junto con un conocimiento profundo de las bombas, máquinas motrices, controles y peculiaridades de la instalación a fin de interpretar los resultados obtenidos. Las decisiones y fluctuaciones aceptables no se deben mal interpretar como tolerancia que se deben definir en las especificaciones. Los limites de exactitud de los aparatos para pruebas de bombas de campo se muestran en la Figura 4.4.



Cantidad que se va medir	Tipo de medidor	Limite calibrado de exactitud, más o menos, %
Capacidad	Medidor de Venturi	¾
	Boquilla	1
	Tubo de pitot	1 ½
	Orificio	1 ¼
	Disco	2
	Pistón	¼
	Tanque para volumen o peso	1
Carga	Medidor de hélice	4
	Sonda eléctrica	¼
	Tubo de aire	½
	Manómetro de líquido (deflexiones de 3-5 pulg)	¼
	Manómetro de líquido (más de 5 pulg deflexion)	½
	Manómetro de Bourdon: Cuadrante de 5 pulg mín:	
	¼ a ½ de plena escala	1
½ a ¾ de plena escala	¾	
más de ¾ de escala	½	
Potencia de entrada	Wattorímetro y cronógrafo	1 ½
	Wattorímetro de precisión para pruebas	1 ½
	Wattorímetro registrador portátil	
	¼ a ½ escala	¾
	½ a ¾ escala	½
Velocidad	Más de ¾ de escala	¼
	Amperímetro con abrazadera	4
	Cuentarrevoluciones y cronógrafo	1 ¼
	Tacómetro manual	1 ¼
Voltaje	Estroboscopio	1 ½
	Contador automático y cronógrafo	½
	Voltímetro, ¼ a ½	1
	Voltímetro, ½ a ¾	¾
	Voltímetro, ¾ a plena	½
	Voltímetro, rectificador	5

Figura 4.4. Límites de exactitud de medidores para pruebas de bombas en campo.

Con el uso de estos límites de exactitud, la exactitud combinada de la eficiencia es la raíz cuadrada de la cantidad del cuadrado de la exactitud de la carga, más el cuadrado de la exactitud de capacidad, más el cuadrado de la exactitud de la potencia aplicada.

$$A_e = \sqrt{(\pm H^2) + (\pm Q^2) + (\pm ehp^2)} = A_e \quad (\text{porcentaje}) \quad (4.5)$$

Para los cálculos de eficiencia, no se requieren la velocidad y voltaje de la bomba, por lo cual sus valores no están incluidos en la formula anterior.

**Instrumentación.** Todos los instrumentos se deben calibrar antes de las pruebas; todos los datos o curvas de calibración y corrección se deben preparar por anticipado. Cuando se requiera, se presentará una curva certificada de calibración que muestre la calibración del instrumento e incluya cualesquiera procedimientos para establecer un coeficiente, antes de empezar la prueba. Las especificaciones deben señalar con claridad si se renuncia a los requisitos de calibración. Después de las pruebas, se deben volver a calibrar todos los instrumentos. Cualquier diferencia descubierta entre la calibración antes y después de la prueba, se debe resolver ya sea con nuevas pruebas o se debe indicar en las especificaciones cuál es la variación aceptable.

**Tolerancias en el comportamiento de las bombas.** Las tolerancias permitidas en el comportamiento de la bomba, se explican o se hace referencia a las normas, en las especificaciones. El usuario debe informarlo antes de colocar el pedido en firme para equipo de bombeo. Las tolerancias para pruebas permitidas por el Hydraulic Institute son muy comunes; expresan que no se permitirán reducciones con respecto a la capacidad, carga total o eficiencia a las condiciones nominales. Además, no se permite una tolerancia en más de 10% con respecto a la capacidad nominal a la carga y velocidad especificadas.

## 4.4 REQUISITOS PARA LAS PRUEBAS

**Condiciones de operación.** Los factores primarios que afectan el funcionamiento de una bomba son la entrada (succión) salida (descarga o carga total) y velocidad. Los factores secundarios, no por necesidad en ese orden, son físicos y de clima, como la temperatura del líquido, viscosidad, altura sobre el nivel del mar, peso específico y turbidez (lodos y/o sólidos). En algunas instalaciones es imposible medir la descarga o la carga con exactitud.

En esos, casos, se requieren pruebas más extensas en la fábrica. Sobra decir que las pruebas en la fábrica, en tales casos, deben simular todas las condiciones de operación, instalación y succión en el campo.

Los conductos de entrada o admisión son críticos y el cárcamo, si se usa, así como la altura de aspiración se deben reproducir con la mayor aproximación posible. Durante las pruebas en la fábrica, no se permitirá una carga total de succión menor a la especificada ni tampoco la carga de succión debe exceder de la especificada, en los casos en que podrían ocurrir cavitación o funcionamiento marginal.

Para instalaciones a grandes alturas, se deben tener en cuenta la diferencia en elevación entre la fábrica y el sitio de instalación final; para ello, se reducen las presiones barométricas para que sean las de la altura del sitio. Esto es más importante si hay que considerar la altura de aspiración a una carga negativa de succión. Hay tablas disponibles para presiones barométricas para los cálculos; estas tablas se pueden usar por acuerdo entre las partes.

**Pruebas de cavitación.** Se deben efectuar las pruebas de cavitación si las solicitan las especificaciones, siempre y cuando el fabricante no tenga ya pruebas certificadas para bombas similares o si se necesitan las pruebas para suponer el éxito de la instalación de una bomba.

Los requisitos de succión que debe satisfacer la bomba, por lo general se definen con el coeficiente  $\sigma$  de cavitación, el cual se define como la NPSHA (carga positiva neta de succión disponible) dividida entre la carga total de la bomba por paso o etapa.

$$\sigma = \frac{\text{NPSHA}}{H} \quad (4.7)$$

En la Figura 4.5 A, B y C se ilustran tres disposiciones típicas o estándar para determinar las características de cavitación de las bombas (tomadas de Hydraulic Institute Standards). En la Figura 4.5 A, la succión se toma desde un cárcamo o depósito con superficie de nivel constante, Primero, se succiona el líquido a través de una válvula estranguladora y, luego, a lo largo de una sección de tubo que contiene mallas y dispositivos en esta instalación disipará la turbulencia creada por la válvula de succión y, también, enderezará, la circulación de modo que la circulación de succión de la bomba esté libre de turbulencias innecesarias. En la Figura 4.5B la succión se toma desde un cárcamo o pozo profundos, en los cuales se pueda variar la superficie del agua en un rango amplio, a fin de producir la variación pretendida en la alzada de succión. En la Figura 4.5C, la succión se toma desde un recipiente cerrado en un cuadro cerrado, en el cual se pueda ajustar o variar el nivel de presión por medio de una presión de gas sobre el líquido, con la temperatura del líquido o una combinación de estas variables.

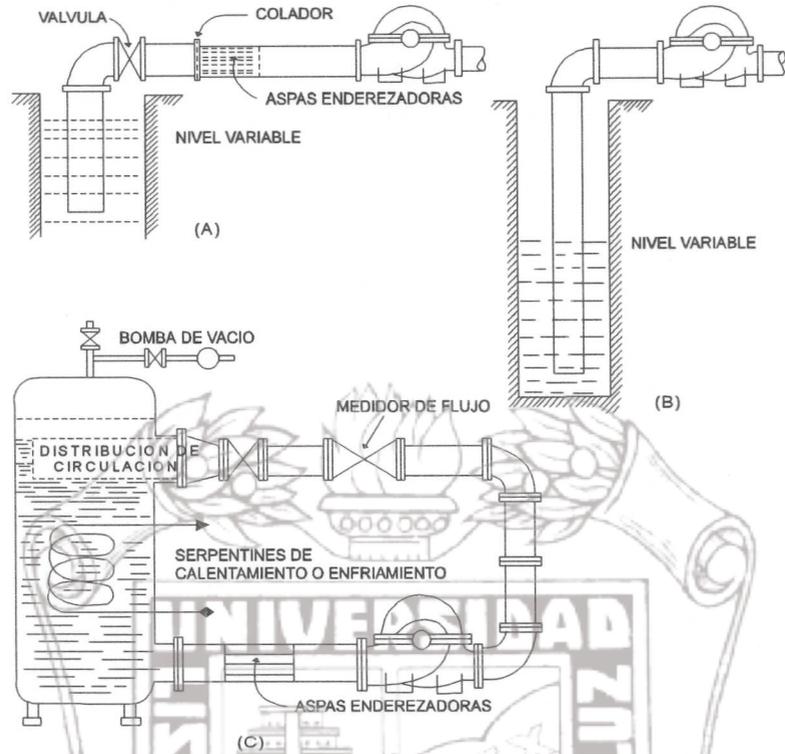


Figura 4.5

Con el uso de una de las disposiciones descritas para las pruebas de cavitación, se puede encontrar el valor crítico de sigma ( $\sigma$ ), al cual empezará la cavitación, con uno de los dos métodos o procedimientos siguientes para pruebas:

- (1) La velocidad y capacidad constantes varían la altura de succión. Haga funcionar la bomba a velocidad y capacidad constantes y con variación en la altura de succión, a fin de producir condiciones inestables o de cavitación. Se deben trazar la carga, eficiencia y consumo de potencia contra  $\sigma$  como se ilustra en la Figura 4.6.

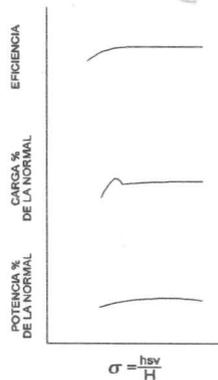


Figura 4.6 Funciones de sigma ( $\sigma$ ) a capacidad y velocidad constantes y presión de succión variable.

Cuando se mantienen altos valores de  $\sigma$ , los valores de carga, eficiencia y potencia deben permanecer más o menos constantes. Cuando se reduce  $\sigma$ , se llega a un punto en el cual las curvas se apartan de lo normal, e indican una condición inestable. Esta condición inestable o de desviación, puede afectar el funcionamiento de la bomba. El grado al que lo haga, dependerá del tamaño, velocidad específica, tipo de servicio y líquido bombeado por la bomba.

(2) La velocidad y alzada de aspiración constantes varían la capacidad. Haga funcionar la bomba a velocidad y alzada de aspiración o presión constantes y varíe la capacidad. Para una alzada de aspiración dada, la carga de bombeo se traza contra la capacidad.

Cuando la curva trazada para cualquier condición de succión se desvía de la normal, ha ocurrido cavitación. Se puede calcular  $\sigma$  en los puntos de desviación, al dividir la NPSHA entre la carga total  $H$ , en los puntos a consideración.

## 4.5 PROCEDIMIENTOS PARA PRUEBA

**Convenios.** Las especificaciones y el contrato deben expresar con claridad los puntos especiales a incluir en la pruebas de la bomba. Ambas partes enviarán representantes y tendrán igualdad de derechos con relación a la fecha, equipo, condiciones, instrumentos para la prueba, calibración de instrumentos, examen de la bomba y equipo para prueba y exactitud de los resultados y cálculos. Cualesquiera aspectos o métodos de conflicto no previstos en las especificaciones, se resolverán a satisfacción de los interesados antes de empezar las pruebas.

En algunos casos especiales, por convenio entre las partes, se puede contratar a una empresa o ingeniero independientes para certificar las pruebas, quienes tomarán las decisiones después de consultar con los interesados. La contratación de terceros para las pruebas es un recurso cuando no se ha podido llegar a un acuerdo.

El fabricante indica la fecha y el tiempo requerido para las pruebas de las bombas. En algunos casos, las especificaciones y el contrato incluirán aspectos tales como la duración, fecha límite y fecha para la notificación. Se debe dar aviso con anticipación razonable a todos los representantes y testigos oficiales, se suele preferir un plazo de 30 días; el mínimo aceptable es de 1 semana.

Cualquier limitación de tiempo en relación con defectos mecánicos o mal funcionamiento y correcciones del equipo que surjan durante las pruebas, se deben resolver por acuerdo mutuo.

**Observadores y testigos.** Los representantes de cada una de las partes contratantes tendrán igual oportunidad para presenciar las pruebas. Cuando esté presente más de un representante de una de las partes, entonces su función como observadores, testigos o representantes se debe aclarar antes de

empezar las pruebas. El número de representantes por cada parte no será factor decisivo cuando se resuelvan los desacuerdos. Se deben tener en consideración cualesquiera comentarios o crítica constructiva de los observadores y testigos.

**Inspección y operación preliminar.** Los interesados deben hacer una inspección tan completa como sea posible, antes, durante y después de las pruebas para determinar el cumplimiento con las especificaciones requeridas y la conexión correcta de todos los instrumentos. Los siguientes conceptos se deben inspeccionar antes o durante la prueba:

Impulsor y conductos en la carcaza  
Alineación de la máquina motriz y la bomba.  
Aberturas piezométricas  
Conexiones eléctricas  
Dispositivos y sistemas de lubricación  
Anillos de desgaste y otras holguras  
Ajuste y fugas por los estoperos o sellos mecánicos.

Lo anterior no pretende ser una lista completa de conceptos, sino servir como guía para los interesados.

Los instrumentos instalados en la bomba para obtener la información necesaria durante la prueba, no afectaran el funcionamiento o comportamiento de la bomba. Si surge alguna duda en cuanto al efecto de una instrumento sobre la operación, la deben resolver ambas partes. Cuando sea necesario, se puede efectuar pruebas comparativas preliminares con el instrumento en disputa desmontado y, luego instalado. Las dimensiones reales en la conexión piezométrica en los lados de succión y descarga, se deben determinar con precisión, a fin de permitir la determinación exacta de la corrección de la carga de velocidad.

Al concluir la inspección inicial, se puede arrancar la bomba. Después, se deben examinar la bomba y todos los instrumentos para determinar funcionamiento correcto, lecturas de las escalas o cualquier señal de mal funcionamiento. Cuando todo el equipo y aparatos funcionan de modo correcto, se debe hacer una corrida preliminar de prueba; si es posible, a las condiciones especificadas o cerca de ellas. Durante esta corrida se deben establecer los procedimientos para observaciones y registro de datos. Además, se determina el tiempo necesario para obtener condiciones estables de prueba, a fin de utilizarlas en la prueba real.

### **Procedimiento sugerido para las pruebas**

(1) *Fecha.* Una vez decididas las pruebas a efectuar, conviene a las partes llevarlas a cabo con la mínima demora. El contrato, por lo general, no indica una fecha para las pruebas, pero sí estimula

una fecha final para la presentación o aprobación del tipo de resultados de la prueba.

- (2) *Personal.* Las pruebas de las bombas, cualesquiera que sean, las debe efectuar personal con práctica en la operación del equipo utilizado. Los representantes de las partes tendrán igual oportunidad para presenciar y atestiguar las pruebas y el mismo derecho para comentar la ejecución o el cumplimiento con las especificaciones o requisitos de los códigos, según el caso.
- (3) *Programa.* Las partes convendrán en un programa de pruebas antes de iniciarlas. El programa debe ser lo más completo que sea posible e incluirá detalles del rango de pruebas de cargas, volumen de descarga y velocidad que se utilizarán. Este programa debe ser adaptable y susceptible de cambios, en particular después de las corridas preliminares.
- (4) *Inspección.* La bomba y el equipo para pruebas se deben inspeccionar antes y después de las pruebas. Se debe prestar especial atención a los conductos hidráulicos y tomas de presión cerca de las partes de succión y descarga. Además, se debe inspeccionar el aparato para medir la descarga.
- (5) *Calibración de instrumentos.* Al efectuar la inspección, se deben calibrar todos los aparatos e instrumentos para prueba.
- (6) *Pruebas preliminares.* Después de determinar que el equipo o banco de pruebas cumple con los requisitos de instalación y especificaciones, que los instrumentos estén bien instalados, se arranca la bomba. Se debe hacer un número suficiente de corridas preliminares para probar el funcionamiento del banco y de todos los instrumentos y controles. Estas pruebas preliminares permiten al personal y a los representantes comprobar y corregir el funcionamiento del banco y sirven como base para el convenio sobre exactitud y cumplimiento antes de iniciar las pruebas reales. Se repiten los puntos de prueba hasta tener condiciones estables.
- (7) *Pruebas oficiales.* Los puntos de prueba oficial deben ser suficientes para establecer la curva de carga-descarga en el rango especificado además de otros datos necesarios para calcular la información requerida en las especificaciones, como eficiencia, caballaje, etc. Es conveniente que una prueba se haga lo más cerca posible del rango de operación normal y se deben hacer tres pruebas en las condiciones especificadas de operación de la bomba.
- (8) *Registros de los resultados.* En la mayoría de los casos, las pruebas oficiales las efectúan sólo dos, tres o cuatro ingenieros y no se necesita más registro que el de los datos de la prueba. En pruebas más complicadas, suele ser deseable tener una persona encargada de registrar todos los datos y resultados conforme aparecen. Esto es muy importante si hay que repetir las pruebas. Se deben mantener registros completos de todas las pruebas, incluso de notas o comentarios sobre inspección y calibración, así como de datos, lecturas, observaciones e información de la prueba. En la Figura 4.7 aparece un formato sugerido para pruebas en la fábrica y en el campo.
- (9) *Cálculos preliminares.* Se deben efectuar los cálculos preliminares necesarios para determinar el cumplimiento con las especificaciones y si será necesario repetir las pruebas.
- (10) *Repetición de las pruebas.* Si es necesario repetir las pruebas, de acuerdo con los cálculos preliminares, se deben hacer lo más pronto posible después de las pruebas oficiales y con el mismo personal, instrumentos y aparatos. En ocasiones, pueden ocurrir fallas mecánicas o

# Tesis de Maestría

eléctricas que necesitarán la repetición; si después de corregirlas, la repetición indica un cambio, puede ser preciso repetir la totalidad de las pruebas. Cualquier representante de una de las partes puede solicitar la repetición o la comprobación de que no hay que repetir.

(11) *Cálculos*. Los resultados de las pruebas se calculan como se indica en la sección 4.7.

(12) *Trazado de curvas*. Véase la sección 4.8

(13) *Informes*. El informe final debe contener los datos descritos en la sección 4.8.



# Tesis de Maestría

## REGISTRO DE PRUEBA DE COMPORTAMIENTO DE BOMBA

FECHA DE LA PRUEBA \_\_\_\_\_ PRUEBA NUM \_\_\_\_\_ CLIENTE \_\_\_\_\_ PEDIDO CLIENTE NUM \_\_\_\_\_  
 ORDEN DEL FABRICANTE NUM \_\_\_\_\_ PLANTA \_\_\_\_\_ UNIDAD NUM \_\_\_\_\_  
 PROYECTO \_\_\_\_\_  
 CONDICIONES NOMINALES \_\_\_\_\_  
 CAPACIDAD (GPM) \_\_\_\_\_ CARGA TOTAL (PIES) \_\_\_\_\_ RPM \_\_\_\_\_  
 % DE EFICIENCIA TOTAL \_\_\_\_\_ ALCANCE DE CARGA \_\_\_\_\_  
 MAQUINA MOTRIZ \_\_\_\_\_  
 TIPO \_\_\_\_\_ CABALLAJE \_\_\_\_\_  
 FABRICANTE \_\_\_\_\_ SERIE NUM \_\_\_\_\_ VOLTAJE DE PRUEBA \_\_\_\_\_  
 EQUIPO PARA PRUEBA \_\_\_\_\_  
 METODO DE MEDICION DE DESCARGA \_\_\_\_\_ FACTOR DE CONVERSION \_\_\_\_\_  
 MANOMETRO DE DESCARGA \_\_\_\_\_ CORRECCION \_\_\_\_\_ MANOMETRO DE SUCCION \_\_\_\_\_ CORRECCION \_\_\_\_\_  
 DIFERENCIA ENTRE MANOMETROS \_\_\_\_\_ DIAMETRO INTERIOR DE SUCCION \_\_\_\_\_ DIAMETRO INTERIOR, DESCARGA \_\_\_\_\_  
 DATOS DE LA BOMBA \_\_\_\_\_  
 TIPO DE BOMBA \_\_\_\_\_ TAMAÑO \_\_\_\_\_ No. DE ETAPAS \_\_\_\_\_

CORRIDA No.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CARGA	PRESION. LBS/PULG <sup>2</sup>										
	CARGA PIES										
	LC MANOMETRO HASTA NIVEL DE AGUA PIES										
	CARGA DE VELOCIDAD, PIES										
CAPACIDAD	CARGA TOTAL PIES										
	LECTURA										
	CONVERSION										
DATOS DE POTENCIA	CIRCULACION. GPM										
	VOLTAJE DEL MOTOR										
	AMPERS										
	KILOWATTS										
	ENTRADA TOTAL CABALLAJE										
	% EFICIENCIA DEL MOTOR										
	VELOCIDAD. RPM										
	DINAMOMETRO										
	CABALLAJE AL FRENO										
	POTENCIA AL AGUA										
	% EFICIENCIA DE BOMBA										
% EFICIENCIA TOTAL											

FABRICANTE \_\_\_\_\_ SERIE No. \_\_\_\_\_ TAMAÑO SUCCION \_\_\_\_\_ TAMAÑO DESCARGA \_\_\_\_\_

PROBADA POR \_\_\_\_\_ ATESTIGUADA POR \_\_\_\_\_

Tipo de prueba \_\_\_\_\_

(FABRICA O CAMPO)

OBSERVACIONES

---



---



---

BOMBAS PARA RIEGO Y DRENAJE

Figura 4.7 Pruebas de laboratorio y de campo datos de prueba de la unidad de bombeo

## 4.6 MEDICIONES PARA LAS PRUEBAS.

**Mediciones de descarga. General.** El uso de un método específico para medición de la descarga en una prueba será por acuerdo entre las partes. Algunos códigos y procedimientos vigentes para pruebas permiten o recomiendan ciertos métodos al efectuar pruebas con modelos o en la fábrica, pero restringen su uso para pruebas en el campo o de referencia. Algunos métodos son más adaptables que otros para pruebas en el campo; por ello, los ingenieros y los interesados deben conocer a fondo los diversos métodos aplicables antes de decidir el que se utilizará.

Los métodos más comunes para medición de descarga en las pruebas de bombas son la cantidad y los medidores de gasto ("flowmeter"). Estos aparatos se clasifican como medidores de líquidos. A continuación se listan medidores de líquido, según su función.

Medidores de cantidad:

(1) *Medidores pesadores*

- Tanque pesador
- Trampa basculante

(2) *Medidores volumétricos*

- Tanque
- Pistones reciprocantes
- Pistones rotatorios
- Disco oscilante

Medidores de gasto o caudal:

(1) *Medidores de carga (cinéticos)*

- Venturi
- Boquilla
- Placa de orificio
- Tubo de pitot

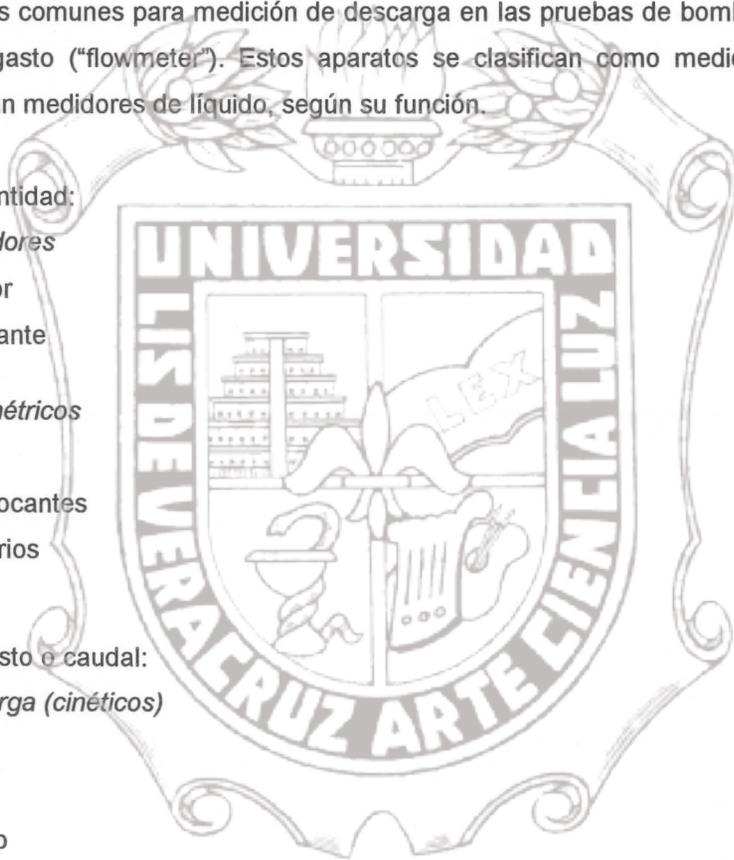
(2) *Medidores de área de descarga*

- Vertedor
- Canal

(3) *Medidores de corriente*

(4) *Métodos especiales*

- Velocidad de la sal
- Medidor acústico de gasto
- Radioisótopos
- Aproximación de campo



**Medidores de cantidad de líquido.** El término *cantidad de líquido* se utiliza para designar los medidores por cuyo elemento primario para el líquido en cantidades sucesivas y más o menos completamente aisladas, sean pesos o volúmenes, al llenar y vaciar en forma alterna recipientes de capacidad conocida o fija. El elemento secundario de un medidor de cantidad de líquido consiste en un contador con cuadrantes graduados para registrar la cantidad total que ha pasado por el medidor. Los medidores de cantidad se clasifican en dos grupos: medidores pesadores y medidores volumétricos.

**Medidores pesadores.** Los medidores pesadores son de los tipos de tanque pesador y de trampa basculante. Estos medidores se pueden describir como aquéllos en los cuales se altera el equilibrio de un recipiente con un aumento en el centro de gravedad conforme se llena el recipiente o como los que emplean un recipiente suspendido de un brazo de báscula contrapesado. El tanque pesador y la trampa basculante se afectan ligeramente por la temperatura del líquido, pero no influye en las pruebas normales.

**Medidores volumétricos.** los medidores volumétricos miden volúmenes en vez de pesos y son de los tipos de tanque, pistones recíprocos, pistón rotatorio y disco oscilante. Los medidores volumétricos se describen como sigue:

(1) Tanques. Son una forma elemental de medidor, de escasa importancia comercial. Constan de uno o más tanques que se llenan y vacían en forma alterna la altura a la cual se llenan es de control manual o automático. En algunos casos, la elevación del líquido acciona un flotador que controla la entrada y la descarga; en otros, puede iniciar un sifón. En ocasiones, a los medidores de tanque se les ha clasificado erróneamente como pesadores.

(2) Pistón recíprocante. Estos medidores utilizan uno o más pistones recíprocos, que funcionan en una o más cámaras fijas. El ajuste de la cantidad por ciclo se puede efectuar, ya sea, con la variación de la magnitud del movimiento de uno o más de los pistones recíprocos o al variar la relación entre los elementos primario y secundario del medidor.

(3) Pistón rotatorio (u oscilante) Los medidores de este grupo tienen una o más aspas que sirven como pistones o divisiones móviles para separar los segmentos del líquido. Estas aspas pueden ser planas o cilíndricas y giran dentro de una cámara medidora cilíndrica. El eje de rotación de las aspas puede o no coincidir con el de la cámara. La parte de la cámara en la cual se mide la cantidad de líquido comprende unos 270°. En los 90° restantes, las aspas vuelven a su posición inicial para cortar otro segmento de líquido. Esto se puede lograr con el uso de un rotor o engrane locos, una excéntrica o una división radial. Las aspas deben efectuar contacto de barrido con las paredes de la cámara de medición. La rotación de las aspas acciona al elemento secundario o sea el contador.

(4) Disco oscilante. Los medidores de este tipo tienen el disco montado dentro de una cámara circular, con techo cónico y piso plano o cónico. Cuando funciona, el movimiento del disco es tal, que el eje en el cual está montado genera un cono invertido; el disco no gira en torno a su propio eje, ya que lo impide una ranura radial que ajusta en una división radial que se extiende hacia dentro desde la pared

lateral de la cámara, cerca del centro. El movimiento del disco se llama oscilante o "nutante". Las aberturas de entrada y salida están en la pared lateral de la cámara, en ambos lados de la división. Para ajustar estos medidores, se cambia la relación entre sus elementos primario y secundario.

**Medidores de gasto o caudal.** Esta denominación se aplica a todos los medidores en los cuales el líquido no pasa en cantidades aisladas (contadas por separado) sino en una corriente continua. El movimiento de esta corriente de líquido que circula por el elemento primario, se utiliza, de modo directo o indirecto para impulsar al elemento secundario. La cantidad de circulación por unidad de tiempo se deriva de las interacciones de la corriente y del elemento primario, mediante leyes físicas conocidas, complementadas con relaciones empíricas.

En los medidores de gasto, la acción del elemento primario depende de alguna propiedad del líquido diferente o adicional a su volumen o masa. Esa propiedad puede ser la energía cinética (medidores de carga), inercia (medidores de compuerta), calor específico (medidores térmicos) y similares. El elemento secundario está construido para utilizar un cambio en la propiedad o propiedades en cuestión, para obtener una indicación del volumen de circulación y suele incluir algún componente que produce los resultados necesarios en forma automática, con lo cual se pueden leer los resultados en un cuadrante o una gráfica. En algunos casos, el elemento secundario indica o registra presiones, tales como la estática y la diferencia, a partir de las cuales se debe obtener el gasto y la circulación por tiempo-cantidad de líquido, mediante cálculos. En otros, el elemento secundario no sólo indica el gasto, sino que lo integra con respecto al tiempo y registra la cantidad total que ha pasado por el medidor. En algunos casos, las indicaciones y registros del elemento secundario, se transmiten hasta un punto a cierta distancia del elemento primario.

**Medidores de presión diferencial** En este grupo de medidores, la corriente de líquido crea una diferencia en presión cuando circula por el elemento primario. La magnitud de esta diferencia en presión depende de la velocidad y densidad del líquido y de las características del elemento primario.

**Mediciones en los conductos de presión.** Las mediciones de circulaciones en una tubería o conducto cerrado para presión, se pueden lograr con una gran variedad de métodos y la selección del método para una instalación particular dependerá de las circunstancias prevalecientes. La exactitud de las mediciones de circulación por medio de equipo bien seleccionando, instalado y mantenido, tal como los medidores de Venturi, boquillas de circulación y tubos de Pitot, puede ser muy elevada.

**Mediciones de la carga.** La carga es una cantidad utilizada para expresar una forma (o combinación de formas) del contenido de energía del líquido por unidad de peso del líquido, referida a cualquier línea de referencia arbitraria. En términos de pies-libras de energía por libra de líquido, todas las cantidades de la carga tienen las dimensiones de pies de líquido. La unidad para medir la carga es el pie.

El Bureau of Reclamation utiliza la siguiente cita de Hydraulic Institute Standars en todos sus programas de pruebas:

Es importante que existan condiciones de circulación permanente en el punto de conexión de los instrumentos. Por esta razón, es necesario que la medición de presión o de carga se tome en una sección del tubo en donde la sección transversal sea constante y recta. Se requieren de cinco a diez diámetros del tubo recto de sección transversal invariable, después de cualquier codo o componente curvo, válvula u otra obstrucción, para asegurar las condiciones de circulación permanente.

Se tomarán las siguientes precauciones en la formación de orificios para instrumentos medidores de presión y para hacer las conexiones: el orificio en el tubo debe estar al ras y normal con la pared del conducto para agua. La pared del conducto para agua debe ser lisa y de sección transversal invariable. En una distancia de, cuando menos, 12 pulg antes del orificio, se deben eliminar todos los tubérculos y asperezas, si es necesario, con una lima o con lija de esmeril. El orificio debe tener un diámetro de 1/8 a 1/4 pulg, y de ser de una longitud igual a dos veces el diámetro.

Los bordes del orificio deben tener un radio adecuado, tangente a la pared del conducto para agua y estará libre de rebabas e irregularidades. Cuando se requieren más de una derivación u orificio en una sección dada para medición, se deben hacer conexiones separadas, con válvulas. En caso alterno, se deben proveer instrumentos separados.

Los orificios, múltiples no se deben conectar con un instrumento, excepto en los medidores, tales como los medidores de Venturi, en los cuales se hayan hecho las calibraciones necesarias en un instrumento de ese tipo.

Todas las conexiones y conductos desde la toma de presión deben estar apretadas y herméticas. Estos conductos o tubos deben ser tan cortos y directos como sea posible. Para los conductos del tipo de tubo seco, se deben proveer drenajes y se debe formar una lazada de suficiente altura para evitar que el líquido bombeado entre en los conductos. Para los conductos del tipo de tubo húmedo, se deben proveer grifos de respiración (venteos) para descarga en cualquier punto alto del cuadro, a fin de que no se formen bolsas de aire en los tubos.

Todas las mangueras, tubos y conexiones para instrumentos, se deben probar a presión antes de la prueba, para comprobar que no hay filtraciones. Se pueden utilizar amortiguadores de pulsaciones en los conductos.

Si no se pueden satisfacer las condiciones anteriores en el punto de medición se recomienda instalar cuatro tomas de presión separadas, equiespaciadas en torno al tubo y que la presión o carga en esa

sección se considere como el promedio de los cuatro valores separados de ellas. Si las lecturas separadas muestran una diferencia en la presión estática que pudiere afectar la carga más allá de los límites contractuales, se corregirá la instalación o se determinará una tolerancia aceptable.

En la Figura 4.8, se ilustra las disposiciones para diversos tipos de instrumentos para utilizarse en las fórmulas para transformar las lecturas de los instrumentos en pies del líquido bombeado, para expresar la lectura de carga en el instrumento como la elevación sobre una línea de referencia común y para corregir las fórmulas según la carga de velocidad existente en los tubos de succión y descarga.

La línea de referencia se considera como la línea de centro de la bomba para bombas horizontales y como el ojo de entrada del impelente para las bombas verticales.

Los instrumentos, cuando sea posible, son manómetros de agua; para presiones altas son manómetros de mercurio, tubos de Bourdon, transductores de presión o probadores de peso muerto. Cuando se utilizan manómetros de agua, se debe tener cuidado para evitar los errores debidos a las diferencias en las temperaturas del agua en el manómetro y la del agua en la bomba.

Definiciones y símbolos utilizados para la medición de la carga. Los símbolos utilizados en esta sección para expresar y calcular la carga son los utilizados en el ASME Power Test Code y en Hydraulic Institute Standards. Los siguientes símbolos y sus explicaciones y definiciones se aplican a la Figura 4.8, cuando los efectos de la temperatura son insignificantes.

$H$  = carga total o carga dinámica en pies, es la medida del aumento en la energía por libra de líquido impartido al líquido por la bomba y, por tanto, es la diferencia algebraica entre la carga total de descarga y la alzada total de succión ( $H = h_d - h_s$ ). Las cantidades de  $h_d$  y  $h_s$ , son negativas si los valores correspondientes a la elevación de la línea de referencia son inferiores a la presión atmosférica.

$H_{gd}$  = lectura del manómetro de descarga, pies de agua

$H_{gs}$  = lectura del manómetro de succión, pies de agua

Estos manómetros pueden ser manómetros de agua de lectura directa o una conversión de manómetros de mercurio o de manómetro calibrado del tipo Bourdon.

$Z_d$  = elevación del manómetro de descarga, cero encima de la elevación de la línea de referencia, pies

$Z_s$  = elevación del manómetro de succión, cero encima de la elevación de la línea de referencia, pies

Las cantidades  $Z_d$  y  $Z_s$ , son negativas si el cero del manómetro está debajo de la elevación de la línea de referencia.

$Y_d$  = elevación de la conexión del manómetro de descarga con el tubo descarga, encima de la elevación de la línea de referencia, pies

$Y_s$  = elevación de la conexión del manómetro de succión con el tubo de succión, encima de la elevación de la línea de referencia, pies

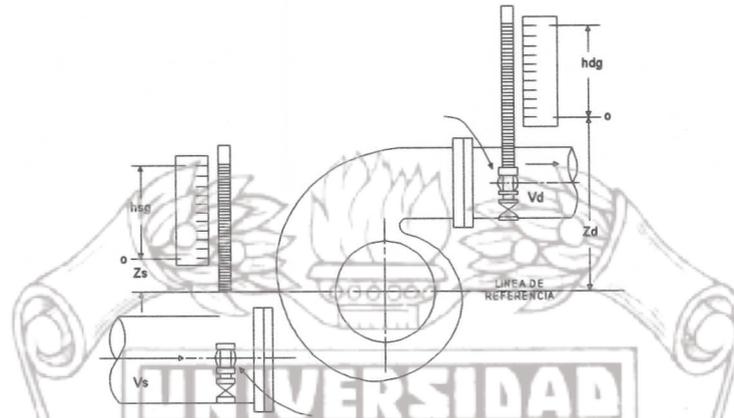


Figura 4.8

Las cantidades  $Y_d$  y  $Y_s$  son negativas si la conexión del manómetro con el tubo está debajo de la elevación de la línea de referencia.

$V_d$  = velocidad promedio del agua en el tubo de descarga en la conexión del manómetro de descarga, pies/seg.

$V_s$  = velocidad promedio del agua en el tubo de succión en la conexión del manómetro de succión, pies/seg.

$h_d$  = carga total de descarga, encima de la presión atmosférica a la elevación de la línea de referencia, pies.

$h_s$  = carga total de succión, encima de la presión atmosférica a la elevación de la línea de referencia, pies.

$h_{vs}$  = carga de velocidad en tubo de succión ( $V_s^2 / 2g$ )

$h_{vd}$  = carga de velocidad en tubo de descarga ( $V_d^2 / 2g$ )

$NPSHA$  = carga positiva neta de succión disponible, es la altura total de succión en pies de líquido absoluto, determinada en la boquilla de succión y referida a la línea de referencia, menos la presión de vapor absoluta del líquido, en pies de líquido bombeado ( $NPSHA = h_a - H_{vpa} + h_s$ )

$h_{sa}$  = carga total de succión absoluta ( $h_a + h_s$ )

$H_{vpa}$  = presión de vapor del líquido, pies absolutos

$h_a$  = presión atmosférica, pies absolutos

Medición de la carga por medio de manómetro de agua. La Figura 4.8 citada indica una disposición de bomba centrífuga para medición de carga en condiciones en las cuales la ubicación de los manómetros puede ser encima o debajo de la presión atmosférica, como se indica.

La presión en la conexión a del manómetro está encima de la presión atmosférica con el tubo de descarga o succión y el manómetro correspondiente llenos por completo con agua, como se ilustra, se aplican las siguientes ecuaciones:

$$h_d = +h_{gd} + Z_d + \frac{V_d^2}{2g} \quad (4.9)$$

$$h_s = +h_{gs} + Z_s + \frac{V_s^2}{2g} \quad (4.10)$$

*Nota 1:* La palabra agua se utiliza para representar el líquido que se bombea. Las provisiones son aplicables para el bombeo de otros líquidos, tales como petróleo o aceites, siempre y cuando los manómetros y tubos de conexión contengan el líquido que se bombea.

*Nota 2:* Si el tubo de conexión está lleno con aire, hay que vaciarlo antes de tomar la lectura. No se puede usar agua en el tubo U si, ya sea,  $h_{gd}$  o  $h_{gs}$  excede de la altura del lazo ascendente.

**Medición de la potencia. General.** La potencia de entrada (caballaje) a la bomba se puede determinar con uno de los siguientes métodos:

- Motor calibrado
- Dinamómetro de transmisión
- Dinamómetro de torsión

Como base para la mayoría de procedimientos de medición de potencia se utilizan los *Hydraulic Institute Standards*.

*Motor calibrado.* Cuando se va a determinar la potencia o caballaje de entrada a la bomba con el uso de un motor calibrado, las mediciones de la potencia se deben hacer en las terminales del motor, para excluir cualesquiera perdidas en la línea que puedan ocurrir en el tablero de control y el motor. Se deben obtener curvas certificadas de la calibración del motor. La calibración se debe efectuar en el motor específico para la prueba y no en una máquina similar. Esas calibraciones deben indicar el valor real de entrada y salida de eficiencia del motor y no hay algún método convencional para determinar una eficiencia arbitraria. Se deben usar medidores y transformadores calibrados, tipo de laboratorio para medir la entrada de potencia a todos los motores.

*Dinamómetros de transmisión.* El dinamómetro de transmisión o de reacción de torsión consiste en un motor eléctrico en dos apoyos con la carcasa y los devanados de campo en un grupo de cojinetes y el rotor en otro grupo, de modo que la carcasa esté libre para girar, pero este restringida por medio de algún dispositivo para aplicar peso o medir.

Cuando se va a determinar la entrada de potencia a la bomba con dinamómetro de transmisión, el dinamómetro sin carga y sin trabar se debe equilibrar, antes de la prueba, a la misma velocidad a la cual se va a efectuar la prueba. Las escalas se deben comprobar con pesas normales. Después de la prueba, se debe volver a comprobar el equilibrio para tener la seguridad de que no ha ocurrido ningún cambio. En caso de un cambio apreciable, se debe repetir la prueba. La medición exacta de la velocidad es esencial y no debe variar en más de uno por ciento en relación con la velocidad nominal de la bomba. La entrada de potencia se calcula como se describe en la sección 4.7.

*Dinamómetros de torsión.* El dinamómetro de torsión consiste en un tramo de eje cuya deformación torsional cuando gira a una velocidad dada y produce una torsión dada, se mide por algún método estándar. Cuando se va a determinar el cabalaje de entrada a la bomba con el dinamómetro de torsión, se debe hacer la calibración estática del dinamómetro sin carga, antes de la prueba, con la medición de la deflexión angular para una torsión dada.

El dinamómetro de torsión se debe calibrar dinámicamente antes y después de la prueba, a la velocidad nominal. El método mejor y más sencillo para ello, es utilizar la máquina motriz para suministrar la potencia y utilizar un método adecuado para aplicar carga a la máquina motriz en todo el rango de la bomba, a fin de obtener las calibraciones necesarias. La calibración del dinamómetro de torsión después de las pruebas de la bomba se debe quedar dentro de 0.5 % de la calibración original. Durante la prueba, la velocidad no variará más de 1 % en relación con la velocidad nominal de la bomba. La temperatura del dinamómetro de torsión debe estar dentro de 10°F de la temperatura cuando se hicieron las calibraciones dinámicas. Todas las calibraciones del dinamómetro de torsión las deben atestiguar y aprobar las partes.

En caso de existir una variación mayor a la antes indicada, se deben repetir las pruebas. Los cálculos de entrada de potencia se describen en la sección 4.7.

**Medición de la velocidad.** La velocidad de la bomba sometida a prueba se determina con uno de los siguientes métodos:

- Cuentarrevoluciones (manual o automático)
- Tacómetro
- Estroboscopio
- Contador electrónico

En todos los casos, el instrumento utilizado se debe calibrar antes de las pruebas para demostrar que producirá la lectura requerida de velocidad con la exactitud deseada. La exactitud aceptada suele ser de  $\pm 0.1\%$ . Si los cambios cíclicos en la velocidad ocasionan fluctuaciones de potencia, entonces se

deben tomar, en cuando menos, cinco lecturas a intervalos iguales de tiempo a fin de obtener una velocidad media satisfactoria para el punto de prueba.

## 4.7 REGISTROS

**Datos.** Existen quizá tantas formas de datos de prueba como laboratorios de pruebas. Cada una puede o no tener una ventaja para su aplicación particular. En la Figura 4.7 se muestra un formato para registrar los datos de prueba de una unidad de bombeo y su comportamiento.

Se deben anotar con cuidado el número de serie del fabricante, tipo, tamaño u otro medio de identificación de cada bomba y máquina motriz sometidos a prueba, a fin de evitar errores en su identificación. Se deben determinar las dimensiones y condiciones físicas, no sólo de la máquina sino también de todas las partes correlativas de la instalación que puedan tener un reflejo importante en el resultado de una prueba.

Los métodos normales sugieren que una corrida de prueba se haga en las condiciones nominales o lo más cerca posible de ellas y que, por lo menos, se hagan tres pruebas dentro del rango especificado de cargas.

**Trazado de los resultados de la prueba.** Al trazar las curvas con los resultados de la prueba, se debe tener presente que cualquier punto puede tener un error, pero que todos los puntos deben establecer una tendencia.

Salvo que se introduzca un factor externo que ocasione un cambio abrupto, se puede trazar una curva suave para todos los puntos trazados y no por necesidad para cada uno de ellos. La Figura 4.9 es una gráfica que muestra la determinación del comportamiento de la bomba con la carga total, entrada de potencia (hp) y eficiencia en porcentaje todas trazadas en la misma gráfica y la capacidad es la abscisa de las curvas.

**Informes.** En algunos casos, de acuerdo con el contrato, se puede expedir un informe preliminar. Pero, todo lo que se suele exigir es un informe oficial o final.

En las pruebas en fábrica de la bombas pequeñas, el registro y los resultados trazados de la prueba forman la totalidad del informe. En bombas de tamaño grande, los informes son cada vez más complejos. Cuando se utilizan pruebas del modelo, el informe final incluye un registro completo de todos los convenios, inspecciones, personal, datos de calibración, cálculos de muestra, tabulaciones, descripciones, comentarios, etc.

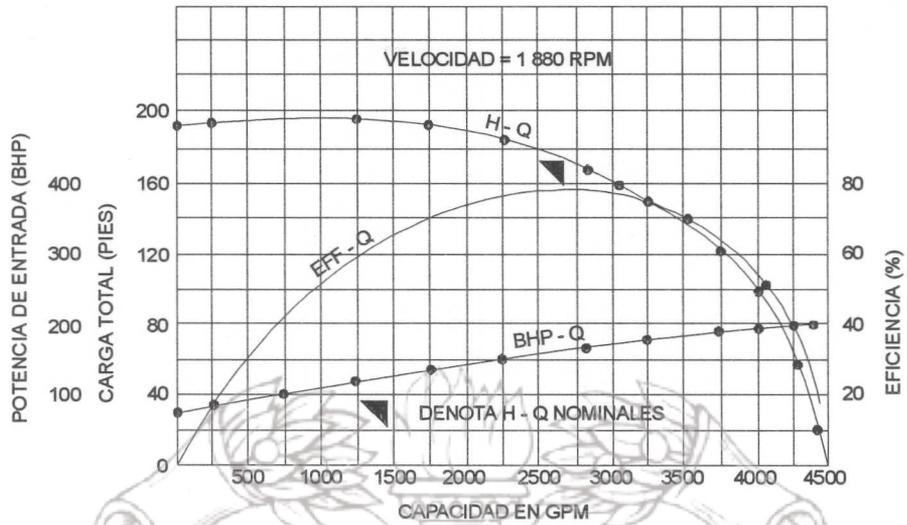


Figura 4.9 Trazado de comportamiento de la bomba.





## CONCLUSIONES

Los fundamentos del diseño de bombas han permanecido sin cambios en las décadas pasadas. El diseño básico de impulsores, de volutas, y difusores; las formas de las curvas de comportamiento; y las características de operación de las bombas han variado muy levemente. Sin embargo las consecuencias de malas aplicaciones de las bombas (configuraciones apropiadas, materiales pobres, tamaños incorrectos de bombas, o bombas operando muy lejos de su punto de máxima eficiencia) son ahora mucho más significantes que en la antigüedad. Las razones de este hecho es que la energía es mucho más cara, el costo de mantenimiento ha aumentado, y los tiempos de paros en la producción son mas altamente costosos que en épocas anteriores.

Lo anterior no significa que no haya habido aspectos nuevos en la tecnología de las bombas. Un mejor entendimiento de la velocidad específica de succión y de las cargas hidráulicas sobre las flechas han contribuido significativamente en confiabilidad de las bombas. Ha habido un gran número de aciertos en las técnicas de manufactura que han resultado en bombas de alta calidad y más durables.

Actualmente las bombas son confiables y capaces de manejar líquidos altamente corrosivos y abrasivos, con costos más bajos que en el pasado. Existen además mejores diseños de empaquetaduras y sellos mecánicos en cuanto a materiales y tipos.

Estos son algunos de los avances en la tecnología de bombas consideradas en este trabajo que también tiene la finalidad de ayudar en la óptima selección de las bombas para el ahorro energético, la integridad mecánica y la mejora del medio ambiente.

La adecuada selección de una bomba contribuye directamente a los campos de la instalación, operación y mantenimiento de las bombas en forma positiva, desde que son considerados como un aspecto primordial en la selección.



## BIBLIOGRAFIA

- Azevedo, J.M. Manual de Hidráulica  
Harla, 1976
- Baumeister, T.E. Marks. Manual del Ingeniero Mecánico.  
Mc Graw Hill 1987.
- Bertin, J.J. Mecánica de Fluidos para Ingenieros  
Prentice Hall, 1986
- C.F.E./ I.I.E. Manual de Diseño de Obras Civiles  
C.F.E / I.I.E. 1983
- Crane Flow of Fluids Technical Paper 410.  
Mc Graw Hill, 1989
- CNA Manual de Diseño de Agua Potable, Alcantarillado y Saneamiento  
Diseño de Instalaciones Mecánicas y Selección de Equipo Mecánico.  
Libro V 4.1 Tomo II Comisión Nacional del Agua, Septiembre 1994
- Daily, J. Dinámica de los Fluidos  
Trillas, 1982
- Fox, R. Introducción a la Mecánica de Fluidos  
Mc Graw Hill, 1995
- French, R. Hidráulica de Canales Abiertos  
Mc Graw Hill, 1988
- Gerhart, P. Fundamentos de Mecánica de Fluidos  
Addison-Wesley Iberoamericana, 1995
- Giles, V.R. Mecánica de Fluidos e Hidráulica  
Mc Graw Hill, 1985
- Goulds Pump Inc. Goulds Pump Manual GPM5  
Goulds Pumps, Inc. 1998
- Greene, Richard W. Válvulas: Selección, Uso y Mantenimiento.  
Mc Graw Hill, 1989
- Hydraulic Institute Standars of Hydraulic Institute.  
14ª Edición
- Karassik, I.J. Bombas Centrifugas: Seleccin, Operación y Mantenimiento  
Cecsa, 1989
- Karassik, I.J. Manual de Bombas  
Mc Graw Hill, 1995
- King, H. Hidráulica  
Trillas, 1981



- Linsley Ingeniería de los Recursos Hidráulicos  
Cecsa, 1989
- Mc Naughton, Kenneth Bombas: Selección, Uso y Mantenimiento.  
Mc Graw Hill, 1989
- Mancebo Del C.U. Teoría del Golpe de Ariete y sus Aplicaciones en Ingria. Hidráulica  
Limusa, 1992
- Mataix, C. Mecánica de los Fluidos y Máquinas Hidráulicas  
Harla, 1982
- Nelson, W. E. Chemical Processing  
July 1995
- Nolte, Claude B. Optimum Pipe Size Selection  
Trans Tech Publications, 1978
- Russell, G. Hidráulica  
Cecsa, 1984
- Shames, I.H. Mecánica de Fluidos  
Mc Graw Hill, 1995
- Sotelo, A.G. Hidráulica General  
Limusa, 1996
- Streeter & Wylie Mecánica de los Fluidos e Hidráulica  
Mc Graw Hill, 1985
- Tamayo y Tamayo, Mario. Metodología Formal de la Investigación Científica.  
Limusa, 1996.
- Trueba, Coronel S. Hidráulica  
Cecsa, 1992
- Ven Te, Chow Hidráulica de Canales Abiertos  
Diana, 1994
- Viejo Zubicaray, M. Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones  
Limusa, 1977
- Volk ,Michael W. 1996 Pump Characteristics and Applications.  
Marcel Dekker Inc.
- White, F.M. Mecánica de Fluidos  
Mc Graw Hill, 1994

