



# MANUAL DE OPTIMIZACIÓN DE SISTEMAS DE BOMBEO

OCTUBRE DE 2018



Eficiencia Energética  
Industrial en Colombia

# MANUAL DE OPTIMIZACIÓN DE SISTEMAS DE BOMBEO

OCTUBRE DE 2018

## DERECHOS Y PERMISOS

Copyright © Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial, 2018

Todos los derechos de uso y reproducción total o parcial de esta publicación quedan reservados. Se permitirá la reproducción parcial o total del documento cuando esta se realice para fines académicos sin propósitos comerciales o de beneficio o reconocimiento individual.

Así mismo, cualquier uso total o parcial para adaptaciones o traducciones del contenido del presente documento, deberá con la autorización explícita de UPME y ONUDI. Se debe autorizar en cada caso la autorización de reproducción a la ONUDI, dirigida a Marco Matteini, [M.Matteini@unido.org](mailto:M.Matteini@unido.org)

Vienna International Centre  
P.O. Box 300  
1400 Viena, Austria  
Tel.: +43 1 26026 4583  
Fax: +43 1 26026 6803  
Correo electrónico: [M. Matteini@unido.org](mailto:M. Matteini@unido.org)



## PRÓLOGO

La energía es un prerequisite fundamental para el desarrollo y la actividad económica. Es evidente, sin embargo, que los patrones de suministro y consumo de energía actual son ambientalmente insostenibles y deben ser mejorados. El mandato de la ONUDI de promover el Desarrollo Industrial Sostenible e Inclusivo (ISID, por sus siglas en inglés), entre otros, consiste en desacoplar el desarrollo industrial del uso de recursos de manera insostenible y sus impactos negativos ambientales asociados. A través del ISID, la ONUDI también se alinea con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) – incluido el ODS 9 (“Construir infraestructura resiliente, promover la industrialización inclusiva y sostenible, y fomentar la innovación”) y el ODS 7 (“Garantizar el acceso a servicios asequibles, confiables y sostenibles y energía moderna para todos”).



A medida que el mundo en desarrollo se embarca gradualmente en el crecimiento industrial y la participación en el comercio mundial, el aumento de los costos de la energía y el considerable aumento previsto en la demanda de energía hacen que la eficiencia energética sea una prioridad definida. Por un lado, la eficiencia energética tiene sentido comercial, ya que conlleva ahorros de costes y mejoras al optimizar el uso de los recursos y reducir la generación de residuos o desechos. Por otro lado, la eficiencia energética contribuye a mitigar el impacto negativo del uso y consumo de energía en el medioambiente, tanto a nivel local como global; un enfoque más consciente de los recursos permite que se haga más con menos. Entre otros beneficios, la eficiencia energética conduce a un mejor desempeño energético, mayor fiabilidad operativa, fortalecimiento de la seguridad del suministro y la reducción de la volatilidad del precio de la energía.

La industria es responsable de alrededor de un tercio de las emisiones globales de CO<sub>2</sub>. Si el mundo propende por los objetivos de mitigación del cambio climático establecidos por la comunidad internacional, la industria requerirá aumentar sustancialmente su eficiencia energética, y cambiar progresivamente a tecnologías de bajo carbono y de bajas emisiones, incluidas las fuentes de energía renovables.

La ONUDI proporciona una variedad de herramientas para abordar el desafío inmediato de implementar las mejores políticas, tecnologías y prácticas disponibles para la eficiencia energética industrial a través de intercambio o transferencia de conocimientos, desarrollo de capacidades, demostraciones, inversiones y asociaciones o alianzas.

La ONUDI ayuda a aumentar el potencial comercial de la industria introduciendo y mejorando las prácticas de gestión de la energía y sus métodos de contabilidad. El presente Manual para la evaluación y optimización de sistemas de bombeo industriales, busca proporcionar dirección y apoyo a las empresas tratando de optimizar sus sistemas de bombeo existentes y ser un recurso de conocimiento adicional para proveedores de servicios de eficiencia energética industrial.





## RECONOCIMIENTOS

La presente edición es un producto del programa 5828 GEF/UPME/ONUDI para la “Promoción de la Eficiencia Energética Industrial en las industrias colombianas” – EEI Colombia, y es posible gracias a los recursos donados por el Fondo para el Medio Ambiente Mundial – FMMA (GEF, por sus siglas en inglés).

Su contenido incluye pequeños ajustes a la traducción al español del documento originalmente desarrollado por el programa EEI de ONUDI en inglés, para reflejar condiciones particulares del contexto colombiano.

El documento original ha sido desarrollado por el programa de Eficiencia Energética Industrial de ONUDI, bajo la autoría de Gunnar Hovstadius, Gunnar Hovstadius Consulting, LLC y Steven Bolles, Process Energy Services, LLC, con las contribuciones de Aimee McKane, del Lawrence Berkeley National Laboratory, Vestal Tutterow, de Alliance to Save Energy, así mismo la facilitación de material por parte de Laboratorio Nacional de Oak Ridge, Hydraulic Institute, Pumps and Pumping, Skeet Arasmith, ACR Publications y Centrifugal Pumps, Karassik, McGuire, Kluwer Academic Publishers y Casada y Diagnostic Solutions LLC.

La traducción al español fue realizada por María Palma y revisada por Carlo Marcelo Hernández.



## EXENCIÓN DE RESPONSABILIDAD

Las opiniones aquí expresadas son exclusiva responsabilidad de sus autores, y no expresan la opinión y/o posición institucional de ONUDI, UPME o FMAM sobre los temas tratados.

Cualquier alusión gráfica o escrita a nombres comerciales de organismos o individuos no implica ni un aval, preferencia o recomendación de ONUDI, UPME o FMAM respecto marcas, productos o servicios ofrecidos por dichas personas.

Ni UPME ni ONUDI, así como ni los autores y ni el personal del programa EEI Colombia asumen responsabilidad legal alguna por la interpretación y uso que se le dé al contenido del presente documento.

MINISTERIO DE MINAS Y ENERGÍA

María Fernanda Suárez Londoño  
Ministra

Alonso Mayelo Cardona Delgado  
Viceministro de Energía

UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA

Ricardo Ramírez Carrero  
Director General

Carlos García Botero  
Subdirector de Demanda

Olga Victoria González González  
Asesora Subdirección de Demanda

Jonathan David Sanchez Rippe  
Profesional especializado Subdirección de Demanda

ORGANIZACION DE LAS NACIONES UNIDAS PARA EL DESARROLLO INDUSTRIAL

Marco Matteini  
Industrial Development Officer (Oficial de Desarrollo Industrial)

Johannes Dobinger  
Representante - Oficina para Colombia, Guyana, Perú y Surinam

EQUIPO DEL PROGRAMA EEI COLOMBIA

Ricardo Baquero Vergara  
Coordinador Técnico Nacional

Ulises Patiño Hernández  
Coordinador Capacitaciones en Optimización de Sistemas de Uso Final de la Energía

## ÍNDICE

RECONOCIMIENTOS	5
OBJETIVOS DE APRENDIZAJE	13
OPTIMIZACIÓN Y PRESELECCIÓN DE SISTEMAS DE BOMBEO	15
SISTEMAS DE BOMBEO Y DEMANDAS DEL PROCESO	21
TIPOS DE BOMBAS	27
PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE HIDRÁULICA	34
COMPRENDIENDO EL DESEMPEÑO DE LA BOMBA	45
MANTENIMIENTO Y CONFIABILIDAD DE LA BOMBA	56
USO DE LA ENERGÍA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO	70
MOTORES	84
MÉTODOS DE CONTROL DE SISTEMAS DE BOMBEO	91
INTRODUCCIÓN AL PROGRAMA PSAT	107
INTRODUCCIÓN A LA NORMA DE BOMBAS DE LA SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS MECÁNICOS (ASME)	110
INSPECCIÓN EN EL TERRENO Y RECOPIACIÓN DE DATOS	114
TRABAJAR CON LOS DATOS	137
PROBLEMA DE EJEMPLO	141
APÉNDICE A: HOJA DE PRESELECCIÓN	145
APÉNDICE B: MANUAL DEL PSAT	146



El Manual de Optimización de Sistemas de Bombeo (OSB) se elaboró para que sirva como referencia y recurso adicional en el marco de las capacitaciones en OSB del programa de eficiencia energética industrial de la UPME y ONUDI en Colombia – EEI Colombia.

Este Manual de capacitación abarca el funcionamiento de sistemas de bombeo, incluyendo el suministro de electricidad, el subsistema motor/bomba y el subsistema mecánico hasta llegar a los usos de los fluidos en el proceso industrial. En el Manual se describe cada una de las áreas detalladamente y se identifican los parámetros críticos y de importancia, así como las mediciones y otros elementos que deben tenerse en cuenta para emprender la evaluación energética de los sistemas de bombeo de una planta usando un “enfoque sistémico”. Además, identifica las oportunidades de mejora del rendimiento para todas las áreas anteriormente mencionadas, a fin de lograr la optimización del sistema de bombeo en su conjunto.

Es importante que todo análisis de los niveles de los sistemas de bombeo tenga en cuenta las leyes fundamentales de la física. La mayoría de las veces, no es fácil realizar estos análisis manualmente, de manera que el usuario tiene que modelar estas aplicaciones en alguna de las herramientas informáticas existentes. El uso de herramientas informáticas se está haciendo cada vez más común, a medida que la industria se va equipando con sistemas de obtención de datos en “tiempo real” y con paneles de control que permiten modelar y analizar los sistemas de bombeo. Es conveniente que las metodologías que se empleen para analizar sistemas de bombeo se basen en el “enfoque sistémico” y en sólidos principios de ingeniería. Los sistemas para impulsar fluidos pueden ser modelados usando las herramientas informáticas desarrolladas o patrocinadas por el Departamento de energía de los Estados Unidos para evaluación de sistemas de motores (PSAT y las calculadoras de la Oficina de Manufactura Avanzada del Departamento de Energía de los Estados Unidos, entre otras). Estas herramientas sirven para cuantificar los ahorros energéticos y de costos de los proyectos, y constituyen una plataforma excelente para los usuarios de sistemas de bombeo. En el Manual se presentan algunas de estas herramientas informáticas.

De modo general, este Manual de capacitación brinda una metodología sencilla de optimización de sistemas de bombeo industriales, que se basa en un “enfoque sistémico”, y ofrece a los expertos ejemplos simples y problemas tipo para que pongan a prueba sus conocimientos a medida que van avanzando en las distintas secciones.

Este manual NO ha sido concebido para reemplazar al Curso de capacitación de expertos con presencia en el aula y en una instalación, y a cargo de un profesor. No obstante, puede usarse para la formación de usuarios finales y consultores de energía, a fin de capacitarlos en la evaluación y optimización de los sistemas de bombeo. El único objetivo del manual consiste en identificar, cuantificar y posibilitar ahorros de energía y de costos, a través de la operación correcta y los controles apropiados, del mantenimiento del sistema, del uso correcto de los sistemas de bombeo y los fluidos impulsados en los procesos y de la aplicación de tecnologías acordes con el estado actual de los avances en los sistemas de bombeo industriales.





## OBJETIVOS DE APRENDIZAJE

### OBJETIVOS GENERALES DE APRENDIZAJE DEL CURSO DE SISTEMAS DE BOMBEO

El objetivo del curso es que los y las participantes logren comprender los elementos generales de los sistemas de bombeo, para que sean capaces de:

1. Comprender la importancia del costo del ciclo de vida
2. Saber qué es lo que hay que mirar cuando se hace la preselección de los sistemas de bombeo
3. Comprender el enfoque sistémico aplicado a la evaluación de sistemas de bombeo
4. Definir los requisitos del sistema
5. Evaluar la diferencia entre los parámetros de diseño y las condiciones operativas reales
6. Lograr una comprensión básica de los distintos tipos de bombas
7. Comprender las nociones fundamentales de la hidráulica
8. Saber cómo se determinan las pérdidas de cabeza por fricción (para tuberías y componentes), la cabeza estática y la carga de velocidad
9. Graficar curvas del sistema
10. Comprender las curvas de cabeza, eficiencia y potencia de la bomba y las leyes de afinidad
11. Comprender cómo funcionan las bombas en paralelo y en serie
12. Identificar los cargos básicos que componen la factura de electricidad y saber calcular ahorros energéticos en bombas
13. Comprender el efecto de la velocidad del motor sobre el desempeño de la bomba
14. Comprender cómo la eficiencia de la bomba se ve afectada por la velocidad de la bomba en los sistemas de cabeza estática alta y en todos los sistemas friccionales
15. Prepararse para tomar mediciones en el terreno
16. Identificar los datos de la placa de características de la bomba y del motor
17. Saber cómo organizar los datos y empezar a evaluar las mejoras de optimización de las bombas
18. Graficar la curva del sistema a partir de los datos obtenidos en las mediciones de presión y caudal
19. Comprender la herramienta informática de evaluación de sistemas de bombeo (PSAT) del Departamento de Energía de los Estados Unidos y los ejemplos que se presentan

## DEFINICIÓN DE LA OPTIMIZACIÓN DE SISTEMAS DE BOMBEO

Instrucciones: Antes de empezar el curso, defina en una oración los siguientes conceptos:

La «optimización de sistemas de bombeo» es:

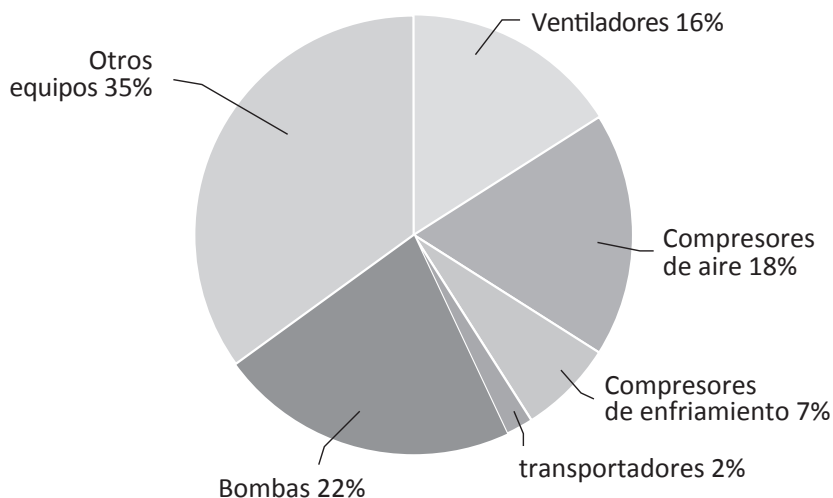
El costo del ciclo de vida es:

# OPTIMIZACIÓN Y PRESELECCIÓN DE SISTEMAS DE BOMBEO

## PRINCIPIOS GENERALES

La Comisión Europea realizó unos estudios que comprobaron que los sistemas de bombeo representan aproximadamente el 22% de la demanda energética de los motores eléctricos de todo el mundo, como se observa en la figura 1.1.

Figura 1.1 Componentes del sistema



Debido a la gran cantidad de energía que consumen las bombas, los sistemas de bombeo son un excelente candidato para generar ahorros energéticos. De la energía que se usa para bombear, aproximadamente el 75% corresponde a bombas centrífugas y el 25% restante a bombas de desplazamiento positivo.

A lo largo de los años, las bombas han ido mejorando su desempeño gracias a un diseño optimizado y al uso de mejores técnicas de fabricación. No obstante, la eficiencia de las bombas centrífugas sigue dependiendo en gran medida del lugar de la curva en la que se las opera. En el caso de las bombas que no se operan respetando los requisitos del sistema, siempre hay una posibilidad de ahorrar energía optimizando el sistema.

## COSTOS DEL CICLO DE VIDA

La optimización de los sistemas de bombeo comienza con un examen detallado de todos los costos del sistema, para así evaluar el costo real del bombeo a lo largo de toda la vida útil del equipo. El precio inicial de compra de una bomba representa tan solo una pequeña parte del todo el costo del ciclo de vida de la misma, que incluye además el mantenimiento, el montaje, el tiempo de inactividad y los costos energéticos.

En el ejemplo a continuación, se compara el costo del ciclo de vida de una bomba con el costo operativo de un automóvil.

### EJEMPLO 1<sup>1</sup>:

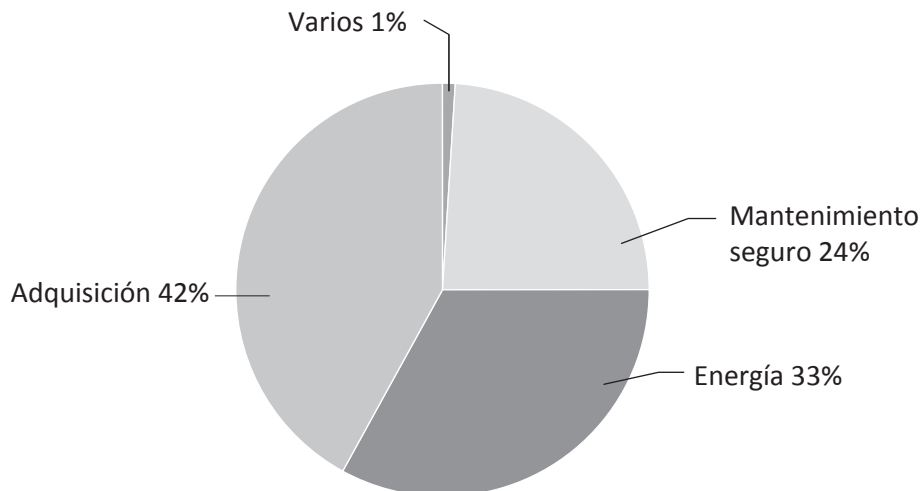
#### Análisis del costo del ciclo de vida de un auto

Los costos de un auto que hace 32.000 km/año durante diez años son los siguientes:

- Precio del combustible del primer año = 0,37 USD.
- Mantenimiento y seguro del primer año = 1.060,6 USD.
- Gastos extras del primer año = 53 USD.
- Tasa de descuento = 8%.
- Tasa de inflación de la energía = 10%.
- Tasa de inflación (otros rubros) = 4%.

Los costos se muestran en la figura 1.2:

**Figura 1.2** Síntesis de los costos del ciclo de vida de un automóvil



<sup>1</sup> Los ejemplos originales fueron desarrollados por los autores en la moneda Rand de Suráfrica y se han convertido a dólares estadounidenses para mejor comprensión del lector hispanoparlante. Aunque algunas de las variables involucradas pueden variar significativamente entre países, por ejemplo, el costo de la energía eléctrica o la tasa de inflación, el ejemplo original se mantiene.

Sobre la base de estos datos, el costo total del ciclo de vida de un auto es, a valores presentes de 2012 en análisis de caso en Sudáfrica, es de 28.637 USD

A continuación, aplicamos el mismo enfoque en un sistema de bombeo.

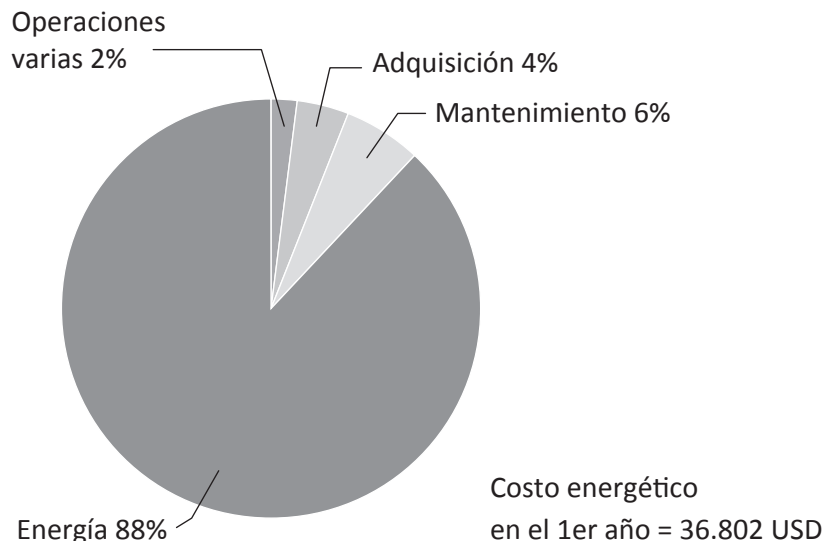
Análisis del costo del ciclo de vida de una bomba

En el caso de una bomba de 200 kW, los costos operativos son:

- La bomba opera 7.000 horas/año durante diez años.
- Precio de la electricidad del primer año = 2,7 cUSD/kWh (centavos de dólar norteamericano).
- Mantenimiento y seguro del primer año = 10.606 USD.
- Gastos extras del primer año = 1.606,6 USD USD.
- Tasa de descuento = 8%.
- Tasa de inflación de la energía = 5%.
- Tasa de inflación (otros rubros) = 4%.

Los costos se muestran en la figura 1.3:

**Figura 1.3** Síntesis de los costos del ciclo de vida de una bomba (7.000 horas)



En el caso de esta bomba, el costo total del ciclo de vida es de aproximadamente 429.557 USD (observe que se ha elegido un precio del combustible conservadoramente bajo y que se supuso que la tasa de inflación de la electricidad es apenas la mitad de la que se supuso para el combustible del auto).

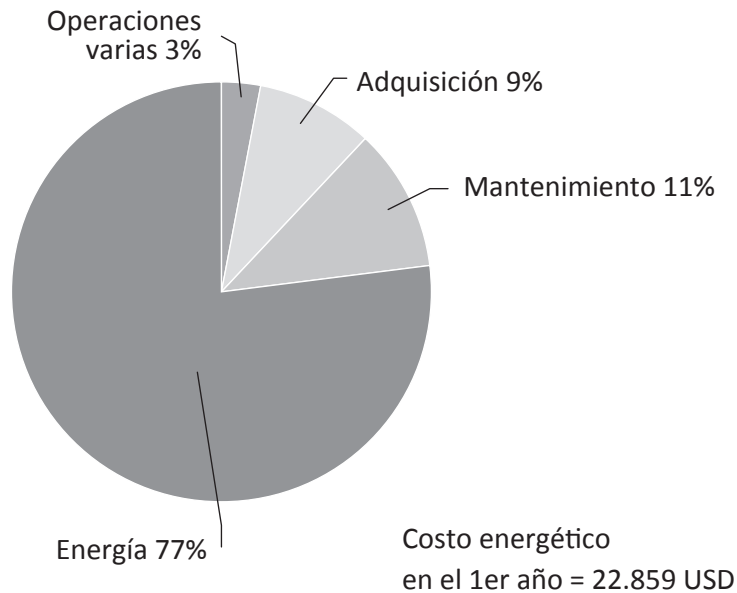
Si modificamos el ejemplo y reducimos la cantidad de horas que opera la bomba de 7.000 a solamente 4.380 horas, podemos estimar lo siguiente:

- La bomba opera 4.380 horas/año durante diez años.
- Precio de la electricidad del primer año = 2,7 cUSD/kWh.
- Mantenimiento y seguro del primer año = 2.651,6 USD.
- Gastos extras del primer año = 1.060,6 USD.
- Tasa de descuento = 8%.

- Tasa de inflación de la energía = 5%.
- Tasa de inflación (otros rubros) = 4% para el sistema de bombeo.
- Costo total del ciclo de vida a valores actuales = 259.326 USD.

Los costos se muestran en la figura 1.4:

**Figura 1.4** Síntesis de los costos del ciclo de vida de una bomba (4.380 horas)



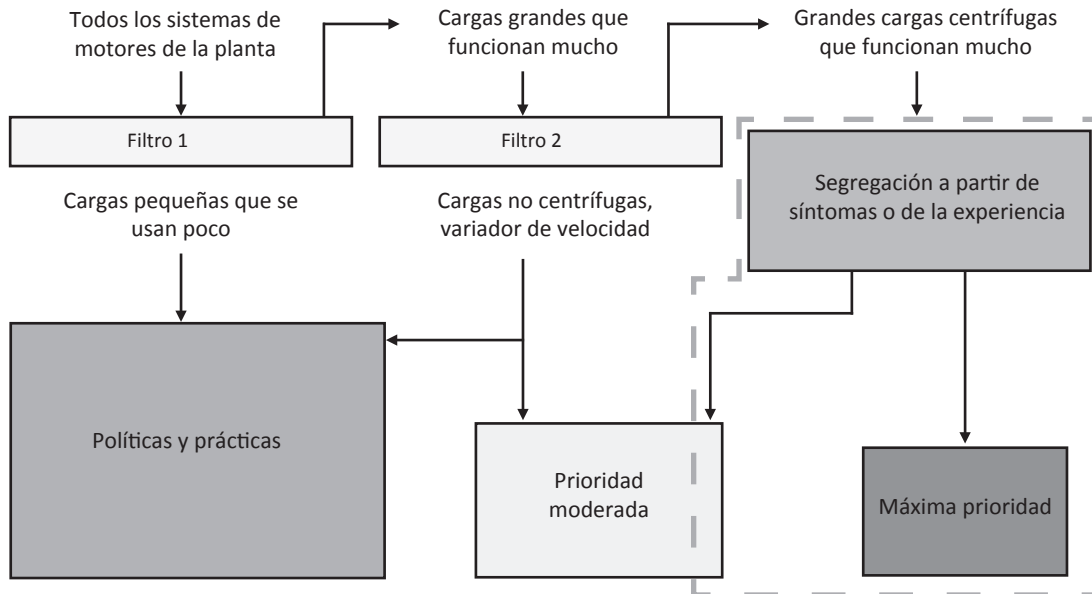
Incluso en el caso con menos horas de funcionamiento, el consumo de energía sigue siendo el costo más alto durante toda la vida útil de la bomba.

## PRESELECCIÓN

El programa de mejores prácticas del Departamento de Energía de los Estados Unidos propone una preselección en tres etapas y un enfoque de evaluación que incluye:

- Primera etapa basada en tamaño, tipo y tiempo de funcionamiento de la bomba.
- Segunda etapa con foco en el sistema, donde se determinan las oportunidades más significativas de ahorro energético.
- Tercera etapa: evaluar las oportunidades y cuantificar los ahorros potenciales.

En la figura 1.5, puede observarse que las cargas centrífugas más importantes y con muchas horas de funcionamiento son las que ofrecen mayores oportunidades.

**Figura 1.5** Diagrama de flujo de la preselección

Hay cuatro causas habituales por las que el desempeño de los sistemas de bombeo no está optimizado:

- Los componentes montados son ineficientes para las condiciones operativas habituales.
- La eficiencia de los componentes del sistema de bombeo se degradó.
- Se opera con más caudal o más cabeza que los que el sistema necesita.
- Se opera la bomba en momentos en que el sistema no lo necesita.

Estas cuatro situaciones distintas pueden identificarse a través de la aparición de los siguientes síntomas, que indican, además, la presencia de oportunidades de mejora del sistema de bombeo.

- Válvulas reguladoras cerradas para control de flujo.
- Líneas de recirculación (by-pass) normalmente abiertas.
- Sistema con varias bombas en paralelo siempre operando en la misma cantidad.
- Operación constante de una bomba en procesos por lote.
- Ruido de cavitación (en la bomba o en otros lugares del sistema).
- El sistema necesita mucho mantenimiento.
- Sistemas que cambiaron de función.

El apéndice A contiene una hoja de cálculo con un ejemplo de preselección.



## PUNTOS DESTACADOS

Los puntos destacados del capítulo son:

- La optimización del sistema de bombeo comienza con el reconocimiento de la importancia del costo del ciclo de vida.
- La preselección es una herramienta muy útil para identificar los sistemas de bombeo que presentan las oportunidades de ahorro más importantes.

# 2

## SISTEMAS DE BOMBEO Y DEMANDAS DEL PROCESO

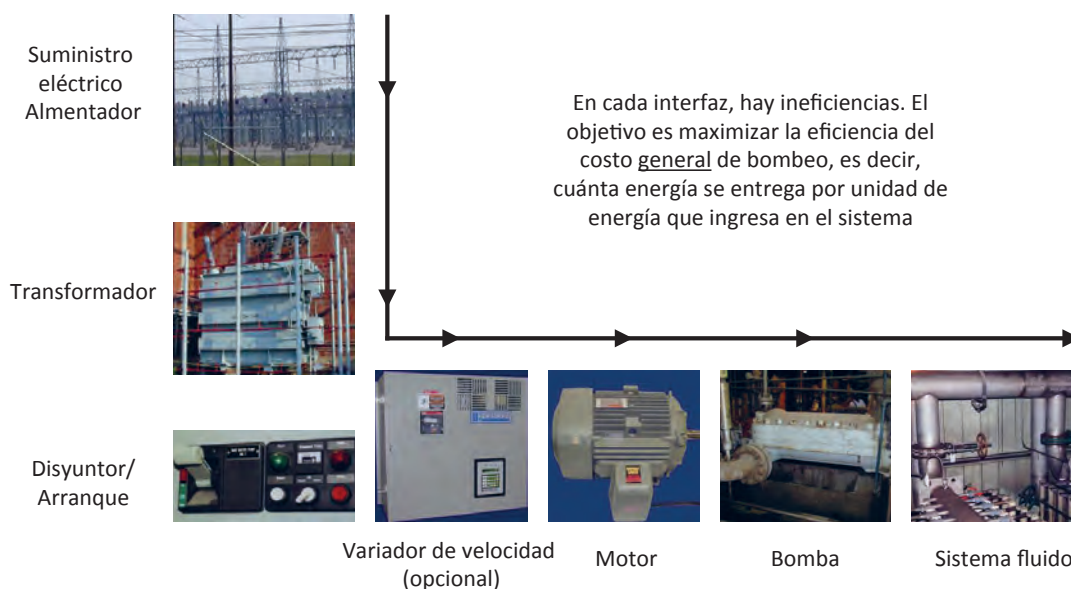
### PRINCIPIOS GENERALES

Todos los componentes de un sistema de bombeo están conectados entre sí e interactúan con la bomba. Esto incluye a componentes como los dispositivos de accionamiento y control de la bomba, las tuberías y todos los otros componentes por los que pasa el fluido, por ejemplo, válvulas e intercambiadores de calor.

Es importante entender la interdependencia que existe entre los distintos componentes de un sistema de bombeo. Esto quiere decir que cualquier cambio en un componente va a impactar sobre los otros componentes del sistema, por lo que no se los puede tratar individualmente.

En los sistemas complejos, es necesario contar con un gráfico del sistema que contenga todas las partes del mismo, como se ilustra en la figura 2.1.

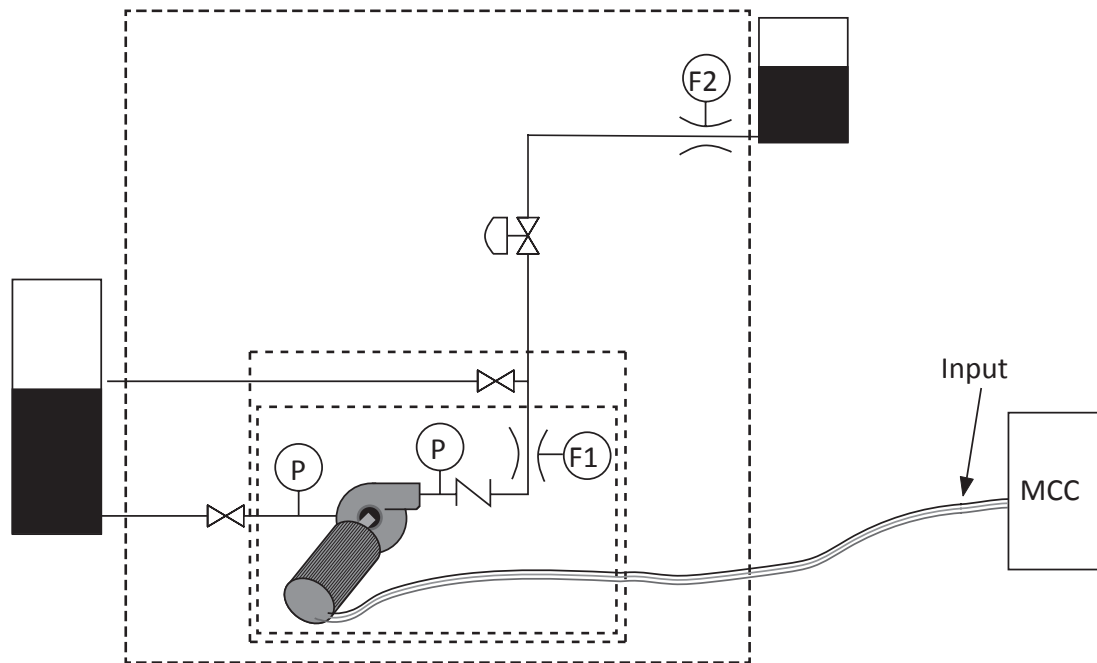
Figura 2.1 Componentes del sistema



## LÍMITES DEL SISTEMA

En la figura 2.2, puede apreciarse la importancia de determinar correctamente los límites del sistema. En este caso, se observa un sistema simple que bombea el líquido desde un tanque a otro colocado más arriba. El sistema cuenta con una línea de recirculación, dos caudalímetros (F) y sensores de presión (P). La eficiencia del sistema varía considerablemente según cuáles sean los límites que se consideran. En este caso, se recomienda usar el recuadro mayor para definir el sistema.

**Figura 2.2** Tres posibles límites del sistema para un sistema simple



## DEMANDAS DEL PROCESO

Cuando se optimizan sistemas de fluidos, es esencial entender cómo varían los requisitos del caudal a lo largo del tiempo. Es muy común que los sistemas de bombeo se sobrediseñen, es decir, que sean capaces de entregar más caudal o cabeza que los que el proceso necesita. Las razones por las que esto pasa son varias, pero por lo general, los sistemas se diseñan para «necesidades futuras», es decir, pensando que las necesidades del sistema van a aumentar, o bien se diseñan para requisitos más grandes «por si acaso». Los sistemas con bombas sobrediseñadas tienen pérdidas excesivas y consumen mucha electricidad, por lo que hay que evitarlos.

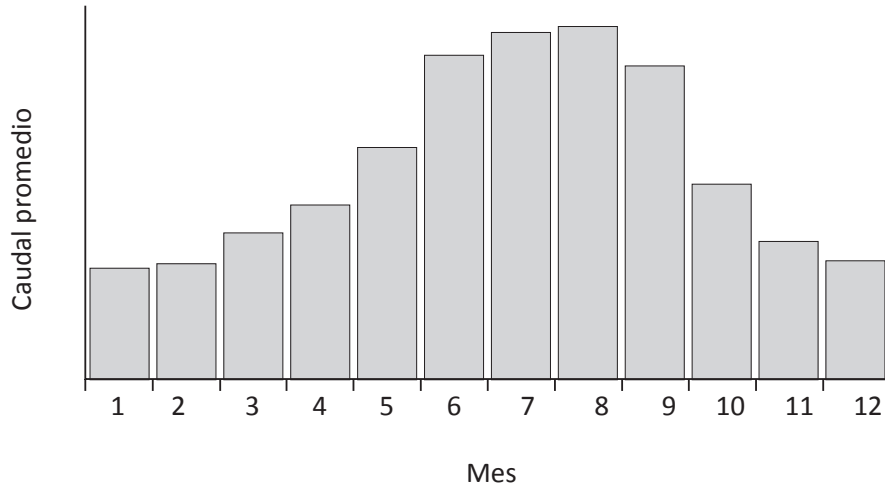
## REQUISITOS DE CAUDAL CONSTANTE

En algunos sistemas, se necesita un caudal constante. En otros, un caudal variable. En el caso de los sistemas que necesitan un caudal constante, la solución es bastante simple. Hay que diseñar el sistema de bombeo para que entregue lo que se necesita y nada más. Si en el futuro se desea hacer una expansión que requiere un caudal más grande, se puede reemplazar el impulsor por uno más grande.

## REQUISITOS DE CAUDAL VARIABLE

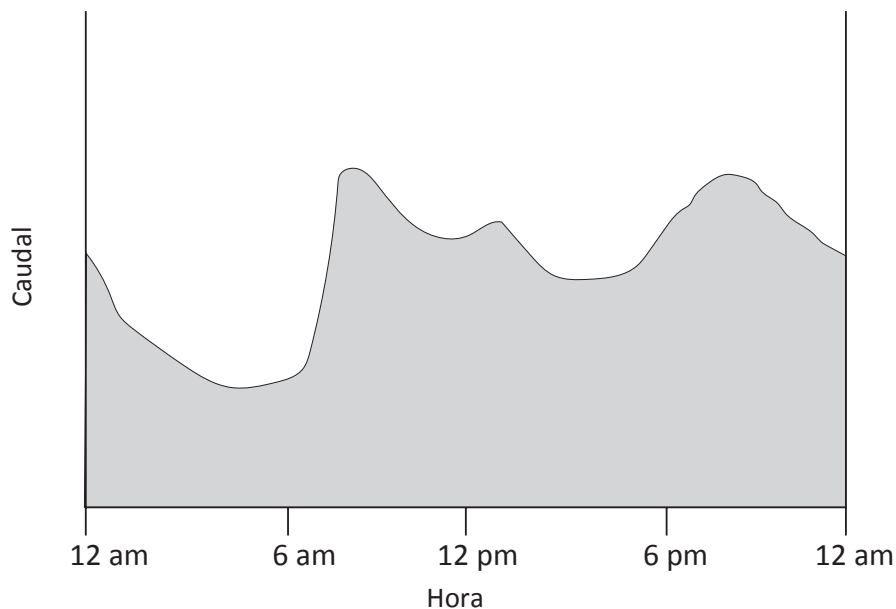
En el caso de los sistemas que necesitan un caudal variable, la solución es más complicada. Algunos ejemplos de sistemas con demandas variables de caudal son: cargas estacionales (agua refrigerada, agua de torres de enfriamiento, etc.), procesos industriales con producción variable, sistemas de agua potable y de aguas residuales, etc. Esto se ilustra en la figura 2.3.

**Figura 2.3** Ejemplo de variación anual de la demanda de caudal



La primera tarea es obtener una estimación de la variación. En el caso de los sistemas existentes, hay que medir la variación durante un período determinado. En las figuras 2.3 y 2.4, se observan dos formas de representar la demanda.

**Figura 2.4** Ejemplo de variación diaria de la demanda de caudal



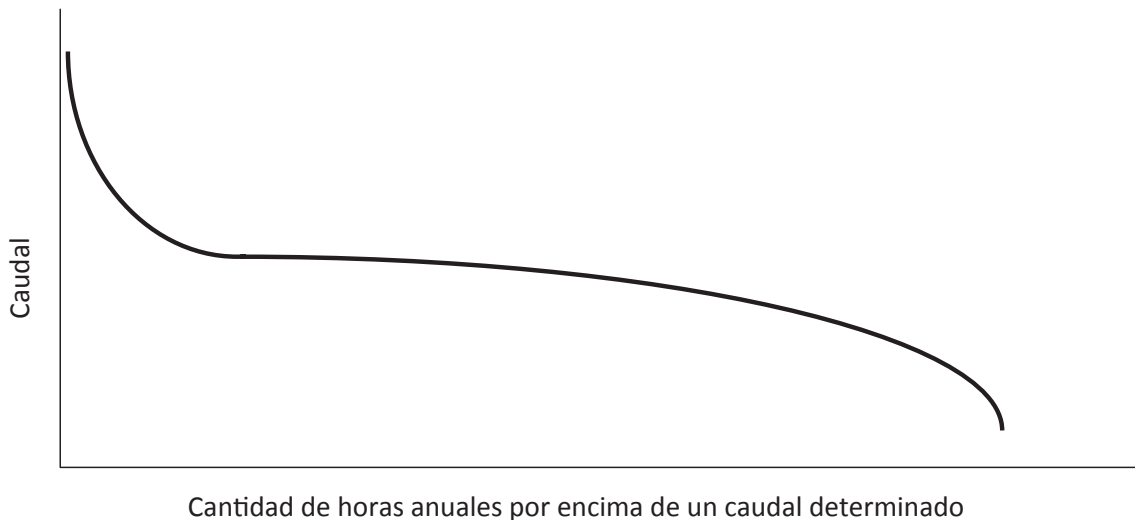
## DIAGRAMAS DE DURACIÓN

Es posible reorganizar la información de las figuras 2.3 y 2.4 para obtener una «curva de duración», que representa la variación de los requisitos de caudal durante un año. El diagrama de duración del caudal de la figura 2.5 muestra la cantidad de horas en la que el caudal excede un nivel determinado a lo largo del año. El caudal máximo que se necesita es la intersección con el eje de las  $y$ . La ventaja de este tipo de diagrama es que permite ver con claridad las demandas del sistema en términos de caudal máximo, caudal promedio y sus variaciones.

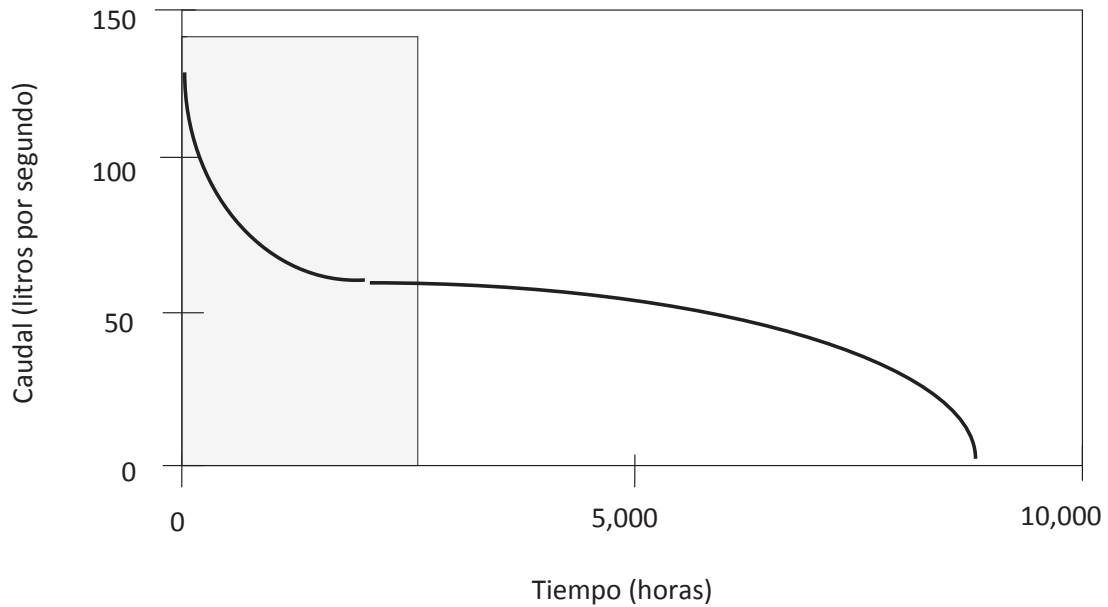
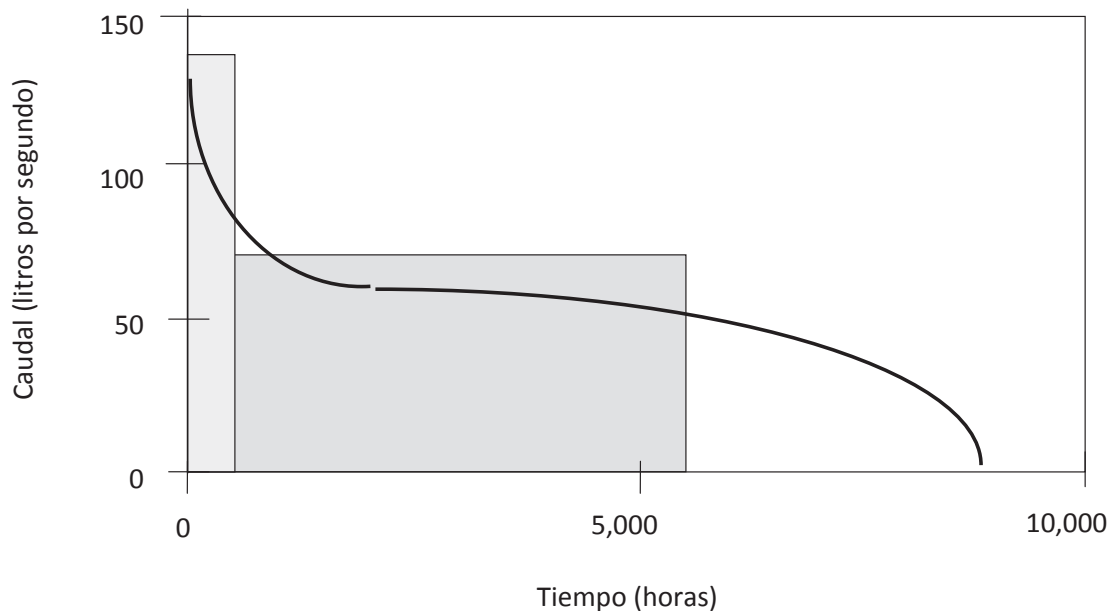
Es bastante común que los sistemas estén optimizados para el caudal máximo. Por supuesto que es importante que el sistema pueda entregar el caudal máximo necesario con una eficiencia aceptable, pero, desde el punto de vista económico, es más importante que el sistema esté optimizado para los caudales en los que opera la mayor parte del tiempo.

Por ejemplo, desde la perspectiva del Costo del Ciclo de Vida, resultaría más barato tener un conjunto de bombeo para el caudal máximo y otro para el caudal promedio.

**Figura 2.5** Curva de duración anualizada típica para un sistema de aguas residuales



Dado que el tiempo está en el eje de las  $x$  y el caudal en el de las  $y$ , el área debajo de la curva es el volumen que se bombea en un año. La figura 2.6 muestra la cantidad de horas en un año que tiene que funcionar una gran bomba de aguas residuales para bombear el caudal anual (igual al área debajo de la curva). Se observa que la bomba opera menos de 2.500 horas por año con el caudal máximo.

**Figura 2.6** Diagrama de duración del caudal para una gran bomba de aguas residuales**Figura 2.7** Diagrama de duración del caudal con dos bombas, una grande y una pequeña

En la figura 2.7, se le agrega al sistema una bomba más pequeña. En este caso, la bomba grande funciona aproximadamente 200 horas por año, mientras que la bomba más pequeña opera un poco más de 5.000 horas a un caudal menor. La ventaja de esta configuración es que se consigue un caudal más parejo. Además, dado que las velocidades del flujo son menores, las pérdidas también son menores.

## PUNTOS DESTACADOS

Los puntos destacados del capítulo son:

1. Antes de evaluar el funcionamiento de un sistema de bombeo, hay que definirlo.
2. Las demandas del proceso pueden ser constantes o variar en el tiempo. Las variaciones pueden ser horarias, diarias o mensuales.
3. La curva de duración sirve para evaluar la cantidad de horas que una bomba opera con distintos caudales y para determinar la mejor combinación de bombas según los requisitos de caudal del sistema.

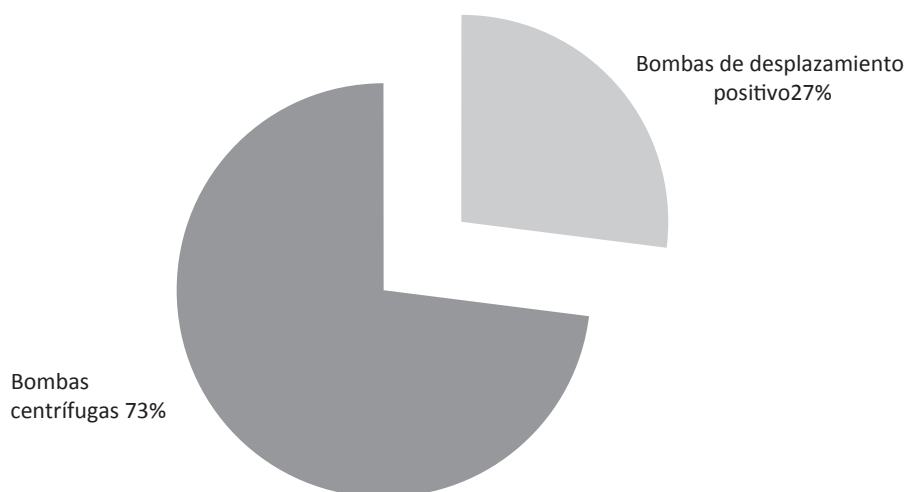
# 3

## TIPOS DE BOMBAS

### PRINCIPIOS GENERALES

Hay dos grupos principales de bombas: las rotodinámicas y las de desplazamiento positivo. Los nombres provienen de cómo las bombas transfieren la energía al medio que bombean, es decir, impulsor mediante un rotor impulsor que transfiere energía por una acción dinámica o moviendo un fluido por desplazamiento. Como se ilustra en la figura 3.1, la mayoría de las bombas industriales son rotodinámicas o bombas de tipo centrífugo.

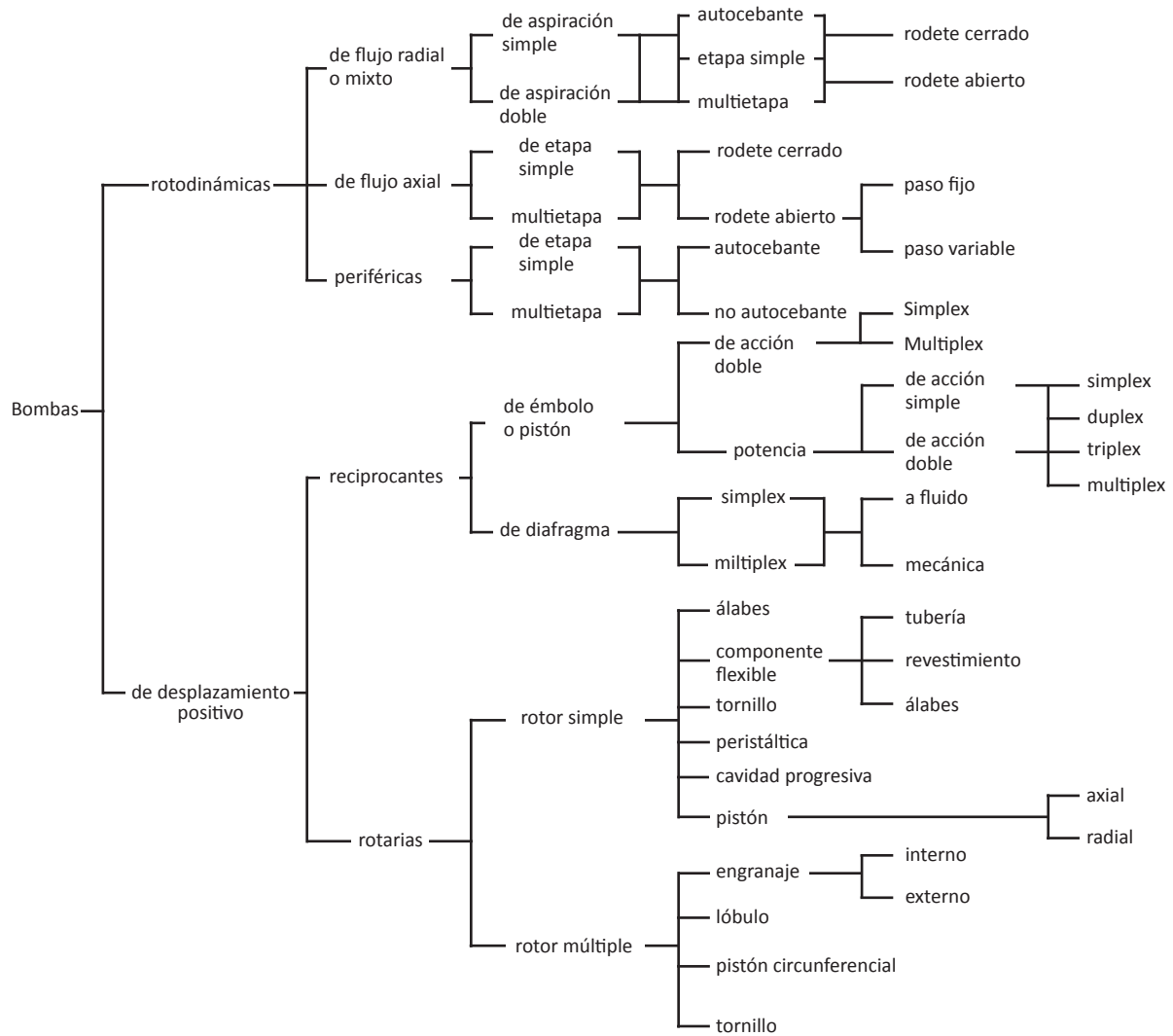
**Figura 3.1** Tipos de bombas que se usan en la industria



La figura 3.2 muestra los diferentes tipos de bombas disponibles en el mercado hoy en día. Estos grupos principales se dividen en subgrupos, de acuerdo con los aspectos mecánicos de la bomba. Cada tipo de bomba es más apropiado para determinados usos, ya que se adapta mejor a determinadas demandas del proceso.

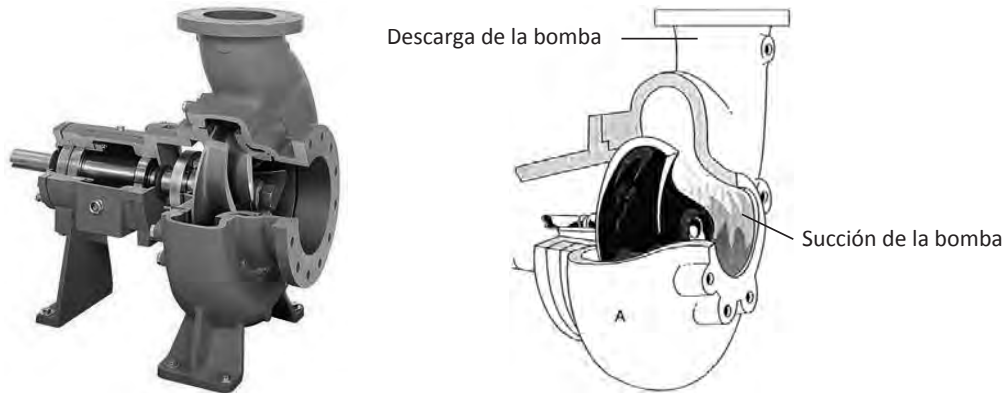


Figura 3.2 Clasificación de las bombas



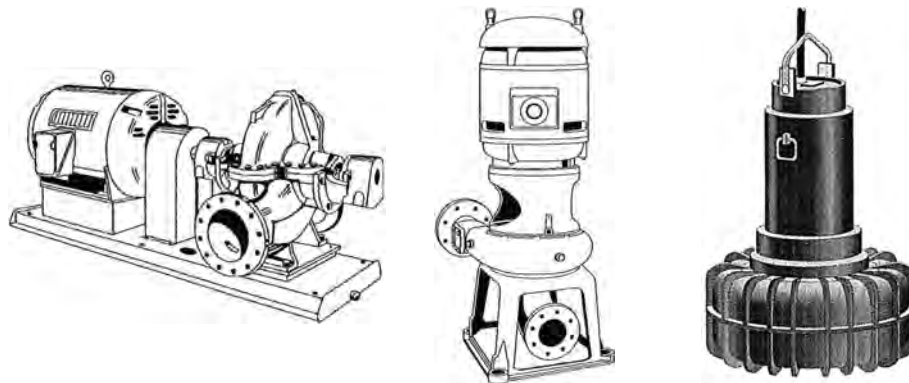
## BOMBAS ROTODINÁMICAS

Las bombas rotodinámicas (centrífugas) transfieren energía a un fluido a través de un impulsor o rotor impulsor. El líquido ingresa en la succión de la bomba y pasa al centro del impulsor en donde se lo acelera hasta que alcanza una gran velocidad. Luego pasa a través de un difusor que convierte la carga de velocidad en carga de presión que sale a través de la descarga de la bomba, como se ilustra en la figura 3.3.

**Figura 3.3** Ejemplo de bomba de succión axial

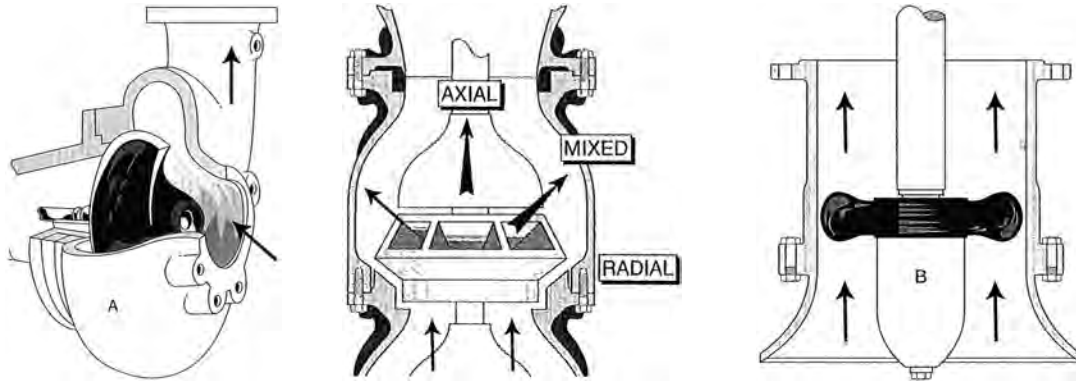
## TIPOS

Las bombas centrífugas pueden ser horizontales o verticales, y hay montadas en bastidor o de acoplamiento directo, como se ilustra en la figura 3.4.

**Figura 3.4** Bombas montada en bastidor y de acoplamiento directo

Hay tres categorías de bombas centrífugas según la dirección del flujo. En las bombas de flujo radial, la succión y la descarga de la bomba están a  $90^\circ$  grados. En las bombas de flujo mixto, la succión y la descarga están en un ángulo inferior a  $180^\circ$  pero superior a  $90^\circ$ . En las bombas de flujo axial, se empuja el agua desde la succión hasta la descarga, que están directamente enfrentadas. La figura 3.5 ilustra las tres configuraciones posibles del flujo.

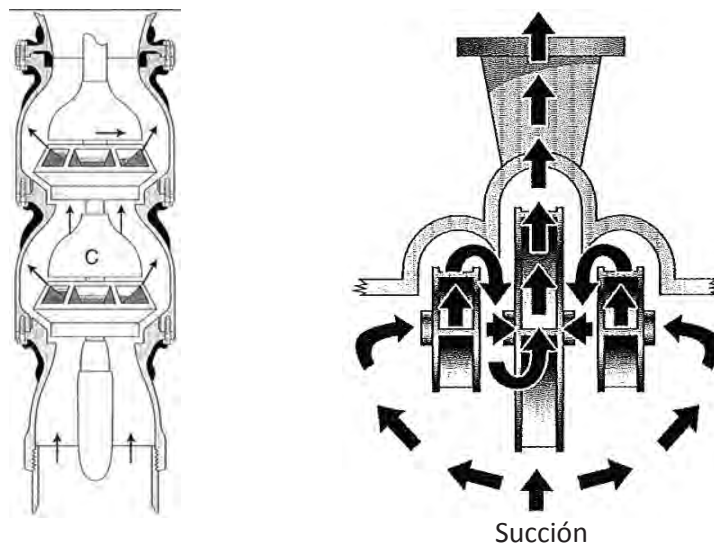
**Figura 3.5** Direcciones del flujo de las bombas centrífugas (radial, mixto y axial)



La mayor parte de las bombas del mercado son radiales o mixtas. Muchas veces, se las controla con válvulas reguladoras, por lo que ofrecen muy buenas oportunidades para generar ahorros energéticos. En muchas oportunidades, es posible controlar la bomba con variadores de velocidad, en lugar de usar válvulas reguladoras. Más adelante, explicaremos cuándo y cómo conviene hacerlo. Existen muchos modelos de estos tipos de bombas con distintas características: caudal alto o bajo, cabeza alta o baja.

En los sistemas de bombeo de alta presión, como los sistemas de aguas municipales o en las bombas de alimentación de calderas, se aumenta la presión por medio de bombas multietapas, que dirigen el flujo que sale de la descarga de un impulsor a la succión del impulsor siguiente, como se ilustra en la figura 3.6. A medida que el flujo va pasando por cada una de las etapas, la presión se va incrementando. En el capítulo 4 se retoma este concepto con más profundidad.

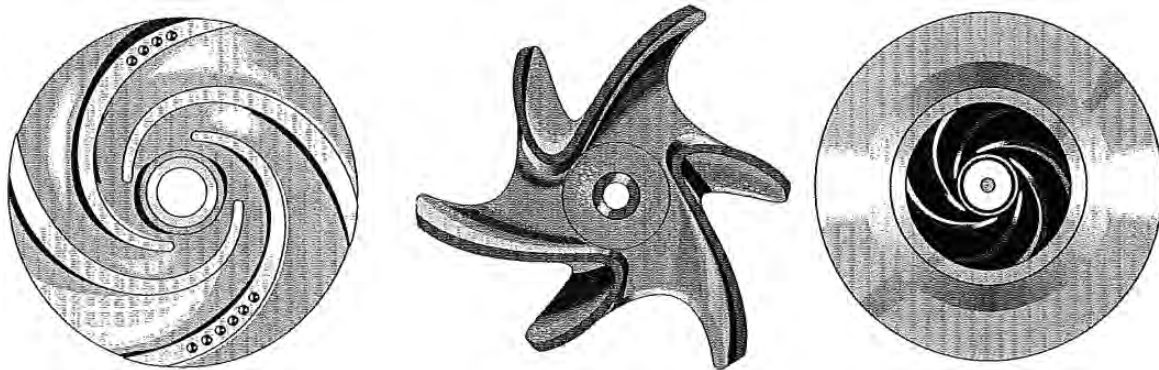
**Figura 3.6** Bombas multietapas verticales y horizontales



## CARACTERÍSTICAS

La configuración del impulsor y la cantidad de los impulsores de una bomba dependen del tipo de bomba. Los impulsores se clasifican por velocidad específica, tamaño y estilo. La figura 3.7 muestra un impulsor semiabierto, uno abierto y uno cerrado.

**Figura 3.7** Tipos de impulsores (semiabierto, abierto y cerrado)



El impulsor semiabierto tiene una de sus caras cerrada por un disco. Su capacidad para bombear sólidos es menor que la de impulsor abierto, pero es muy eficiente para bombear sustancias químicas, papel y lodos. También se lo usa en otros procesos industriales. El diseño del impulsor abierto no tiene discos. Se usa, sobre todo, para bombear fluidos que contienen sólidos grandes. Este tipo de impulsor es de baja eficiencia. Bombea grandes volúmenes a presiones bajas. El diseño del impulsor cerrado es muy eficiente. El paso del agua está cerrado a ambos lados del impulsor por medio de discos. Se lo usa, por lo general, con líquidos de limpieza.

## BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

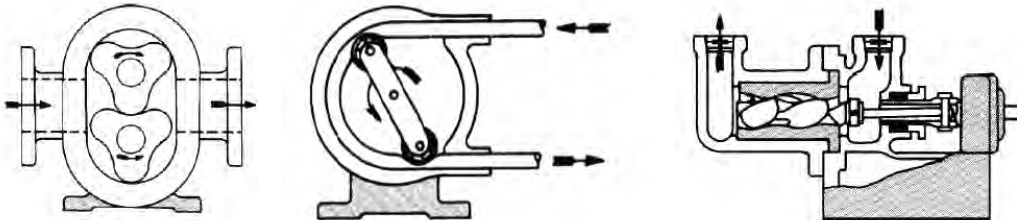
Las bombas de desplazamiento positivo tienen en el extremo de la succión una cavidad que se expande y en el extremo de la descarga una cavidad que se achica. A medida que la cavidad del extremo de la succión se expande, el líquido fluye dentro de la bomba y sale por el extremo de la descarga a medida que la cavidad se contrae. En teoría, a una determinada velocidad o cantidad de rpm, las bombas de desplazamiento positivo producen el mismo caudal, independientemente de la presión de descarga. En realidad, la presión está limitada por el par del motor y por fugas internas (deslizamiento). No obstante, la presión puede alcanzar niveles peligrosos, por lo que normalmente se coloca en el lado donde hay presión una válvula limitadora de presión, de seguridad o de alivio para evitar daños en el sistema. La válvula puede ser externa o interna.

Las bombas de desplazamiento positivo son «máquinas de flujo constante». Por lo general, el caudal es proporcional a la velocidad de la bomba, por lo que resultan ideales para controlar caudal mediante velocidad variable. Se usan para presiones altas y fluidos viscosos.

## TIPOS

Los dos tipos principales de bombas de desplazamiento son las bombas reciprocantes y las rotativas. Estos dos grupos principales se dividen en varios subgrupos, como puede apreciarse en la figura 3.2. En la figura 3.8, se muestran varios tipos de bombas de desplazamiento positivo.

**Figura 3.8** Ejemplos de bombas de lóbulos rotativo, tubo y tornillo  
(Ilustraciones cortesía del Hydraulic Institute)



Habitualmente, las bombas rotativas de desplazamiento positivo trabajan a presiones de hasta 3.500 kPa. Transfieren líquidos desde la succión hasta el extremo con presión mediante la acción de rotores, tornillos, lóbulos engranajes, rodillos, etc., que rotan dentro de una carcasa rígida.

Las bombas reciprocantes de desplazamiento positivo trabajan a presiones de hasta 50.000 kPa. Transfieren líquidos mediante cambios del volumen interno, por ejemplo, a través de la acción de un pistón en un cilindro. Por lo general, tienen válvulas de retención en los extremos de ingreso y salida de la bomba.

## CARACTERÍSTICAS

El «deslizamiento» de las bombas rotativas de desplazamiento positivo depende de la viscosidad del fluido de la bomba y de la presión producida. A mayor viscosidad, menos deslizamiento.

La presión que producen las bombas reciprocantes de desplazamiento positivo es pulsátil con grandes oscilaciones, que obedecen a que la cavidad se llena y se vacía. Para garantizar que esa presión pueda medirse y controlarse con precisión y que responda a las demandas por lotes al mismo tiempo que se protege la integridad mecánica de la bomba y del equipo de procesamiento, es muy importante controlar los cambios de presión. Por lo tanto, por lo general se colocan dispositivos de amortiguación de pulsaciones y las bombas operan con dos o tres cilindros. Mientras más cilindros, más parejo es el caudal.

## PUNTOS CLAVE

- Hay dos tipos principales de bombas: las rotodinámicas (o centrífugas) y las de desplazamiento positivo.
- Estos dos tipos principales se dividen en subgrupos con sus propias características mecánicas de diseño.
- Las bombas centrífugas pueden estar montadas en bastidor o ser de acople directo.
- Las configuraciones del flujo de las bombas centrífugas se clasifican en: radial, mixto y axial.

- Las bombas centrífugas pueden tener un impulsor o más. Los tres tipos principales de impulsores son abierto, semiabierto y cerrado.
- Las bombas de desplazamiento constante son máquinas de caudal constante que pueden generar presiones peligrosas. Por lo tanto, tienen que estar equipadas con válvulas limitadoras de presión y con amortiguadores de pulsaciones que protejan el sistema.
- Las bombas de desplazamiento positivo se usan, sobre todo, para bombear fluidos viscosos y cuando se necesita generar presiones muy altas.

# 4

## PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE HIDRÁULICA

### PRINCIPIOS GENERALES

La sección de principios fundamentales de hidráulica contiene los conocimientos básicos necesarios para comprender la relación entre las características del fluido y la operación de una bomba.

### RELACIONES FUNDAMENTALES

En los sistemas de bombeo, la relación entre la potencia del fluido, el caudal y la presión (cabeza) y la gravedad específica del fluido se expresa en las siguientes ecuaciones:

**Ecuación 4.1** Ecuaciones de la potencia hidráulica. La unidad que se usa en los Estados Unidos para expresar la potencia es «brake horse power» (potencia al freno)

#### Unidades de los Estados Unidos

$$\text{Potencia de fluido (bhp)} = \frac{\text{cabeza (ft)} * \text{caudal (gpm)} * \text{gravedad específica}}{3.960}$$

#### Unidades métricas

$$\text{Potencia del fluido} = \text{cabeza (m)} * \text{caudal (m}^3/\text{s)} * \text{densidad} * 9,8$$

$$\text{Potencia del fluido} = \frac{\text{cabeza (m)} * \text{caudal (m}^3/\text{h)} * \text{densidad}}{367}$$

$$\text{Potencia del fluido} = \frac{\text{cabeza (m)} * \text{caudal (l/s)} * \text{densidad}}{102}$$

### FLUJO DE FLUIDO

Una de las leyes fundamentales que rigen el flujo es *la ley de Bernoulli*. En su forma más sencilla, establece las relaciones entre la presión y la velocidad del fluido para un fluido sin fricción. La ley dice: «en una corriente sin fricción, el total de energía es constante». Puede parecer complicado, pero en realidad es similar a lo que ocurre con un columpio en el que la energía potencial se transforma en energía cinética. (La presión sería como la energía potencial y la velocidad del fluido sería la cinética). Si los dos puntos se encuentran a diferentes elevaciones, también hay que tenerlo en cuenta. La ecuación 4.2 lo muestra en su forma más simple:

$$P_a + \frac{1}{2} \rho v_a^2 + \rho g h_a = P_b + \frac{1}{2} \rho v_b^2 + \rho g h_b$$

$\alpha$  = es el primer punto en la tubería  
 $b$  = es el segundo punto en la tubería  
 $P$  = presión estática (ft o m)  
 $\rho$  = densidad (ft o m)  
 $v$  = cabeza de velocidad (ft o m)  
 $g$  = aceleración gravitacional  
 $h$  = altura (ft o m)

**Ecuación 4.2** Ecuación de Bernoulli

Tenga en cuenta que esta ecuación es válida solamente para el flujo sin fricciones. Si hay fricción, parte de la energía se disipa en forma de calor. Esa cantidad de energía tiene que agregarse al lado derecho de la ecuación, con lo que la presión y/o la velocidad disminuyen. Muchas veces, se dividen los términos de la ecuación por la densidad y la constante gravitacional. Todos los términos pueden medirse en pies.

Por lo general, el caudal se expresa en galones por minuto (gpm) en los Estados Unidos y en metros cúbicos por hora (m<sup>3</sup>/h) o litros por segundo (l/s) en los países que usan el sistema métrico.

**CABEZA**

Con respecto a los sistemas de bombeo, se puede caracterizar la cabeza como la medida de la energía total transferida al líquido a una velocidad y capacidad operativas específicas. Por lo general, la cabeza se expresa en pies o en metros.

Cuando se usan manómetros para determinar la cabeza, pueden usarse las siguientes conversiones para el agua (gravedad específica 1,0):

*Unidades de Estados Unidos*

*cabeza (ft) = 2,31 x presión (psi)*

*Unidades métricas*

*cabeza (m) = presión (kPa) / 9,8*

*cabeza (m) = 10,2 x presión (bar)*

**Ecuación 4.3** Conversiones de la presión

En los Estados Unidos, la presión se expresa en unidades absolutas (psia) o unidades manométricas (psig). En el sistema métrico, las presiones se miden por lo general en kPa o en bares. Son siempre manométricas, a menos que se indique lo contrario. En los manómetros, la presión se establece en relación con la presión atmosférica, mientras que la presión absoluta incluye la presión atmosférica.

La cabeza total de un sistema, que la bomba debe vencer, está formada por los componentes siguientes:

- Cabeza estática.
- Cabeza de velocidad.
- Cabeza por fricción o cabeza dinámica.



## CABEZA ESTÁTICA

La cabeza estática es la diferencia de elevación entre la superficie del líquido en contenedores que están en la entrada y en la salida de la bomba. Si la bomba opera en un sistema cerrado con una presión diferente a la presión atmosférica hay que tener en cuenta esta presión también. La presión estática es independiente del caudal. En el diagrama de la curva del sistema, se la representa como una línea recta. La energía necesaria para superar la presión estática depende únicamente de la altura y de la densidad del fluido bombeado. Por lo tanto, no varía si hay cambios en el caudal.

## CABEZA DE VELOCIDAD

La cabeza de velocidad es la cantidad de energía que debe tener un líquido para moverse a una velocidad determinada. Responde a la ecuación siguiente:

$$h_v = \frac{V^2}{2g}$$

$h_v$  = cabeza de velocidad (ft o m)  
 $V$  = velocidad del líquido (pies o metros por segundo)  
 $g$  = aceleración gravitacional = 9,81 m/s<sup>2</sup> (32,2 ft/s<sup>2</sup>)

### Ecuación 4.4 Carga de velocidad

Por lo general, primero hay que calcular la velocidad usando la ecuación 4.5 para poder luego calcular la cabeza de velocidad.

$$V = \frac{Q}{A}$$

$Q$  = caudal en cfs (gpm \* 0,00223) o m<sup>3</sup>/seg  
 $V$  = velocidad del líquido (pies o metros por segundo)  
 $A$  = área de la tubería (3,14 \*  $r^2$ ) con  $r$  en pies o metros

### Ecuación 4.5 Cálculo de las velocidades a partir del caudal y del área de la tubería

En muchos sistemas con gran cabeza, la cabeza de velocidad es despreciable (menos de 0,5 m o de 1 ft). No obstante, si no es así, hay que calcularla (si se puede, para ambos lados de la bomba: succión y descarga) y luego sumarle la lectura de los manómetros para así determinar la cabeza total.

## CABEZA POR FRICCIÓN

La cabeza por fricción es la cabeza que se necesita para superar las pérdidas por fricción en las tuberías y en los componentes de las tuberías del sistema de bombeo. Depende del caudal, de las características de la tubería, de las conexiones y válvulas, y de las propiedades del fluido. En algunos sistemas de bombeo, las pérdidas por fricción incluyen las pérdidas al ingreso de la succión y las que se producen a la salida, en el punto de descarga.

La cabeza por fricción o cabeza dinámica depende del cuadrado del caudal. Esto quiere decir que cuando el caudal se duplica, la presión necesaria para superar las pérdidas por fricción se multiplica por cuatro. Por lo tanto, la disminución del caudal tiene un gran impacto sobre la presión que se necesita y, en consecuencia, sobre la potencia requerida.

Todos los componentes por los que pasa el fluido son fuentes de fricción: paredes de las tuberías, válvulas, codos, uniones en T, reductores/expansiones, uniones de expansión, y tanques de entrada y de salida. Existen datos experimentales de pérdidas por fricción recopilados a través de muchos años. Los datos están en distintos formatos, tales como diagramas de Moody, cuadros del Hydraulic Institute, etc.

## FRICCIÓN EN LAS TUBERÍAS

Por lo general, las pérdidas de presión en las tuberías y otros componentes se miden en pies en función del caudal. Normalmente, se las estima usando la ecuación de Darcy-Weisbach (ecuación 4.6) y la de Hazen Williams (ecuación 4.7).

La ecuación de Darcy-Weisbach es muy útil para comprender los parámetros que intervienen en las *pérdidas por fricción* en las tuberías:

$$\Delta H_f = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

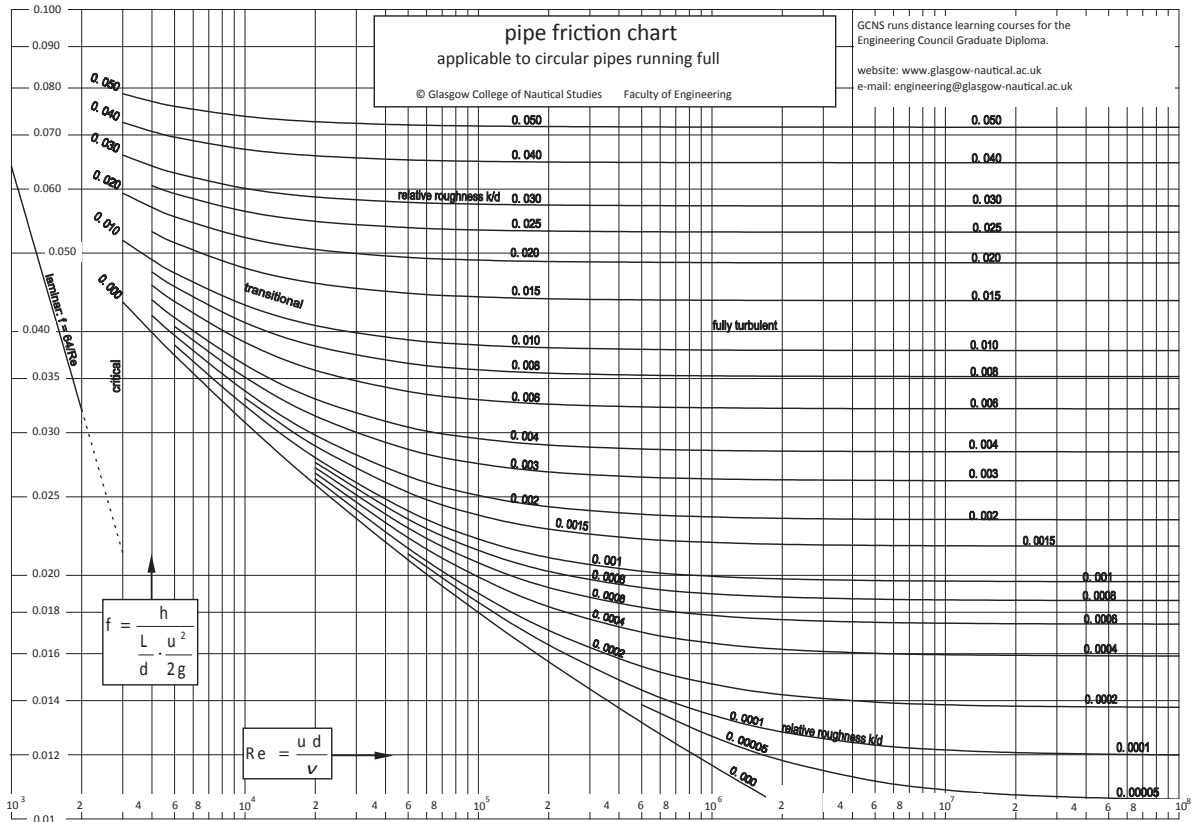
$\Delta h_f$  = caída de presión por fricción (ft o m)  
 $f$  = factor de fricción de Darcy  
 $L$  = longitud de la tubería (pies o metros)  
 $d$  = diámetro de la tubería (pies o metros)  
 $V^2$  = cabeza de velocidad (pies o metros)  
 $2g$

**Ecuación 4.6** Ecuación de Darcy Weisbach

El factor de fricción  $f$  depende de la rugosidad de la tubería, la viscosidad del fluido que se bombea, el tamaño de la tubería y la velocidad del fluido.

El diagrama de Moody de la figura 4.1 sirve para estimar gráficamente el factor de fricción.

**Figura 4.1** Diagrama de Moody para pérdidas de la tubería



El método de Hazen-Williams también se usa para calcular las pérdidas por fricción en las tuberías, pero solo sirve para sistemas de agua con flujo turbulento. El coeficiente de Hazen-Williams C es un factor que tiene en cuenta la rugosidad de la tubería. Las tuberías nuevas y lisas tienen un valor de C de 140 (mientras que las tuberías nuevas de PVC tienen a veces un valor más alto). Las tuberías más viejas tienen un valor de C inferior a 100.

**Ecuación 4.7** Ecuación de Hazen Williams

*Unidades métricas*

$$\Delta h_f = \left[ \frac{10.7 L Q^{1.852}}{C^{1.852} D^{4.87}} \right]$$

$\Delta h_f$  = pérdida de cabeza en metros

$L$  = longitud(m)

$Q$  = caudal (m<sup>3</sup>/s)

$D$  = diámetro de la tubería (m)

$C$  = coeficiente de Hazen Williams  
(rango entre 60 y 160)

*Unidades de los Estados Unidos*

$$\Delta h_f = \left[ \frac{4.7 L Q^{1.852}}{C^{1.852} D^{4.87}} \right]$$

$\Delta h_f$  = pérdida de cabeza en pies

$L$  = longitud (ft)

$Q$  = caudal (ft<sup>3</sup>/s)

$D$  = diámetro de la tubería (ft)

$C$  = coeficiente de Hazen Williams  
(rango entre 60 y 160)

Con el tiempo, algunos sistemas de tuberías van acumulando en las paredes de las tuberías sarro, corrosión, materiales extraños y otros tipos de formaciones. Como puede observarse en la relación de Darcy-Weisbach, cuando se reduce el diámetro de la tubería (así como cuando aumenta la rugosidad y su efecto sobre el factor de fricción) el impacto sobre las pérdidas por fricción es significativo.

En la figura 4.2, puede observarse una sección de una tubería de un sistema de distribución de agua. La tubería tiene una acumulación considerable de incrustaciones. Indudablemente, el impacto sobre las pérdidas por fricción del sistema debe haber sido importante.

Cuando los sistemas tienen incrustaciones o acumulaciones como los de la figura 4.2, van perdiendo la capacidad de entregar caudal. Existen dos métodos que pueden usarse para mantener el caudal necesario. Puede colocarse una bomba más grande o tomar alguna medida respecto al sistema de tuberías. El montaje de una bomba más grande conlleva un elevado costo de montaje y operación. La otra alternativa consiste en limpiar las tuberías, si es posible. La tubería de la figura 4.2 se limpió usando lo que se denomina normalmente «pig» o rascador, es decir, un dispositivo que se inserta en el sistema y luego se lo fuerza usando presión del fluido.

**Figura 4.2** Tubería de distribución de agua con tuberculación visible (cortesía de Diagnostic Solutions)



- Pérdidas de fricción en válvulas y características de las válvulas

En la industria, uno de los métodos principales de control de los sistemas de bombeo son las válvulas. Pueden usarse para aislar el flujo por completo, o para ajustar o modular el caudal. Las válvulas que se usan para modular el caudal se denominan, por lo general, *válvulas de control*, mientras las válvulas que pueden estar totalmente abiertas o cerradas para aislar el flujo, se llaman *válvulas de aislamiento o corte*.

Los análisis de las pérdidas por fricción del sistema se basan, por lo general, en las características de las pérdidas. Sin embargo, los proveedores de válvulas usan generalmente la relación de la ecuación 4.8 para definir las características del flujo de la válvula.

**Ecuación 4.8** Ecuación de las características de la válvula

*Unidades métricas*

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{s.g}}$$

$Q$  = caudal (m<sup>3</sup>/hora)  
 $K_v$  = coeficiente del flujo  
 $\Delta P$  = presión diferencial (pascales)  
 $s.g.$  = gravedad específica

*Unidades de los Estados Unidos*

$$Q = C_v \sqrt{\frac{\Delta P}{s.g}}$$

$Q$  = caudal (gpm)  
 $C_v$  = coeficiente del flujo  
 $\Delta P$  = presión diferencial (psi)  
 $s.g.$  = gravedad específica

- Fricción en los accesorios de las tuberías

Las pérdidas de fricción de los accesorios de una tubería, tales como válvulas, codos y conexiones en T, se calculan sobre todo a partir de datos experimentales. Por lo general, cuando se hace referencia a estas pérdidas, se las califica de pérdidas menores. Sin embargo, en muchos sistemas de tuberías, estas pérdidas menores constituyen una parte importante de las pérdidas por fricción, sobre todo cuando se usan válvulas de control para reducir el caudal. Las pérdidas por fricción de los componentes de las tuberías se calculan normalmente a partir de la cabeza de velocidad, tal como se observa en la ecuación 4.9.

$$\Delta D h_f = K * \frac{V^2}{2g}$$

$h_f$  = pérdida de cabeza por fricción (ft o m)  
 $K$  = coeficiente de pérdida  
 $V$  = velocidad del fluido (ft/s o m/s)  
 $g$  = constante gravitacional (ft/s<sup>2</sup> o m/s<sup>2</sup>)

**Ecuación 4.9** Ecuación de Darcy-Weisbach para calcular las pérdidas por fricción de los componentes de las tuberías

K es el coeficiente de pérdida. Depende del tamaño y, en el caso de las válvulas, del tipo de válvula y del porcentaje de apertura. En el caso de los componentes normalizados, hay varias fuentes de información en donde se pueden conseguir los coeficientes. El cuadro 4.1 contiene algunos valores habituales de K.

**Cuadro 4.1** Valores de K para los accesorios del sistema de tuberías

Tipo de componente	K
Codo a 90° normalizado	0,2 - 0,3
Codo a 90°, radio largo	0,1 - 0,2
Ingreso de borde recto (desde un tanque)	0,5
Ingreso boca de campana	0,05
Descarga al tanque	1
Unión en T (flujo a un ramal)	0,3 - 1
Válvula de retención oscilante	2
Válvula de compuerta (completamente abierta)	0,03 - 0,2
Válvula de globo (completamente abierta)	3 - 10
Válvula mariposa (completamente abierta)	0,5 - 2
Válvula de bola (completamente abierta)	0,04 - 0,1

En el caso de montajes nuevos, se puede suponer que la diferencia entre los datos genéricos y los reales es del orden del 10 al 15 %. A medida que el equipo envejece, es probable que la variabilidad entre los datos genéricos y los reales sea mayor. Si se mide las presiones y los caudales en las tuberías con buenos instrumentos, se obtiene datos mucho más representativos de las pérdidas reales (y del desempeño real de la bomba).

- Pérdidas de los accesorios mediante el método de longitud de la tubería equivalente

Muchos sistemas se componen de una serie de tuberías y componentes. Para evaluar las pérdidas totales en una serie de dispositivos, se suman las pérdidas individuales. Una técnica que se usa

habitualmente para estimar las pérdidas por fricción de toda la serie de tuberías y componentes consiste en representar las pérdidas del componente como una longitud de tubería equivalente.

A tal efecto, se convierte los coeficientes de pérdida de cada componente en una cantidad equivalente de diámetros de tubería y, luego, se suman las longitudes de tubería equivalente a la longitud del sistema de tuberías en cuestión. Algunas de las fuentes de datos de pérdidas de los componentes contienen la relación equivalente L/D de muchas conexiones de tuberías. La ecuación 4.10 muestra el proceso para calcular las longitudes equivalentes a partir de los coeficientes de pérdida.

**Ecuación 4.10** Estimación de las pérdidas de los componentes como longitudes equivalentes de la tubería

$$\frac{L}{D} (\text{equivalente}) = \frac{K}{f}$$

$L/D$  = relación longitud/diámetro  
 $K$  = coeficiente de pérdida  
 $f$  = factor de fricción

Uno de los problemas asociados con este enfoque de cálculo es que, como puede observarse, el factor de fricción varía en función del caudal. Una solución razonable para resolver este dilema consiste en usar el factor de fricción del caudal máximo previsto, ya que los requisitos de cabeza dependen casi siempre de las condiciones correspondientes al caudal máximo (en las que las pérdidas por fricción son máximas). Aunque el factor de fricción es mayor para los caudales menores, este aumento queda más que compensado por la disminución de la cabeza de velocidad.

## OTROS EFECTOS SOBRE LA CABEZA

- Gravedad específica o densidad

La gravedad específica de una sustancia es una comparación de su densidad con respecto a la del agua a 4°C. Las sustancias que tienen menor densidad que el agua, tienen una gravedad específica menor que uno. Las sustancias con densidades superiores a las del agua tienen una gravedad específica mayor que uno.

Mientras menor sea la gravedad específica de un fluido, se necesita menos potencia para bombearlo. Inversamente, los fluidos que tienen una gravedad específica mayor requieren mayor potencia. La temperatura influye también sobre la gravedad específica, como se ilustra en el cuadro 4.2.

**Cuadro 4.2** Efectos de la temperatura y de la gravedad específica o densidad del agua sobre la potencia

Temp. del agua °C	Gravedad específica/Densidad	kW
4	1,0	100
60	0,983	98,3
100	0,958	95,8
125	0,939	93,9
150	0,917	91,7

- Viscosidad

La viscosidad puede considerarse como la fricción interna del fluido y depende del tipo de fluido que se bombea. Se puede expresar en tres unidades distintas. A saber:

- Segundos Saybolt universales o SSU
- Centistokes - definición de la viscosidad cinemática
- Centipoises - definición de la viscosidad absoluta

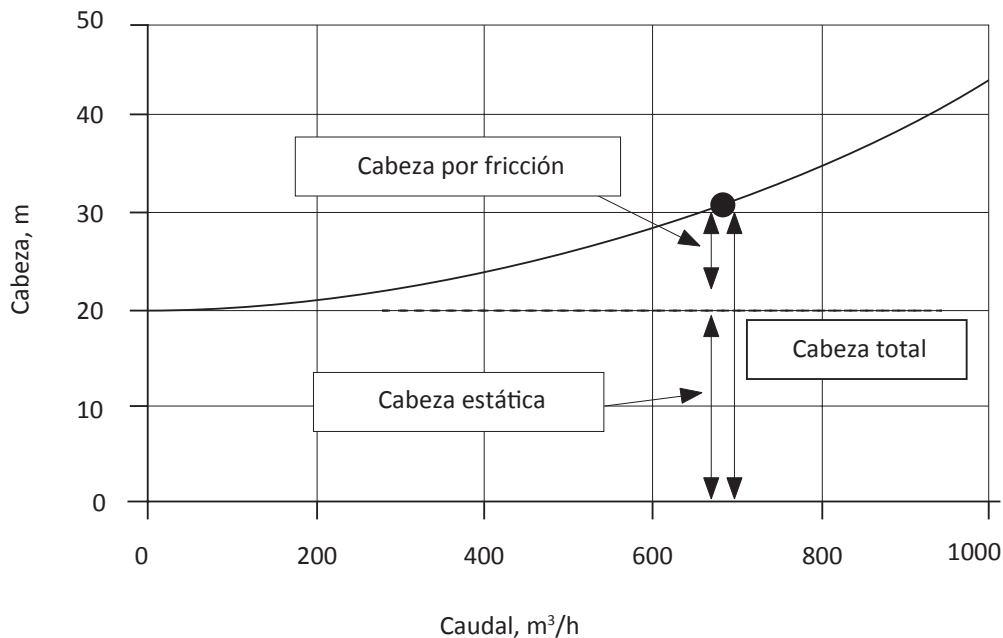
El Hydraulic Institute ha publicado gráficos con la viscosidad en SSU y centistokes de varios líquidos a determinada temperatura.

La viscosidad, determinada por el fluido de la bomba y la fricción del disco, afecta al desempeño de la bomba. Cuando la viscosidad del fluido aumenta, la presión de descarga, la capacidad y la eficiencia disminuyen, mientras que los requisitos de potencia aumentan. Por otro parte, la viscosidad del fluido depende de su temperatura. A menor temperatura, más viscosidad.

## CURVAS DEL SISTEMA

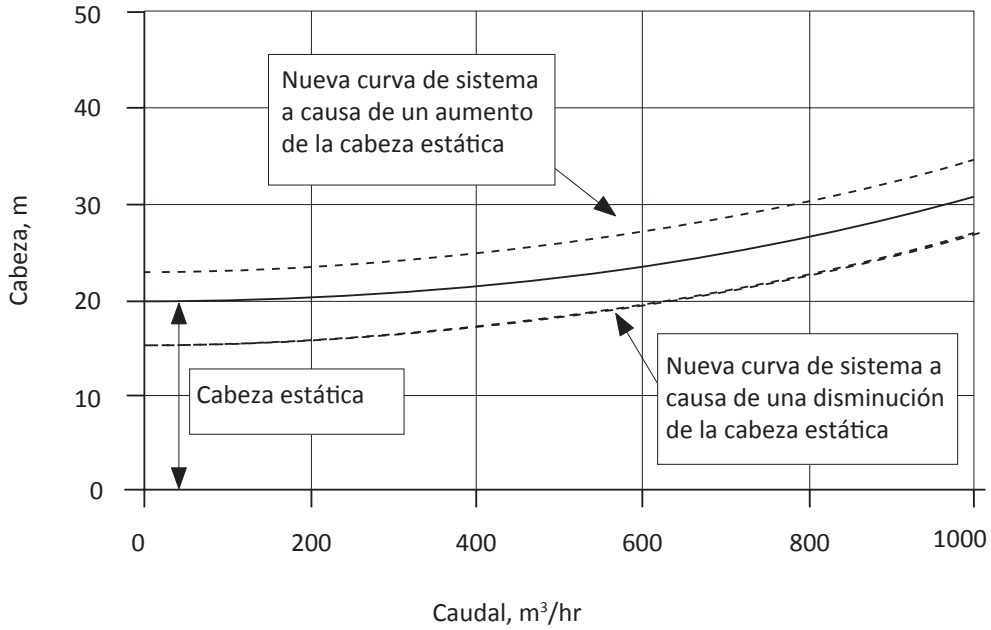
Hasta el momento, vimos cómo la cabeza, el caudal y la gravedad específica impactan sobre la potencia del fluido. Estas características del caudal pueden representarse gráficamente mediante la curva del sistema.

**Figura 4.3** Componentes de la curva del sistema



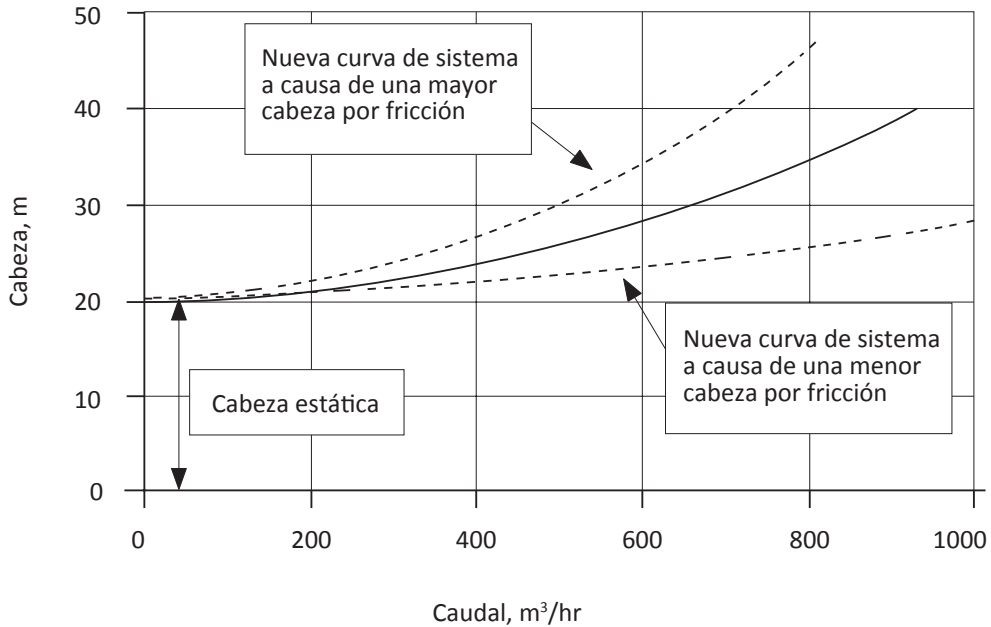
La curva del sistema consta de dos partes fundamentales: la cabeza estática y la cabeza por fricción, como puede observarse en la figura 4.3. Como ya vimos, la cabeza estática está relacionada con la diferencia de elevación de los tanques. Por lo tanto, cuando la elevación (o la presión) del tanque de succión o de descarga cambia, la curva del sistema también cambia, como puede observarse en la figura 4.4.

**Figura 4.4** Impacto de los cambios de la cabeza estática sobre la curva del sistema



Cuando la cabeza por fricción cambia, la curva del sistema se altera como puede observarse en la figura 4.5. El punto en el que la curva comienza, en el que el caudal es cero (que representa la cabeza estática del sistema) es invariable a pesar de que la cabeza por fricción cambia.

**Figura 4.5** Impacto de los cambios de la cabeza por fricción sobre la curva del sistema





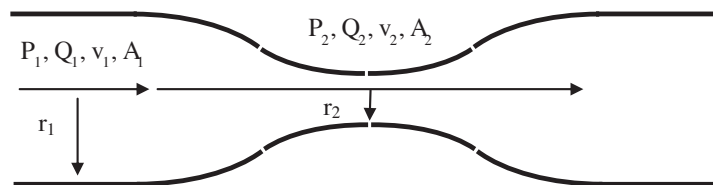
## PUNTOS DESTACADOS

Los puntos destacados del capítulo son:

1. La potencia del fluido que se necesita para el bombeo se relaciona con el caudal, la cabeza y la gravedad específica del fluido.
2. La cabeza total es la suma de la cabeza estática y la cabeza por fricción.
3. Las pérdidas por fricción en las tuberías y en los accesorios habituales de los sistemas de tuberías.
4. La curva del sistema es una representación gráfica de la relación entre el caudal y la cabeza. Según el tipo de cabeza que varíe, el impacto sobre la curva del sistema es diferente.

## Ejercicios

## Ejemplo 1



$P$  = presión (kPa o psi)  
 $Q$  = caudal (l/s o gpm)  
 $v$  = velocidad (m/s o ft/s)  
 $r$  = radio de la tubería (m o ft)  
 $A$  = área de la tubería (m<sup>2</sup> o ft<sup>2</sup>)

Datos de los puntos A y B:

Caudal = 10,0 l/s (9.510 gpm)  
 Densidad ( $\rho$ ) = 1.000 kg/m<sup>3</sup> (62,4 lb/ft<sup>3</sup>)  
 $r_1$  = 0,1 m (0,328 ft)  
 $P_1$  = 200 kPa (29 psi)  
 $r_2$  = 0,02 m (0,066 ft)

Calcular la velocidad en las dos áreas de la tubería y determinar  $P_2$  usando la relación entre presión, caudal y área de la tubería

Respuesta:

$$A_1 = 3,14 \times (0,1)^2 = 0,0314 \text{ m}^2 \text{ (0,338 ft}^2\text{)}$$

$$A_2 = 3,14 \times (0,02)^2 = 0,001256 \text{ m}^2$$

$$V = P/A$$

$$v_1 = 0,01 / 0,0314 = 0,318 \text{ m/s}$$

$$v_2 = 0,01 / 0,001256 = 7,96 \text{ m/s}$$

$$P_2 = P_1 - \rho / 2 ((v_2)^2 - (v_1)^2)$$

$$P_2 = 200.000 - 1000/2 * ((7,96)^2 - (0,318)^2) = 168.370 \text{ N/m}^2 = 168 \text{ kPa}$$

# 5

## COMPRENSIÓN DEL DESEMPEÑO DE LA BOMBA

### PRINCIPIOS GENERALES

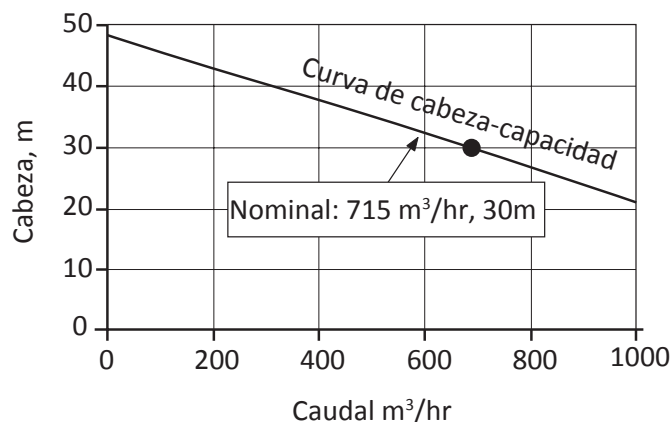
El diseño de las bombas centrífugas está caracterizado por la presencia de por lo menos un impulsor con álabes que rota dentro de la carcasa de la bomba. Cuando giran, los impulsores transfieren energía al fluido. Esta energía se usa para mover el líquido o aumentar la temperatura, o ambos. Las bombas centrífugas o rotodinámicas se dividen en dos grandes grupos, *las bombas radiales y las axiales*. Además, hay otras bombas que tiene características intermedias. Se las denomina bombas de flujo mixto.

El segundo gran grupo de bombas está conformado por las bombas de desplazamiento positivo, que para transferir energía al fluido lo contienen y lo desplazan dentro de las paredes de la bomba para descargarlo por las aberturas o válvulas que están a la salida. Las bombas de desplazamiento positivo no se comportan igual que las bombas centrífugas.

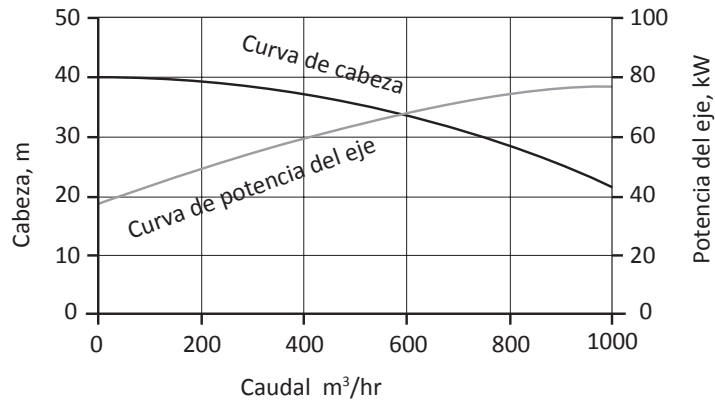
### CURVAS DE LA BOMBA

El desempeño de las bombas centrífugas puede graficarse en un diagrama (ver figura 5.1) que recoge los datos de la cabeza (H) en función del caudal (Q). Además, en el mismo diagrama pueden representarse otros parámetros, como la eficiencia (figura 5.2), la potencia del eje y la cabeza neta positiva de succión (NPSH por sus siglas en inglés).

Figura 5.1 Curva de la capacidad de la cabeza de una bomba centrífuga



**Figura 5.2** Curva de la potencia sobre la curva de la bomba



### LEYES DE AFINIDAD

Los cambios en el desempeño de la bomba están regidos por las *leyes de afinidad* (ecuaciones 5.1 y 5.2). Estas leyes describen cómo cambia el desempeño de la bomba cuando se introducen modificaciones en la velocidad o en el diámetro del impulsor. Las leyes de afinidad se usan para calcular cómo cambian las curvas de desempeño de la bomba cuando hay cambios en su geometría o velocidad. Sin embargo, no dan ninguna información sobre cuál va a ser el nuevo punto operativo del sistema cuando se conecte la nueva bomba. Para poder determinar este nuevo punto operativo, se necesita información sobre la curva del sistema del que forma parte la nueva bomba.

Por otro lado, debe conocerse la curva del sistema para calcular con precisión los ahorros energéticos derivados de una reducción de la velocidad o del recorte del impulsor. Cualquier equivocación al respecto puede conducir a errores importantes.

**Ecuación 5.1** Leyes de afinidad

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{N_2}{N_1}\right) \quad H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3$$

Q = caudal, N = velocidad de rotación, H = cabeza, y P = potencia. Los subíndices 1 y 2 representan dos velocidades diferentes.

La segunda ecuación de las leyes de afinidad se refiere al diámetro del impulsor D:

**Ecuación 5.2** Ecuación alternativa de las leyes de afinidad

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right) \quad H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$$

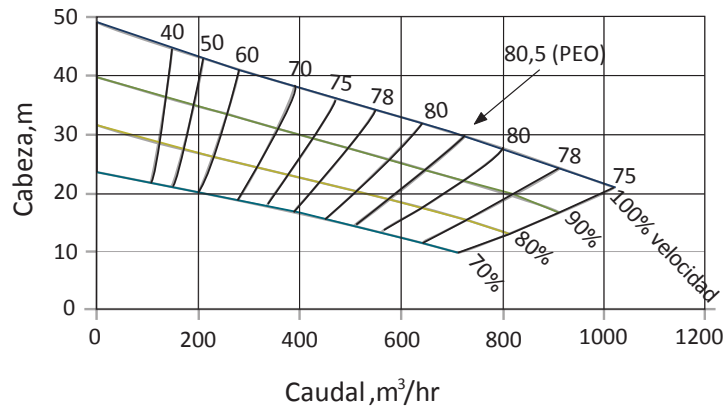
Los subíndices 1 y 2 representan dos diámetros distintos del impulsor. La relación de afinidad entre los diámetros del impulsor han probado ser muy útiles en mediciones en terreno en los que el diámetro del impulsor se usa como base para las curvas del desempeño. Luego, se los va modificando de manera iterativa hasta el punto en que el caudal de la curva estimado a partir de las mediciones de la cabeza y la potencia coinciden.

## CURVAS DE VELOCIDAD VARIABLE

La figura 5.3 muestra cómo cambian las curvas de desempeño de la bomba cuando cambia la velocidad del impulsor de la bomba. Las nuevas *curvas de la bomba a velocidad reducida* pueden calcularse con precisión mediante las leyes de afinidad.

También pueden observarse las isolíneas. En el caso de la regulación de velocidad, las isolíneas son funciones de segundo grado que nacen en el origen. La potencia que consume la bomba es proporcional al cubo de la velocidad correspondiente a las líneas de isoeficiencia. En muchos sistemas, es posible reducir la potencia sustancialmente cambiando la velocidad del motor de la bomba, con lo que se reduce el caudal. Para poder calcular el ahorro energético que puede alcanzarse, se necesita conocer la curva del sistema, dado que esa curva y la curva de la bomba determinan en qué lugar (y con qué eficiencia) va a operar la bomba.

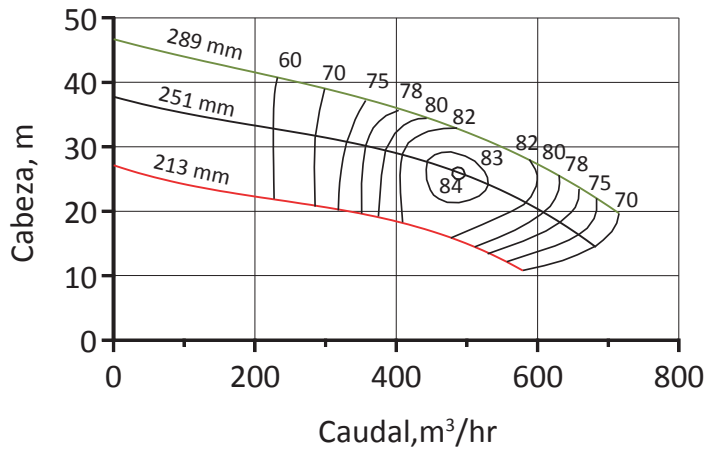
**Figura 5.3** Curvas de la bomba para distintas velocidades



## RECORTE DE LOS IMPULSORES

La figura 5.4 muestra las curvas correspondientes a los cambios de diámetro del impulsor de una bomba. Como se observa, las curvas de isoeficiencia son totalmente diferentes de las curvas de velocidad variable de la figura 5.5. En este caso, las curvas se asemejan a un mapa topográfico. El pico coincide con un diámetro y un punto de funcionamiento determinados. Además, hay un punto que corresponde a la relación óptima entre diámetro, geometría de la carcasa de la bomba y caudal. Cualquier desviación con respecto a este punto, en cualquier dirección, representa un aumento de las pérdidas de la bomba y una disminución de su eficiencia. Estas curvas de los impulsores de diámetro reducido pueden calcularse mediante las leyes de afinidad, siempre y cuando se trate de cambios menores. Si se trata de cambios más grandes, hay que contactar al fabricante de la bomba, que seguramente tiene la información.

**Figura 5.4** Curvas de la bomba y líneas de isoeficiencia para diferentes diámetros del impulsor

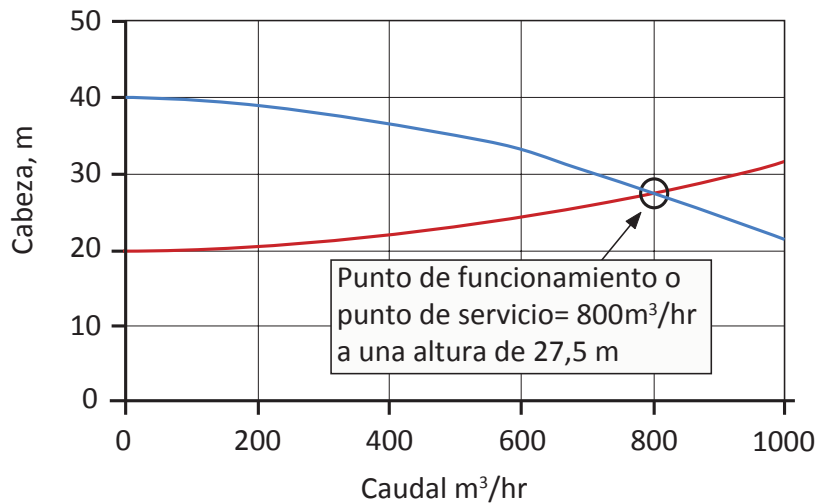


### PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA

La bomba funciona en el punto de la curva en el que hay equilibrio entre la presión que entrega la bomba y la presión necesaria para que un caudal determinado circule a través del sistema al que la bomba pertenece. Esto se ilustra en la figura 5.5. El punto de funcionamiento es la intersección entre la curva del sistema y la de bomba.

La curva del sistema puede modificarse, por ejemplo, si se usa una válvula reguladora de descarga que aumente la resistencia del sistema. En ese caso, la curva sería más pronunciada.

**Figura 5.5** Curvas del sistema y de la bomba y punto de funcionamiento



De ello se deduce que cuando el punto de funcionamiento se mueve hacia la izquierda en la curva de la bomba, las fuerzas internas del impulsor de la bomba aumentan, lo que puede limitar la vida útil del equipo. Por lo tanto, hay que evitar que la bomba funcione en un punto muy arriba de la curva de la

bomba por mucho tiempo. Por esta razón, los fabricantes proveen información sobre la región de funcionamiento admisible. Si se opera la bomba fuera de los límites de esta región durante mucho tiempo, la vida útil del equipo puede verse seriamente afectada.

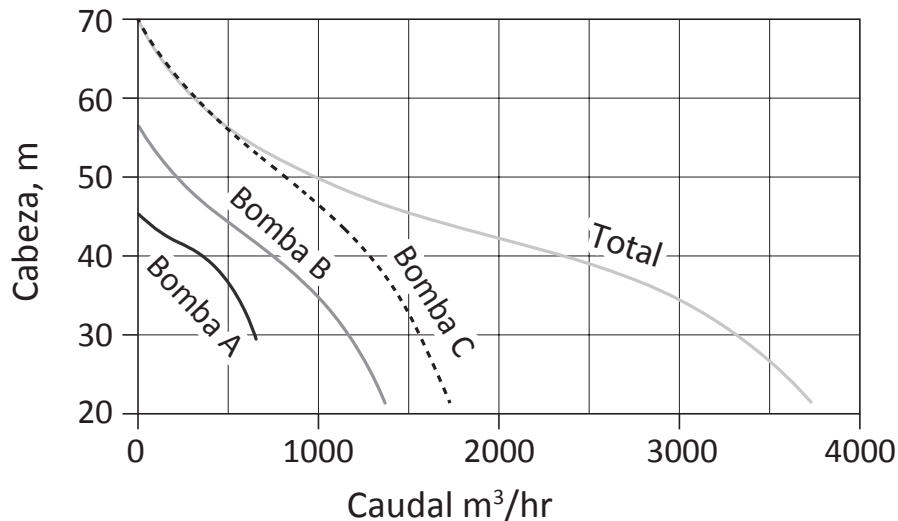
## BOMBAS CONECTADAS EN PARALELO

Muchas aplicaciones tienen bombas conectadas en paralelo. Esta solución proporciona flexibilidad y redundancia. Cuando las bombas operan en paralelo, se puede cambiar el caudal en pasos según la cantidad y el tamaño de las bombas que están funcionando al mismo tiempo.

El caudal de cada una de las bombas que están en funcionamiento se suma a una presión constante, como se ilustra en la figura 5.6. Si la presión de cierre (máxima presión que la bomba puede generar) de las bombas no coincide, hay que tener cuidado de que ninguna bomba opere a una presión mayor que la presión máxima recomendada para la bomba con la menor presión de cierre.

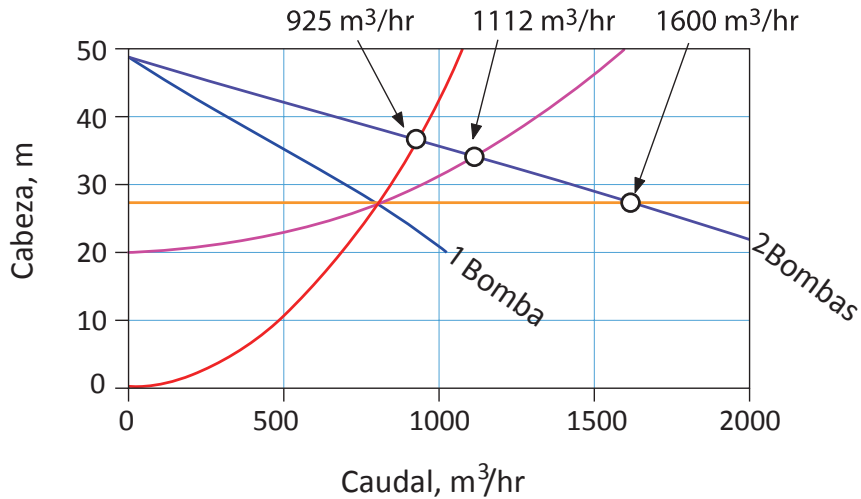
De no ser así, la bomba más pequeña estará operando peligrosamente fuera de la región recomendada o hasta podría suceder que el flujo reingrese en la bomba. Para evitar riesgos, conviene usar un sistema que controle qué bombas están encendidas.

Figura 5.6 Curva de la bomba combinada para bombas conectadas en paralelo



El caudal que resulta de varias bombas conectadas en paralelo depende de la curva del sistema. Por lo tanto, la curva del sistema no cambia cuando hay más bombas. Sin embargo, cuando aumenta el caudal, también aumenta la presión requerida, por lo que las bombas van a operar a una mayor presión sobre sus curvas respectivas. Sólo en los sistemas con curvas muy planas, el caudal resultante va a ser muy parecido a la suma de los caudales de las bombas cuando funcionan individualmente, como puede verse en la figura 5.7.

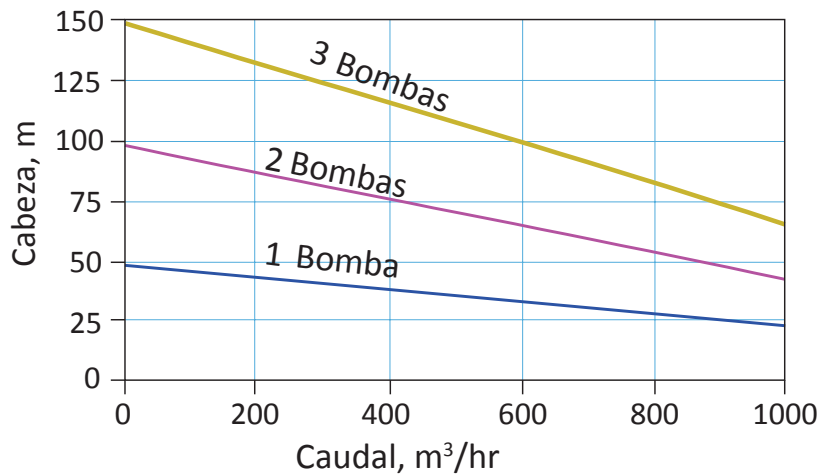
**Figura 5.7** Caudales resultantes para dos bombas iguales operando en paralelo en tres sistemas diferentes



### BOMBAS CONECTADAS EN SERIE

Así como es posible conectar bombas en paralelo, también pueden conectarse en serie. Se suele recurrir a esta solución cuando se necesitan cabezas elevadas. La curva de las bombas combinadas se obtiene sumando la presión que generan todos los caudales.

**Figura 5.8** Curvas de la bomba para dos y tres bombas idénticas conectadas en serie



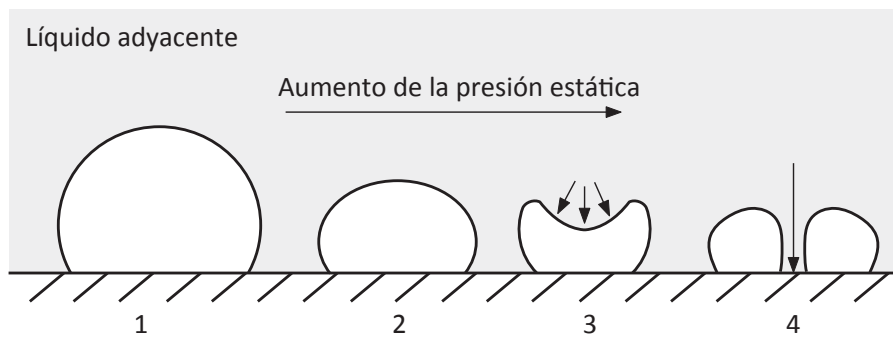
### CAVITACIÓN

La temperatura de ebullición de un fluido depende de la presión a la que está sometido. La temperatura de ebullición del agua a presión atmosférica es de 100 grados centígrados. Como se sabe, a gran altitud el agua hierve a menos de 100 grados. Por ejemplo, en Johannesburgo, el agua hierve a 96°C. Si la presión es suficientemente baja, los líquidos pueden llegar a hervir a temperatura ambiente.

La presión de un sistema de fluidos está regida por la ley de Bernoulli. Si la velocidad del fluido es muy alta, la presión disminuye. Además, la presión depende de cuánta fricción hay en el sistema. Debido a estos dos hechos, no es inusual que la presión en la succión de un impulsor puede llegar a ser tan baja que permita que el líquido hierva o que se formen cavidades de vapor a temperatura ambiente.

La presión baja en el ingreso puede provenir de pérdidas de presión desde el punto de origen del líquido o de que el fluido ingrese en el impulsor con una velocidad muy alta. Esto hace que se formen burbujas de vapor que se trasladan con el flujo. Dado que la finalidad de la bomba es aumentar la presión, las burbujas van llegando a áreas de mayor presión, en la que implosionan. Si la implosión se produce en el centro de la corriente de fluido, se produce una implosión no uniforme sin consecuencias preocupantes. Por el contrario, si en el momento de la implosión la burbuja se está moviendo sobre una superficie, del lado de esa superficie no llega fluido que pueda llenar la cavidad, mientras que el líquido que llena la cavidad desde los otros lados forma un microchorro que impacta sobre la superficie.

**Figura 5.9** Cavitación: formación de microchorros perjudiciales



Las burbujas de cavitación que explotan cerca de la superficie fija generan un chorro (4) del líquido adyacente

Estos microchorros pueden llegar a ser tan potentes que remueven material de las tuberías. Después de mucho tiempo de bombardeo, las superficies expuestas a la cavitación se van deteriorando y exhiben un aspecto muy disparejo (ver figura 5.10).

La única forma de evitar la cavitación es aumentar la presión a un nivel tal que no se formen burbujas de vapor. Para poder determinar qué nivel de presión se necesita para evitar que se produzca cavitación, hay que comparar la presión del líquido con la presión del vapor del fluido a la temperatura en cuestión. A tal efecto, se emplea el término cabeza neta positiva de succión (NPSH), que es la medida de la presión real de un líquido y la presión del vapor del líquido a una temperatura dada.



**Figura 5.10** Daños por cavitación en un impulsor



Para calcular la presión disponible sobre la presión del vapor, calculamos la NPSH disponible (NPSHD):

$$\text{NPSHD} = H_s + H_a - H_{vp} - H_f$$

Donde:

$H_s$  = cabeza estática por arriba de la línea central del impulsor

$H_a$  = presión sobre la superficie libre del líquido en el tanque de succión

$H_{vp}$  = presión del vapor del líquido

$H_f$  = todas las pérdidas por fricción del lado del ingreso de la bomba

La NPSHD se compara con la NPSH requerida (NPSHR) que puede consultarse en los materiales del fabricante de la bomba a partir de ensayos para determinar el punto en que la bomba empieza a cavitación. La NPSHR se mide en el punto en que la presión de la descarga cae un 3% con respecto al funcionamiento sin cavitación. Es decir, en ese punto la bomba ya está cavitando.

Se han probado muchas formas de definir un margen seguro por encima de la NPSHD para evitar la cavitación. Hasta ahora, los fabricantes no han logrado llegar a un acuerdo respecto de ese margen.

Si existe un riesgo de cavitación, el responsable del diseño debe contactar al fabricante de la bomba y solicitar asesoramiento acerca de la amplitud del margen para su caso específico.

## PUNTOS DESTACADOS

Los puntos destacados del capítulo son:

- Comprender las curvas de las bombas centrífugas.
- Saber qué información transmite cada curva.
- Comprender las leyes de afinidad y saber para qué se usan.

- Saber en qué lugar de la curva opera la bomba.
- Saber cómo cambia el desempeño de la bomba cuando cambian la velocidad o la geometría de la bomba.
- Comprender lo que ocurre cuando se conectan varias bombas conectadas en paralelo o en serie.
- Comprender qué es la cavitación.

## EJERCICIOS

### EJEMPLO 1

Dada una bomba centrífuga de doble succión con un impulsor de 355 mm de diámetro que alimenta con agua refrigerada a un proceso, se le agrega una válvula reguladora para que el caudal sea de 190 l/s. El sistema de bombeo funciona 8.000 horas al año con una cabeza de 50 m. La eficiencia ( $\eta$ ) de la bomba es del 80%. La bomba requiere 119 kW. Se estudiaron las curvas de la bomba y del sistema y se determinó que es posible entregar el caudal requerido (190 l/s) con una cabeza de 38 m. Para lograrlo, hay que limar el impulsor. El sistema no tiene cabeza estática.

Calcular cuánto hay que recortar el impulsor para poder entregar el caudal requerido. A continuación, estimar el ahorro de energía y costos a partir de un valor de 0,10 USD por kWh. Suponer que la eficiencia del motor es del 94%.

### RESPUESTA:

Si usamos las leyes de afinidad, el diámetro del impulsor responde a aproximadamente a:

$$D_2 = D_1 * \left( \frac{H_2}{H_1} \right)^{1/3} \quad D_2 = 355 * \left( \frac{41}{54} \right)^{1/3} \quad D_2 = 325$$

Para determinar los requisitos de potencia de entrada para un impulsor recortado de 325 mm se usa la ecuación de la bomba.

$$\text{Potencia (W)} = \frac{\text{caudal} * \text{cabeza} * \text{densidad}}{102 * \eta_{\text{bomba}} * \eta_{\text{motor}}}$$

$$\text{Potencia (W)} = \frac{190 * 38 * 1.000}{102 * 0,8 * 0,94}$$

$$\text{Potencia} = 94,1 \text{ kW}$$

Los ahorros energéticos son:

$$(119,0 \text{ kW} - 94,1 \text{ kW}) * 8.000 \text{ horas/año} = 200.000 \text{ kWh/año.}$$

A 0,10/kWh, resulta un ahorro de 20.000 USD por año.

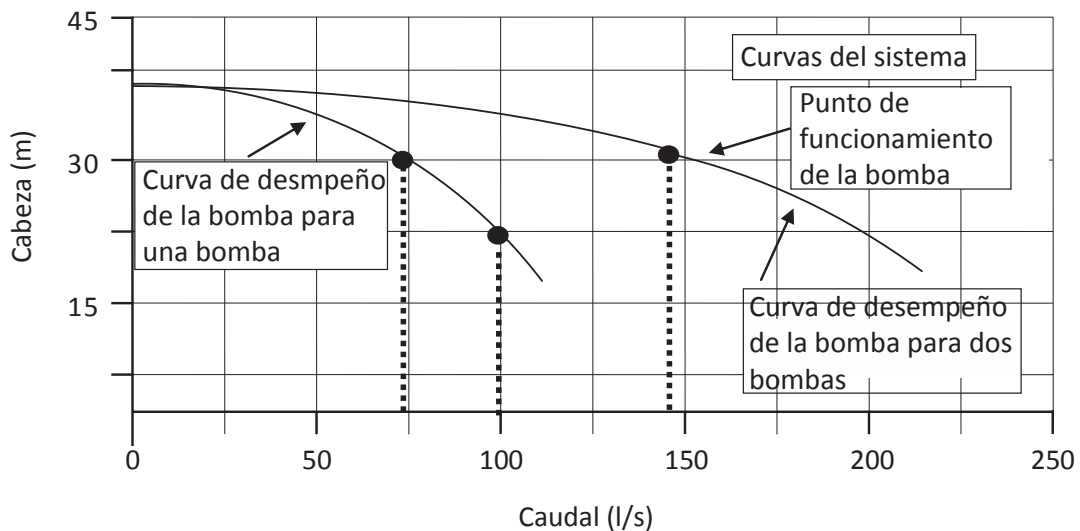
Comentario: el uso de las leyes de afinidad es una aproximación que puede conducir a errores. Lo mejor es consultar los materiales del fabricante de la bomba para hacer los cálculos con las curvas correspondientes.

## EJEMPLO 2

Dada una bomba centrífuga de cámara partida que opera cerca de su punto de eficiencia óptima (PEO) con un caudal de 100 l/s a una cabeza total de 22,5 m.

Si se enciende una bomba idéntica en paralelo, el punto de funcionamiento del sistema compuesto pasa a 145 l/s a 32 m de cabeza (ver figura 5.11). Ahora, cada bomba opera con una eficiencia del 80% y entrega una capacidad de 72,5 l/s. El caudal aumentó un 45%.

Figura 5.11 Curva de la bomba combinada para dos bombas idénticas conectadas en paralelo



La cabeza estática es de 15 m y la bomba opera 4.000 horas/año. La bomba opera con una eficiencia del 90%. El fluido que se bombea tiene una gravedad específica de 1,0. Eficiencia combinada del motor y el variador de velocidad = 94%.

1. Calcular la electricidad que se necesita cuando opera una bomba.
2. Calcular la electricidad que necesita el sistema de bombeo cuando operan dos bombas.
3. Calcular la energía específica en los dos casos. Usar la ecuación siguiente:

$$SE_1 = \frac{\text{consumo de energía (kWh)}}{\text{m}^3 \text{ bombeados}} = \frac{\text{potencia kW}}{\text{caudal m}^3/\text{h}}$$

Respuesta:

1. Usamos la ecuación de la potencia para una bomba.

$$\text{Potencia} = \frac{\text{caudal (l/s)} * \text{cabeza (m)} * \text{densidad}}{102 * \eta_{\text{bomba}} * \eta_{\text{motor}} * \eta_{\text{vsd}}}$$

$$\text{Potencia}_1 (\text{kW}) = \frac{100 \text{ l/s} * 22,5 \text{ m}}{102 * 0,90 * 0,94}$$

$$P_1 = 26,1 \text{ kW}$$

2. Usamos la ecuación de la potencia para dos bombas:

$$\text{Potencia}_2 (\text{kW}) = \frac{145 \text{ l/s} * 32 \text{ m}}{102 * 0,80 * 0,94}$$

$$P_2 = 60,5 \text{ kW}$$

En el caso de aplicaciones en las que se transfieren fluidos, conviene examinar la energía específica (energía que se necesita para bombear un millón de litros de fluido).

Cuando se opera con una sola bomba, la energía específica es:

$$SE_1 = \frac{\text{consumo de energía (W)}}{\text{caudal (m}^3\text{/s)}}$$

$$SE_1 = \frac{26.100 \text{ W}}{100 \text{ l/s}} = \frac{26,100 \text{ kW}}{0,1 * 3.600 \text{ m}^3\text{/h}} = 0,0725 \text{ kWh} / \text{m}^3$$

Cuando se opera con las dos bombas, la energía específica aumenta:

$$SE_2 = \frac{60,5 \text{ kW}}{0,145 * 3.600 \text{ m}^3\text{/h}} = 0,116 \text{ kWh} / \text{m}^3$$

Cuando se opera las dos bombas en paralelo, el cargo de la demanda eléctrica aumenta en 34 kW. Si los requisitos del proceso permiten que se opere con una sola bomba, el uso de energía debido al bombeado disminuye en un 37%.

# 6

## MANTENIMIENTO Y CONFIABILIDAD DE LA BOMBA

### PRINCIPIOS GENERALES

El costo de mantenimiento de un sistema de bombeo representa una gran parte del *costo del ciclo de vida* del mismo. A veces, es incluso el componente dominante. Existen varios estudios que probaron que es posible controlar esos gastos o, por lo menos, influir sobre ellos a través del diseño del sistema y el modo en que se opera la bomba. A continuación, se mencionan algunas conclusiones acerca de lo que puede hacerse para influir sobre estos costos y controlarlos.

Los costos de mantenimiento están en gran medida determinados por el diseño del sistema, es decir por las decisiones que tomaron los ingenieros cuando especificaron el sistema y sus componentes. El punto de servicio en el que opera la bomba y otras especificaciones determinan en gran medida la confiabilidad del sistema y, por lo tanto, los costos operativos y de mantenimiento.

Por lo general, el primer paso del proceso de diseño consiste en establecer la finalidad del sistema, es decir, qué se bombea, con qué caudal, a qué frecuencia, a qué distancia, etc. Las respuestas a estas preguntas influyen la elección del diámetro de las tuberías, el sistema de control, los materiales, el tipo de tuberías, etc.

Hay que tener en cuenta que todos los cálculos que pueden realizarse hasta este momento son teóricos y aproximados. Una vez que el sistema esté completo y se lo ponga en marcha, lo más probable es que haya desviaciones con respecto a los valores calculados. Asimismo, es posible que el punto de servicio sea distinto al que se había calculado inicialmente.

En muchas circunstancias, la demanda del proceso se modifica con el tiempo y, en consecuencia, los puntos de operación o servicio van cambiando. En esos casos, hay que volver a evaluar el sistema para garantizar que los cambios introducidos no hayan afectado adversamente a la confiabilidad del sistema y sus costos de mantenimiento.

La mejor manera de lograr alta confiabilidad y bajos costos de mantenimiento es asegurarse de que el sistema cuente con un diseño correcto acorde a su finalidad. Además, hay que operar el sistema de acuerdo con lo previsto. Las desviaciones respecto al punto de servicio previsto debidas a cambios en el proceso o el sobredimensionamiento de la bomba durante la etapa de diseño pueden provocar que la bomba no opere en su punto de eficiencia óptima, lo que tiene consecuencias negativas sobre la vida útil de los componentes del sistema. Existen sistemas de control y monitoreo modernos que pueden usarse para evitar que las bombas operen en condiciones peligrosas.

### FACTORES QUE INFLUYEN SOBRE LA CONFIABILIDAD

La experiencia ha demostrado que los factores siguientes suelen influir sobre la confiabilidad del sistema de bombeo y, en consecuencia, sobre sus costos de mantenimiento:

- Elección del tipo de bomba, incluida la elección del material adecuado para la aplicación en cuestión.
- Correcto montaje y alineación (la alineación debe hacerse con las tuberías llenas).
- Tuberías y condiciones de flujo de entrada incorrectas.
- Cabeza neta positiva de succión insuficiente.
- Entradas de aire.
- Operación en seco.
- Operación fuera del rango permitido.
- Balanceo incorrecto.
- Juntas y rodamientos.
- Contaminación de los rodamientos, uso de lubricantes incorrectos.
- Uso de repuestos no originales y reparaciones incorrectas.
- Baja frecuencia de mantenimiento.
- Operarios sin la debida capacitación.

Es posible controlar la mayoría de estos factores, por lo menos parcialmente. A continuación, se analizan varios aspectos relacionados con estos factores.

#### TIPOS DE BOMBAS Y SERVICIO

Para empezar, la bomba debe ser la adecuada para el tipo de servicio requerido. Las siguientes normas internacionales contienen directrices al respecto:

- ISO 9905 correspondiente a API 610.
- ISO 5199: abarca la mayoría de las aplicaciones industriales.
- ISO 9908: aplicaciones de servicio ligero.

Estas normas brindan información para que los ingenieros comprendan qué características de una bomba convienen para una aplicación específica. La idea es que, si se desea bombear sustancias químicas, por ejemplo, hay que usar una bomba química y no una bomba de aguas residuales, que tiene otras características de diseño totalmente distintas. Sin embargo, también hay otros factores que pesan a la hora de elegir una bomba y que discutiremos más adelante en este mismo capítulo.

#### MONTAJE: CIMENTACIÓN, ALINEACIÓN Y CARGA DE LA TOBERA

Este tema es un mundo aparte. El Hydraulic Institute tiene una norma ANSI titulada *American National Standard for Centrifugal and Vertical Pumps for Allowable Nozzle Loads (ANSI/HI 9.6.2-New)*

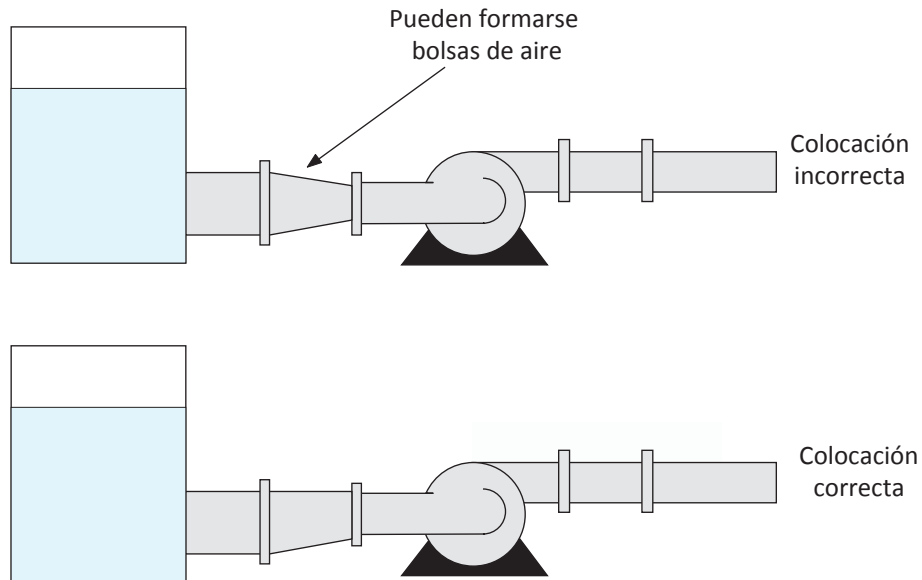
La norma abarca, entre otras cosas:

- Alineación del acoplamiento motor-bomba.
- Distorsión interna de la bomba.
- Pernos de sujeción de la bomba.
- Montaje de la bomba.
- Tensión de la tobera.
- Consideraciones relativas a la presión y la temperatura.
- Materiales de la bomba.
- Construcción del soporte.

En síntesis: para que la bomba opere satisfactoriamente, debe estar correctamente montada.

Además de un montaje correcto, otras cuestiones fundamentales para que la confiabilidad de la bomba son una correcta selección y montaje de las tuberías y de todos los componentes del sistema. Esto se ilustra en la figura 6.1.

**Figura 6.1** Montaje correcto de la tubería de succión



#### TUBERÍAS Y CONDICIONES DE FLUJO INCORRECTAS

El diseño correcto del sistema de tuberías es un factor importante para poder operar sin problemas. Si el diámetro de las tuberías es demasiado pequeño para el caudal que se quiere obtener, la velocidad del flujo aumenta, con lo que la presión del sistema disminuye. Como consecuencia, la bomba debe producir más presión que la necesaria. Muy probablemente, la presión de entrada será menor y el riesgo de que aparezcan problemas de cavitación aumentará.

Además, cuando la afluencia de la bomba es deficiente o desaparece, el desempeño de la bomba se ve negativamente afectado. El flujo de entrada debe ser lo más parejo posible. Hay que evitar la aparición de vórtices a toda costa. El 80% de los problemas de las bombas se deben a problemas en el sistema. El 80 % de esos problemas, obedece a problemas en el sistema de succión.

#### CABEZA NETA POSITIVA DE SUCCIÓN (NPSH)

La NPSHR es la presión requerida a la entrada del impulsor para que no haya cavitación cuando se opera la bomba. La NPSHD es la presión disponible y debe ser mayor que la NPSHR. Hay que tener en cuenta que las curvas que indican los requisitos de NPSH de una bomba se refieren a una «caída del 3%» de la presión en relación con el funcionamiento sin cavitación.

La norma ANSI/HI9.6.1 1998 (actualmente en revisión) de EUROPUMP y el Hydraulic Institute contiene márgenes de NPSH y sugerencias de márgenes de la NPSHD con respecto a la NPSHR.



## ENTRADAS DE AIRE

Es importante tratar de evitar, en la medida de lo posible, que haya aire en la bomba, porque la presencia de aire en la bomba produce daños similares a los de la cavitación. Además, puede provocar ruidos fuertes. Algunas veces, si se reduce la cantidad de aire en la bomba, se logra silenciarla. Las bombas centrífugas toleran hasta un 3-5% de aire. Por arriba de ese valor, su desempeño se deteriora.

## OPERACIÓN EN SECO

Cuando una bomba opera en seco o con una válvula cerrada, empieza a acumularse calor en la bomba, sus partes comienzan a colapsar y, en el peor de los casos, puede llegar a explotar. Es importante contar con un sistema de monitoreo que prevenga estas circunstancias. La figura 6.2 muestra lo que puede suceder cuando se opera una bomba con una válvula cerrada durante mucho tiempo.

**Figura 6.2** Explosión debida a válvulas cerradas a ambos extremos de la bomba



## REGIÓN DE FUNCIONAMIENTO ADMISIBLE

Las bombas centrífugas tienen un punto de eficiencia óptima, que puede verse en la curva de la bomba. Es el punto de diseño de la bomba. En este punto, la eficiencia alcanza su máximo, mientras que las fuerzas a las que está sometida la bomba están en su punto mínimo. Cuando la bomba se opera fuera del punto de eficiencia óptima (BEP por sus siglas en inglés), su eficiencia disminuye.

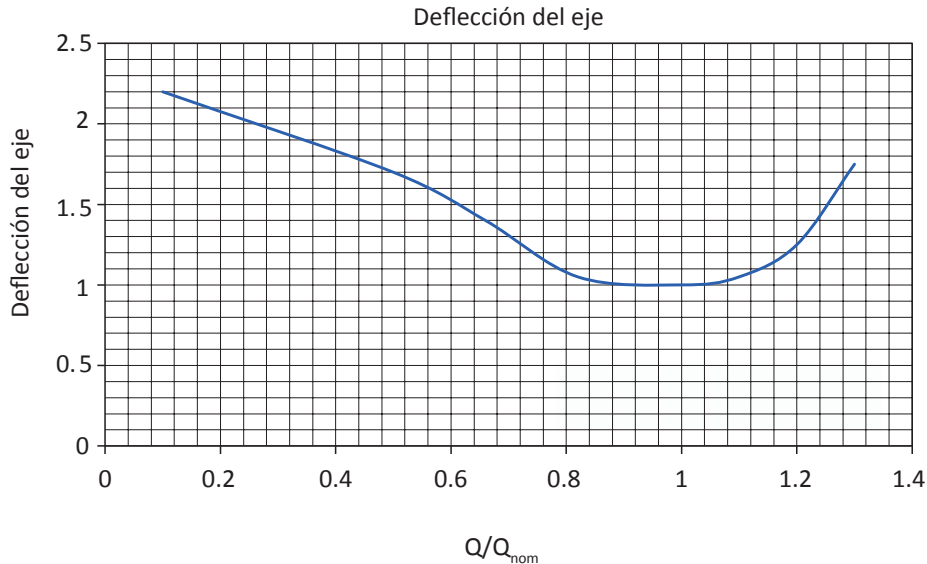
Debido a que las fuerzas hidráulicas que pueden dañar la bomba aumentan rápidamente cuando la bomba se opera fuera del punto de eficiencia óptima, los fabricantes indican la «región operativa recomendada o permitida» en torno al punto de eficiencia óptima. Si se opera la bomba fuera de esta región durante mucho tiempo, la bomba puede dañarse.

El diseñador del sistema debe calcular la curva del sistema, ya que se la necesita para elegir la bomba que corresponde de acuerdo con el servicio requerido. La curva del sistema determina en qué lugar de la curva opera la bomba.



Otro factor aún más importante desde el punto de vista de la confiabilidad y el mantenimiento es que las fuerzas hidráulicas que actúan sobre la bomba aumentan rápidamente, lo que puede afectar a la deflexión del eje, como se ilustra en la figura 6.3.

**Figura 6.3** Deflexiones del eje típicas debidas a fuerzas radiales



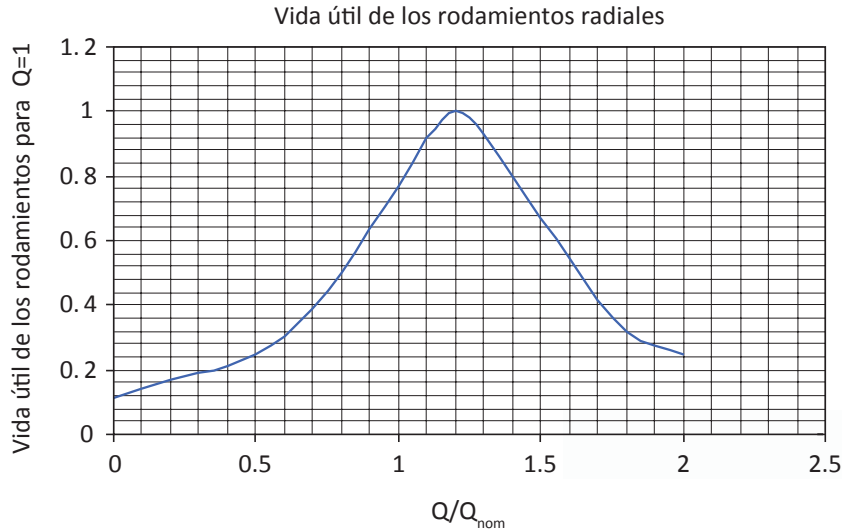
Para cambiar el punto de servicio, se puede cambiar la curva del sistema (por ejemplo, usando una válvula reguladora) o se puede cambiar el desempeño de la bomba (por ejemplo, modificando la velocidad de la bomba). Debe recordarse que es probable que el punto de servicio verdadero difiera del punto de servicio calculado. Por lo tanto, y en la medida de lo posible, cuando el sistema se pone en servicio, hay que hacer los ajustes correspondientes. Con el tiempo, los procesos van cambiando y, en consecuencia, el punto de servicio también cambia.

En los procesos industriales, las bombas suelen estar reguladas con válvulas. Es muy común que, cuando se desea aumentar la producción, el operador abra las válvulas de control a fin de aumentar el caudal. En esos casos, hay que tener mucho cuidado de que la bomba no opere muy arriba de su curva, es decir, en la zona de cavitación, y de que los rodamientos no estén sometidos a cargas excesivas.

## JUNTAS Y RODAMIENTOS

En el punto de eficiencia óptima, las cargas hidráulicas sobre el impulsor son mínimas y, por lo general, son bastante estables. Cuando el caudal aumenta o disminuye respecto al del punto de eficiencia óptima, las cargas hidráulicas se hacen más intensas e inestables a causa de la aparición de turbulencia y/o de recirculación en el impulsor y en la carcasa de la bomba. Estas cargas inestables tienen un efecto negativo sobre las juntas y los rodamientos de la bomba.

La figura 6.4 muestra la variación de las cargas de los rodamientos y la deflexión del eje en función del caudal para una bomba centrífuga. Esto demuestra la enorme influencia que tiene el punto operativo sobre la vida útil de los rodamientos. La vida útil de las juntas depende mucho de la deflexión del eje.

**Figura 6.4** La vida útil de los rodamientos radiales depende del caudal normalizado

La contaminación de los rodamientos puede acortar drásticamente su vida útil y producir fallas. Por lo tanto, hay que protegerlos contra todos los tipos de contaminantes. Asimismo, es importantísimo respetar las instrucciones del fabricante de los rodamientos respecto a su lubricación.

Recientemente, se realizaron ensayos que demostraron que el ingreso de cualquier tipo de fluido externo en el lubricante de un rodamiento puede hacer que el lubricante se deteriore enseguida. El movimiento del rodamiento provoca que el lubricante deteriorado salga del mismo, lo que produce la falla de la bomba. Por lo tanto, es sumamente importante que los rodamientos lubricados estén correctamente protegidos para evitar el ingreso de agua o del fluido de la bomba.

#### USO DE REPUESTOS NO ORIGINALES Y REPARACIONES INCORRECTAS

Para mantener la calidad del sistema de bombeo, es esencial que las reparaciones se realicen con repuestos originales. Esta observación incluye a los rodamientos, en cuyo caso hay que respetar las recomendaciones de los fabricantes al pie de la letra.

#### BALANCEO INCORRECTO

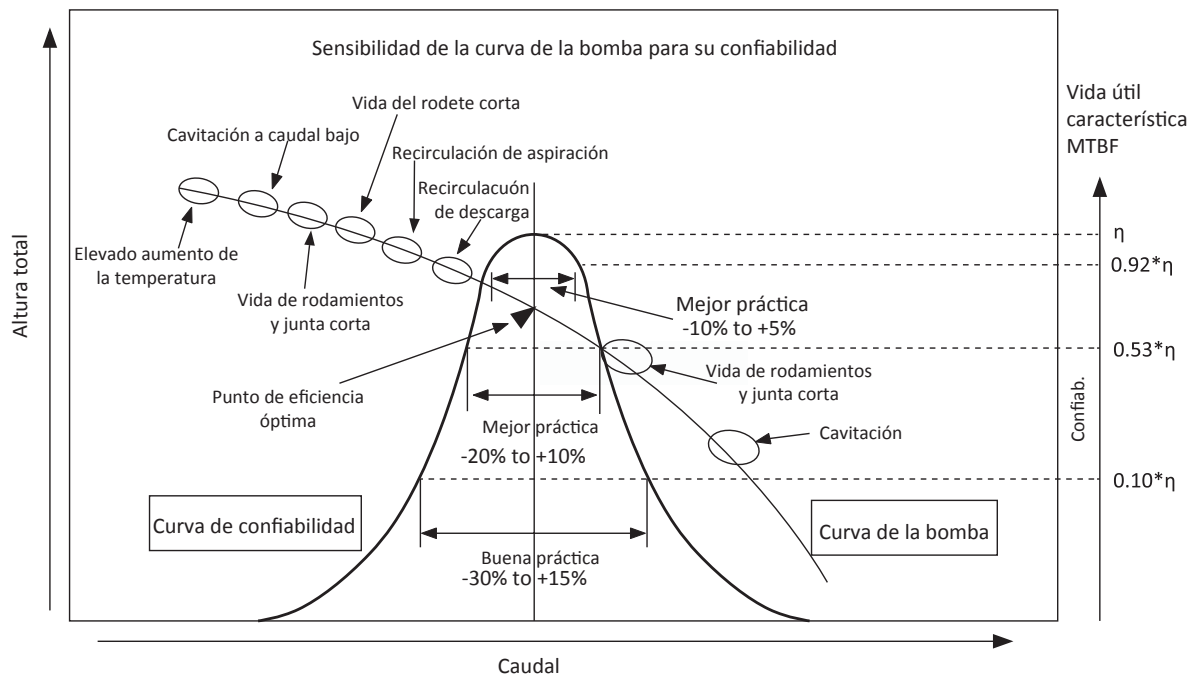
Es evidente que un balanceo incorrecto de las partes giratorias produce un aumento de las fuerzas que actúan sobre los rodamientos y, por lo tanto, acorta su vida útil. La norma *ANSI/HI Standard 9.6.4 -New* y las normas *ISO* contienen recomendaciones acerca de los límites máximos de vibraciones no filtradas para bombas con cojinetes o rodamientos. Los fabricantes de bombas lograron determinar (a través de la experiencia o de análisis teóricos) que las vibraciones no afectan adversamente a la vida útil y la confiabilidad de las bombas, siempre y cuando no se rebasen los límites de las normas. Las bombas producidas por los fabricantes más prestigiosos están balanceadas de acuerdo con estas normas.

Sin embargo, la presencia de objetos extraños en el fluido de la bomba en operación puede producir daños en el impulsor. Por lo tanto, conviene monitorear los niveles de vibración para garantizar que la bomba está en buen estado.

## CONSECUENCIAS SOBRE EL MANTENIMIENTO DE LA OPERACIÓN FUERA DEL PUNTO DE EFICIENCIA ÓPTIMA (BEP)

La confiabilidad y, en consecuencia, los costos de mantenimiento dependen del punto de la curva en el que se opere la bomba. En la figura 6.5, se ilustra cómo varía la confiabilidad en relación con la distancia al punto de eficiencia óptima. Como puede observarse, incluso las más pequeñas desviaciones respecto del punto de eficiencia óptima tienen una gran influencia sobre la confiabilidad.

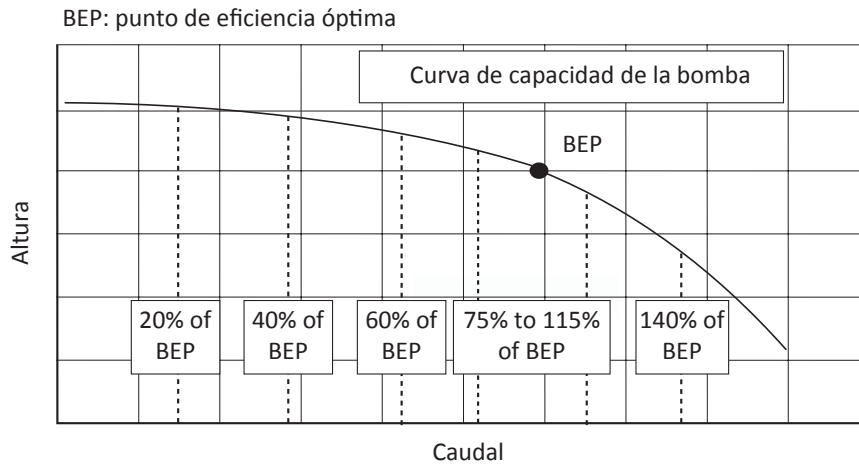
**Figura 6.5** Confiabilidad en función de la distancia respecto al punto de eficiencia óptima



## COSTOS DE MANTENIMIENTO EN RELACIÓN CON LA DISTANCIA AL PUNTO DE EFICIENCIA ÓPTIMA

Cuando se opera la bomba fuera del punto de eficiencia óptima, la fuerza que ejerce el fluido sobre el impulsor de la bomba aumenta rápidamente. Dado que la vida útil de los rodamientos depende de las fuerzas que se ejercen sobre ellos, su vida útil también se verá afectada, como se observa en la figura 6.4. Además, cuando las fuerzas aumentan, también aumenta la deflexión del eje, como se ve en la figura 6.3, lo que tiene un impacto negativo sobre la vida útil de las juntas. Si la desviación con respecto al punto de eficiencia óptima es grande, puede haber vibraciones causadas por cavitación o por recirculación en el impulsor. El fluido se vuelve más inestable aun, lo que puede dañar el impulsor y acortar su vida útil. El cuadro 6.1 muestra un ejemplo de la industria química. Puede observarse la influencia que tiene el punto de funcionamiento sobre los costos de mantenimiento.

**Cuadro 6.1** Ejemplo de variación de los costos de mantenimiento en función de la distancia respecto al punto de eficiencia óptima

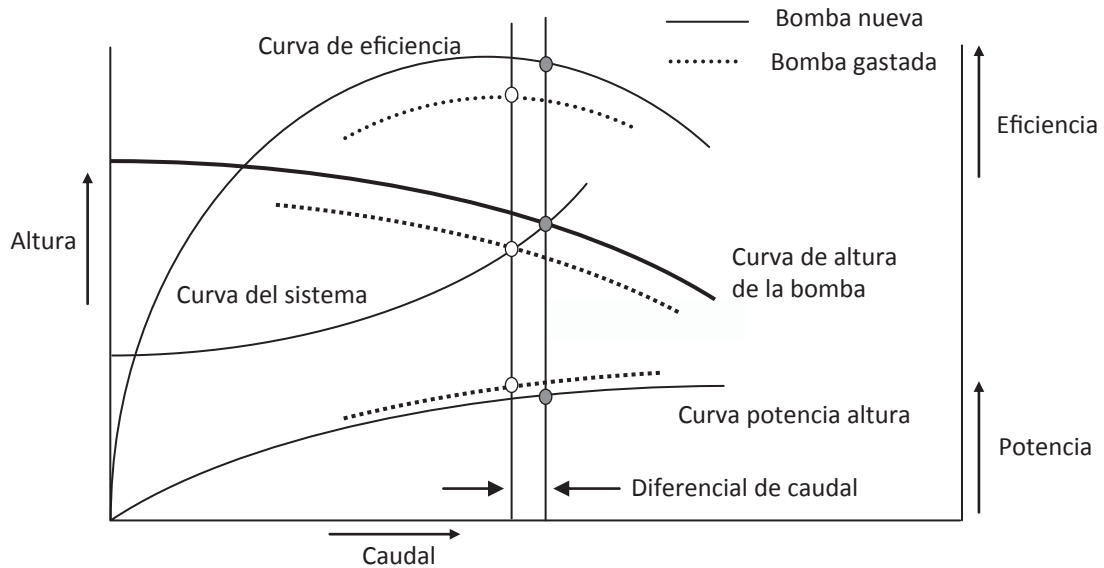


20%		% del punto de eficiencia óptima					Costo/Fallas (USD)	
		40%	60%	75% a 115%	140%			
Juntas	Vida útil	2 meses	4 meses	1 año	2 años	2 meses	1000	Repuestos
	Fallas/año	6	3	1	5	6	500	Mano de obra
	Costo/Año (USD)	9000	4500	1500	750	9000		
Rodamientos	Vida útil	1 año	3 años	4 años	5 años	1 año	500	Repuestos
	Fallas/año	1,00	0,33	0,25	0,20	1,00	500	Mano de obra
	Costo/Año (USD)	1000	333	250	200	1000		
Carcasa/ Impulsor	Vida útil	2 años	5 años	7 años	10 años	2 años	2000	Repuestos
	Fallas/año	0,50	0,20	0,01	0,10	0,5	0	Mano de obra
	Costo/Año (USD)	1000	400	285	200	1.000		
Costo total/ Año (USD)		11 000	5230	2040	1150	11 000		

### EFFECTO DEL DESGASTE DE LA BOMBA SOBRES LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS

Después de un determinado tiempo de funcionamiento, las bombas necesitan ajustes para mantener su eficiencia original. Los ajustes dependen del tipo de bomba, pero pueden consistir en ajustar las placas gastadas o la distancia entre el impulsor y la carcasa. Si no se procede a realizar los ajustes periódicamente, es posible que las características de la bomba cambien y que empiece a funcionar fuera de la región operativa recomendada. Una buena práctica consiste en determinar los valores de referencia de la bomba justo cuando se pone en marcha el sistema de bombeo, para luego realizar ensayos periódicos para detectar eventuales desviaciones respecto a esos valores de referencia. En la figura 6.6, puede verse el efecto del desgaste de la bomba sobre sus características.

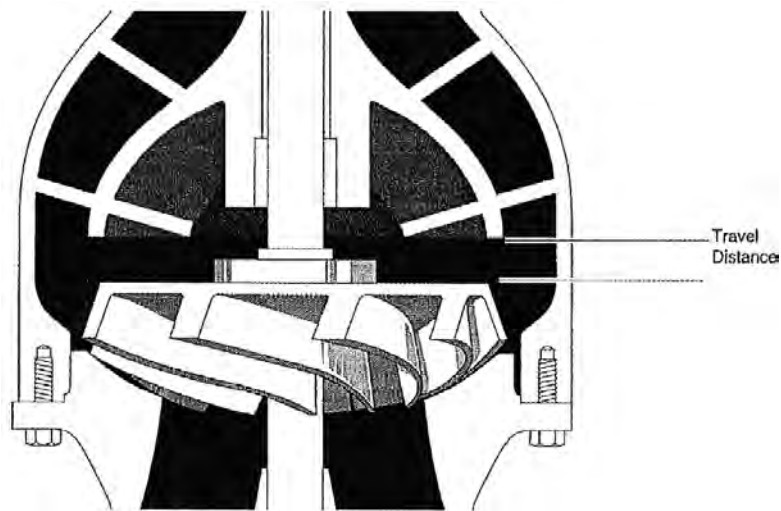
**Figura 6.6** Efecto del desgaste de la bomba sobre sus características



Las bombas se desgastan de muchas maneras. Por un lado, la eficiencia, el caudal y la presión disminuyen casi siempre. Por el otro lado, la potencia puede aumentar o disminuir, según la bomba. Esta distinción es importante porque, por ejemplo, las bombas que se usan en sistemas como los de riego suelen consumir más energía cuando se mejora la eficiencia de la bomba, pero la bomba sigue funcionando la misma cantidad de tiempo (y, por lo tanto, mueve más flujo). En este tipo de sistema, para aprovechar los beneficios del aumento de la eficiencia de la bomba, hay que hacerla funcionar menos tiempo.

Para que las bombas de pozo verticales, como la de la figura 6.7, tengan un buen desempeño hay que tener cuidado de mantener una distancia adecuada entre la parte inferior de los álabes del rotor semiabierto y la caja del rotor.

El ajuste de las bombas de turbina vertical con impulsor semiabierto se realiza mediante una tuerca situada en la parte superior del eje, lo que permite bajar el impulsor. Esta técnica no sirve para bombas con impulsores cerrados.

**Figura 6.7** Trayecto de una bomba de turbina vertical

## MONITOREO DE SISTEMAS DE BOMBEO

Cada instalación tiene sus propias prácticas de mantenimiento, que pueden variar significativamente. Sin embargo, en todos los departamentos de mantenimiento hay algunos factores clave:

- Personal con las habilidades necesarias para realizar todas las reparaciones y el mantenimiento preventivo requerido.
- Equipamiento adecuado y provisión de las herramientas y los repuestos que hagan falta.
- Realización de todas las actividades de mantenimiento de manera sistemática y eficiente.
- Consciencia de equipo y de estar al servicio de las operaciones de la instalación.
- Trabajo en conjunto con los responsables de la gestión de la instalación para que las actividades de mantenimiento se integren eficientemente en el «programa de gestión de activos».
- Supervisores capacitados que planifiquen las actividades de mantenimiento eficientemente.
- Buen equilibrio entre los costos de mantenimiento correctivo, predictivo y preventivo.

El cuadro 6.2 contiene una matriz de madurez del mantenimiento extraído de *Computerized Maintenance Management Systems* de Terry Wireman que contiene una síntesis de los distintos niveles de mantenimiento.

**Cuadro 6.2** Matriz de madurez del mantenimiento

Categoría evaluada	Nivel 1 Incertidumbre	Nivel 2 Toma de conciencia	Nivel 3 Comprensión	Nivel 4 Madurez	Nivel 5 Certeza
Actitud de la empresa/ directivos de la planta	Sin comprensión del mantenimiento preventivo. Se arregla lo que se rompe.	Se sabe que el mantenimiento podría ser mejor. No hay voluntad de asignar fondos.	Se comprende mejor el ROI. Aumenta el interés y la voluntad de dar apoyo.	Actitud participativa. Se acepta que el apoyo de los directivos es una condición ineludible.	El mantenimiento forma parte del sistema general de la empresa.
Tipo del mantenimiento en la organización	<b>REACTIVO:</b> se arreglan los equipos que se rompen. Si no, no se hace casi nada.	<b>CONSCIENTE:</b> Reacciona ante las circunstancias, pero repara los componentes más importantes y tiene preparados repuestos por si hay fallas.	<b>PREVENTIVO:</b> Hace inspecciones de rutina. Mantenimiento rutinario: lubricación, ajustes, arreglos menores para mejorar el equipo y aumentar el tiempo entre fallas.	<b>PREDICTIVO:</b> Usa técnicas de monitoreo de las condiciones del equipo, como análisis de vibraciones, termografía, ensayos no destructivos, sónicos, etc. Cambia partes de manera proactiva y resuelve problemas antes de tener que enfrentar fallas.	<b>PRODUCTIVO:</b> Combina todas las técnicas anteriores con la participación activa de los operadores, de manera que los técnicos en mantenimiento pueden concentrarse en analizar los datos de las reparaciones y en las actividades de mantenimiento mayores.
Porcentaje (%) de recursos de mantenimiento gastados	30+%	20-30%	10-20%	5-10%	Inferior a 5%
Solución de problemas de mantenimiento	Se solucionan a medida que van apareciendo.	Algunos arreglos antes de los problemas. Inicio de los análisis de las fallas elementales.	Se solucionan con la participación de personal de mantenimiento, operaciones e ingeniería.	Se anticipan los problemas. Solución en equipos interdisciplinarios.	Se previenen los problemas.
Personal de mantenimiento, cualificación y capacitación	La baja calidad es aceptable. Rigidez en los oficios, Habilidades desactualizadas. La capacitación es un gasto innecesario. Aumentos de salario por permanencia en el cargo. Baja productividad por trabajador. Apatía.	La falta de habilidades de los trabajadores se refleja en las fallas. Se cuestiona la rigidez de los oficios. Se reconoce que las habilidades están desactualizadas y que se necesita capacitación. Se cuestiona la distribución de los salarios.	Calidad + Calidad = Calidad. Las funciones de los puestos de expanden y comparten. Se desarrollan algunas «habilidades clave». Se pagan los gastos de capacitación. Mejoras de salarios del personal que cumplen los requisitos de habilidades. Aumento de la productividad y más temor ante el cambio.	Expectativas de trabajo de calidad. Funciones «multi-habilidades». Habilidades actualizadas y comprobables. Se requiere capacitación. Se paga la capacitación. Salarios por progresión de las competencias.	Orgullo del trabajo realizado. Profesionalidad. Flexibilidad en las tareas asignadas. Habilidades compatibles con las necesidades futuras. Operadores capacitados en mantenimiento. Capacitación permanente. Pago de un porcentaje de la productividad de la planta. Baja rotación del personal/ mucho entusiasmo.

Información sobre mantenimiento y medidas de mejora	El personal de mantenimiento intenta conservar los datos, pero no es obligatorio. Los datos son muy deficientes.	Los datos se conservan en un sistema manual o digital, pero sin planificación ni sistematización.	Hay un sistema manual o digital de datos de mantenimiento, operación e ingeniería.	Hay un sistema digital de control del mantenimiento para todos los sectores de la empresa. La información es confiable y precisa.	Hay un sistema de información sobre el mantenimiento que está integrado a la operación de toda la corporación.
Síntesis de la actitud de la empresa respecto al mantenimiento	«No tenemos ni idea por qué el equipo se rompe, pero pagamos a la gente de mantenimiento para que lo arregle». «Sabemos que tenemos una tasa de fallas alta, pero no es un problema de mantenimiento».	«¿La competencia también tiene los mismos problemas que tenemos nosotros con nuestro equipo?» «¡Las fallas nos están costando mucho dinero!»	«Ahora que conseguimos que los directivos se comprometan, vamos a empezar a identificar y resolver nuestros problemas»	«Todos tenemos un firme compromiso con un mantenimiento de calidad integrado en la filosofía de nuestras operaciones». «Es imposible fabricar productos de calidad con equipos mal mantenidos».	«Es improbable que tengamos fallas. El personal de mantenimiento hace un excelente trabajo de base».

Como mínimo, los operarios deben respetar el cronograma de mantenimiento recomendado por los fabricantes del equipo y deben hacer rutinas para detectar ruidos raros y niveles inusuales de vibración. De esta manera, un operador competente puede descubrir muchos problemas antes de que se transformen en contratiempos graves.

El monitoreo del sistema y la detección de las desviaciones con respecto a los patrones normales de vibración es una buena forma de descubrir los problemas antes de que sean serios.

## GESTIÓN DE ACTIVOS

Existen varias formas de aumentar la vida útil, la confiabilidad y la productividad de los sistemas. La gestión de los sistemas con la finalidad de obtener un valor óptimo de ellos es lo que se conoce como gestión de activos.

Para una correcta gestión de activos, hay que garantizar que el sistema en cuestión se opere siempre según las especificaciones de su diseño. Existen muchos productos y herramientas para alcanzar ese objetivo, y todo el tiempo el mercado ofrece nuevas alternativas. A continuación, se presentan algunos de esos métodos:

## SISTEMAS DE MONITOREO

Existen buenos sistemas de monitoreo desde hace muchos años. A medida que los precios de los componentes electrónicos se van haciendo más accesibles, los sistemas ofrecen mayor sofisticación. Por lo general, cuentan con dispositivos para monitorear caudal, presión, temperatura, rpm, niveles de vibración, etc. Los sistemas detectan las variaciones con respecto a las condiciones operativas normales. No obstante, siempre es el operador el que debe garantizar, en última instancia, que la bomba está funcionando de acuerdo con su diseño.



## SISTEMAS DE MONITOREO Y CONTROL INTEGRADOS

Los sistemas más avanzados integran el monitoreo con el control de la bomba. Los resultados de los sensores de monitoreo se procesan en una computadora que usa algoritmos específicos para controlar la operación de la bomba modificando su velocidad.

Este tipo de sistema tiene las siguientes funciones:

- Evitar que la bomba opere con la válvula de descarga cerrada.
- Evitar que la bomba opere con la válvula de succión cerrada.
- Evitar que la bomba opere en seco.
- Evitar que la bomba opere en modo de cavitación.
- Permitir que la bomba opere únicamente dentro de determinados rangos operativos configurados por el usuario.
- Reaccionar ante trastornos en el sistema y dar una señal de alarma.
- Permitir que el usuario configure una determinada presión u otras variables del proceso.
- Además, tienen funciones de autodiagnóstico que alertan al usuario cuando se necesita mantenimiento (por ejemplo, ajuste de holguras).

### PUNTOS DESTACADOS

Los puntos destacados del capítulo son:

- Básicamente, los costos de mantenimiento están determinados por el diseño del sistema. De esto se desprende que la forma en la que se opera el sistema de bombeo tiene un impacto muy grande sobre la confiabilidad y los costos de mantenimiento del sistema.
- Es fundamental que la bomba se opere lo más cerca posible del punto de eficiencia óptima. Por lo general, cuando se sobredimensiona una bomba, hay que regular excesivamente su caudal con una válvula. Esto, a su vez, produce por lo general un cambio en el punto de servicio de la bomba en dirección hacia el apagado.
- Otro factor muy importante para que no surjan inconvenientes durante la operación es el montaje correcto de la bomba.
- Además, todas las instalaciones deben hacer un esfuerzo para desarrollar un programa integral de mantenimiento.
- En este sentido, hay que respetar el cronograma de mantenimiento recomendado por el fabricante de los equipos.
- Para extender la vida útil de los sistemas, puede recurrirse a un sistema de monitoreo y control.

### EJERCICIOS

#### EJEMPLO 1

Mediante ensayos, se determinó que una bomba de agua de 150 kW equipada con un variador de velocidad produce 400 l/s a 15 m de altura total con una velocidad máxima de 80%. Las mediciones eléctricas revelaron que la bomba consume 110 kW. La bomba opera 6.000 horas por año con un costo de 0,05 USD por kWh. El costo de la demanda es 10,00 USD por kW, la eficiencia del motor es del 90%, la eficiencia del variador de velocidad es del 95 % y la eficiencia de la bomba original es del 85% al mismo caudal y cabeza.

1. Calcule la eficiencia de la bomba existente.
2. Determine los ahorros si la bomba se vuelve a operar de acuerdo con sus condiciones originales.

Respuesta:

Primero, se usa la ecuación de la bomba para calcular la eficiencia actual:

$$\text{kW} = \frac{\text{caudal (l/s)} * \text{cabeza (m)}}{102 * \eta_{\text{bomba}} * \eta_{\text{motor}} * \eta_{\text{vsd}}}$$

Solución de la eficiencia de la bomba ( $\eta_{\text{bomba}}$ ):

$$\text{Eficiencia de la bomba} = \frac{400 \text{ l/s} * 15 \text{ m}}{102 * 110 \text{ kW} * 0,90 * 0,95} = 0,62$$

Luego, se usa la ecuación de la bomba con el mismo caudal y cabeza, pero con la eficiencia de la bomba original (la velocidad del variador de velocidad es menor para la eficiencia más alta, dado que la bomba puede producir el mismo caudal a la misma cabeza, pero a menos potencia).

$$\text{kW} = \frac{400 \text{ l/s} * 15 \text{ m}}{102 * 0,85 * 0,90 * 0,95} = 81 \text{ kW}$$

$$110 \text{ kW} - 81 \text{ kW} = 29 \text{ kW}$$

$$\text{Ahorros anuales de la demanda} = 29 \text{ kW} * 10,00/\text{kW} * 12 \text{ meses} = 3.480 \text{ USD}$$

$$\text{Ahorros anuales de kWh} = 29 \text{ kW} * 6.000 \text{ horas} * 0,05 \text{ por kWh} = 8.700 \text{ USD}$$

$$\text{Ahorros de costos totales: } 12.180 \text{ USD}$$

# 7

## USO DE LA ENERGÍA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO

### PRINCIPIOS GENERALES

En el capítulo 4, se explicó la relación entre la potencia del fluido, la presión (cabeza) y la gravedad específica de un fluido. Este capítulo amplía este concepto agregando a la ecuación los componentes mecánicos y eléctricos, y explica su equivalencia en kilovatios y en dólares de energía.

### ECUACIONES DE POTENCIA

Cuando se expande la ecuación de la potencia del fluido para incluir en la misma a la eficiencia del equipo, la relación correspondiente resulta similar a la ecuación 7.1. Como ya se comentó con respecto a las ecuaciones en sistema métrico, estos kW corresponden a la «potencia eléctrica» y en este sentido se distinguen de los kW del capítulo 4 que representan la potencia del fluido.

#### Ecuación 7.1 Ecuaciones de la potencia eléctrica

Unidades de los Estados Unidos

$$\text{kW} = \frac{\text{altura (ft)} * \text{caudal (gpm)} * \text{gravedad específica} * 0.746}{3960 * \eta_{\text{bomba}} * \eta_{\text{motor}} * \eta_{\text{vsd}}}$$

Unidades métricas

$$\text{kW}_{\text{potencia eléctrica}} = \frac{\text{altura (m)} * \text{flujo (m}^3/\text{sec)} * \text{densidad} * 9.8}{\eta_{\text{bomba}} * \eta_{\text{motor}} * \eta_{\text{vsd}} * 1.000}$$

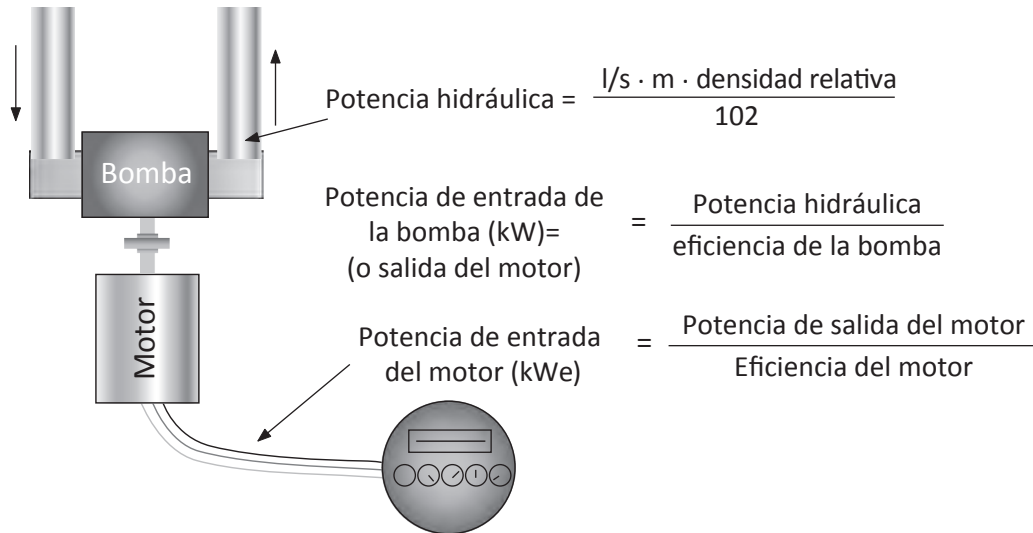
$$\text{kW}_{\text{potencia eléctrica}} = \frac{\text{altura(m)} * \text{caudal (m}^3/\text{hr)} * \text{densidad}}{367 * \eta_{\text{bomba}} * \eta_{\text{motor}} * \eta_{\text{vsd}} * 1.000}$$

$$\text{kW}_{\text{potencia eléctrica}} = \frac{\text{altura (m)} * \text{caudal (liters/hr)} * \text{densidad}}{102 * \eta_{\text{bomba}} * \eta_{\text{motor}} * \eta_{\text{vsd}} * 1.000}$$

Además de incluir la eficiencia de la bomba, las ecuaciones de la potencia eléctrica de la ecuación 7.1 tienen en cuenta los valores de la eficiencia eléctrica del motor y del variador de velocidad. Estos componentes varían en cada sistema de bombeo y pueden ajustarse según sea necesario. Lo más importante es que hay que tener en cuenta que, cuando se reduce la eficiencia, hay que incluir todos

los componentes que se encuentran entre la bomba y el medidor de electricidad. Esto se ilustra en la figura 7.1.

**Figura 7.1** Desglose de la ecuación energética



## USO DE LAS ECUACIONES DE LA POTENCIA

Las ecuaciones de la potencia eléctrica son sumamente útiles para evaluar el uso de la energía de los sistemas de bombeo. Si se usan correctamente, puede obtenerse un valor en kW para todos los puntos en los que la bomba puede operar. Algunos de los usos de estas ecuaciones son:

- Evaluación de ahorros de energía cuando se mejora la eficiencia de la bomba o el motor.
- Comparación de datos obtenidos en el terreno y datos calculados para verificar los resultados obtenidos.
- Evaluación del impacto de la reducción o el aumento de la cabeza o el caudal totales.

Además, las ecuaciones de la potencia eléctrica sirven para representar los cambios de eficiencia resultantes de modificaciones del caudal o la cabeza. Las curvas de la bomba y del sistema pueden usarse para determinar los cambios de eficiencia de la bomba.

El primer paso para evaluar el uso de la energía de un sistema de bombeo consiste en obtener un valor en kW para cada punto operativo en que la bomba va a funcionar. A partir de este valor, pueden averiguarse los kWh multiplicando los kW por la cantidad de horas que la bomba va a funcionar en el intervalo correspondiente. A primera vista, puede parecer que si multiplicamos los kWh por el valor del costo/kWh se podría obtener el costo total de la energía. Sin embargo, la mayoría de las tarifas de electricidad son mucho más complicadas, por lo que hay que examinarlas detalladamente para determinar cuál es el verdadero costo mensual de la energía.

## ENERGÍA ESPECÍFICA

Es muy importante poder hacer el seguimiento del desempeño del sistema para poder determinar su eficiencia con respecto a la eficiencia óptima y también para detectar cualquier desviación lo antes posible. Es conveniente que los sistemas de monitoreo puedan medir algunos parámetros que sirvan para evaluar el desempeño del sistema y cómo cambia este desempeño con el tiempo.

Los sistemas de bombeo industriales pueden conectarse a distintos tipos de sistemas de monitoreo y control. Por lo general, el monitoreo abarca el caudal, la presión y la potencia o corriente. Sin embargo, para tener una buena idea del desempeño del sistema, no alcanza con monitorear alguno o todos esos parámetros. No obstante, en muchos casos es posible aprovechar mejor esa información combinando distintos parámetros como indicadores clave del desempeño que pueden examinarse a lo largo del tiempo. Por ejemplo, con respecto al monitoreo de bombas, en lugar de limitarse a medir el caudal y la potencia, se puede recurrir a la energía específica que es el cociente entre el caudal y la potencia.

La energía específica es un indicador clave del desempeño que resulta muy útil para hacer el seguimiento y monitoreo de sistemas de bombeo.

El programa PSAT del Departamento de Energía de los Estados Unidos puede usarse para crear un diagrama que ilustra el desempeño total del sistema en estudio con respecto a un sistema con desempeño óptimo. Con ese diagrama, resulta sencillo demostrar el potencial de optimización en función de la mejora de los componentes del sistema y en función de la eliminación de las pérdidas por regulación. Además, permite ver el impacto de esos cambios sobre el costo del bombeo.

Cuando se desea evaluar el rendimiento energético de un sistema de bombeo, es importante saber qué es lo que debe medirse. Es posible que una bomba esté operando con una eficiencia muy alta, mientras que la eficiencia del sistema en cuestión sea muy baja. Esto es bastante común en el caso de sistemas controlados con válvulas reguladoras. En los sistemas regulados, es posible que una gran cantidad de energía simplemente se desperdicie.

Uno de los motivos más frecuentes del exceso de regulación son las bombas sobredimensionadas. En realidad, no es sorprendente que la mayoría de los sistemas de bombeo estén sobredimensionados. Es muy difícil calcular con precisión los requisitos de cabeza y caudal que debe tener una bomba. Por lo tanto, en la etapa de diseño se agregan márgenes de seguridad. Además, la resistencia sobre el flujo suele aumentar con el tiempo y puede ocurrir que se prevea un aumento de los requisitos del caudal, por lo que no es difícil entender que la mayoría de los sistemas están sobredimensionados en el sentido de que pueden entregar más caudal del que se necesita. Para corregir el sobredimensionamiento, se recurre a válvulas de regulación y a variadores de velocidad.

Es muy importante que el operador o el gerente de la planta sepan cuál es la eficiencia de sus sistemas de bombeo. A tal efecto, la práctica habitual consiste en evaluar el sistema comparando las demandas reales del proceso con el suministro disponible. Esa evaluación permite formular sugerencias para mejorar el sistema.

Luego de que se logra optimizar el sistema, hay que garantizar que las mejoras siguen siendo efectivas y que la eficiencia del sistema no decae. La energía específica puede usarse como un indicador clave del desempeño (KPI por su sigla en inglés). Este indicador sirve para investigar la eficiencia del sistema, hacer su seguimiento y detectar las desviaciones eventuales lo antes posible.

Es muy importante poder hacer el seguimiento del desempeño del sistema para poder determinar su eficiencia con respecto a la eficiencia óptima y también para detectar cualquier desviación lo antes posible. El monitoreo de los sistemas de bombeo puede ser una actividad muy rentable.

Los sistemas de bombeo industriales pueden conectarse a distintos tipos de sistemas de monitoreo y control. Por lo general, el monitoreo abarca el caudal, la presión y la potencia o corriente. Sin embargo, para tener una buena idea del desempeño del sistema, no alcanza con monitorear alguno o todos esos parámetros. Además, se corre el riesgo de dejar de lado información importante sobre el desempeño general del sistema. En muchos casos es posible aprovechar mejor la información combinando distintos parámetros que pueden examinarse a lo largo del tiempo. Por ejemplo, cuando se monitorea una bomba conviene examinar la relación entre el caudal y la potencia, en lugar de observar esos parámetros independientemente uno del otro. El cociente entre la potencia y el caudal es un indicador clave del desempeño de los sistemas de bombeo.

En muchas industrias, se monitorea la corriente en lugar de la potencia. La corriente es aproximadamente proporcional a la potencia, por lo que se la puede usar en lugar de ella. En ambos casos, el cociente sirve para evaluar el desempeño del sistema y es muy sensible a cualquier cambio que se introduzca en el mismo.

Para poder explicar cómo se elabora un KPI y qué ventajas tienen, describimos primero algunas relaciones fundamentales.

## POTENCIA DEL FLUIDO

En los sistemas de bombeo, la relación entre la potencia del fluido, el caudal y la presión (cabeza) y la gravedad específica del fluido se expresa en la siguiente ecuación:

$$\text{Potencia del fluido} = \text{cabeza (m)} * \text{caudal (m}^3/\text{sec)} * \text{gravedad específica} * 9.8 \quad (1)$$

Para poder calcular la potencia eléctrica que el sistema usa hay que dividir la potencia del fluido por las eficiencias de los distintos componentes que producen esa potencia del fluido, es decir, la eficiencia del motor, de la bomba y, si corresponde, del variador de velocidad.

## CÁLCULO DE LA ENERGÍA ESPECÍFICA

La energía específica es una medida muy útil para calcular el costo del bombeo. Se la define como la energía que se usa para mover un volumen determinado a través del sistema. Se mide en Wh/m<sup>3</sup> o en cualquier otra unidad adecuada. Tiene la ventaja de que es una medida directa del costo del bombeo (si se conoce el costo de la energía).

$$\frac{\text{Energía usada}}{\text{Volumen bombeado}} = \text{Energía específica} \quad (2)$$

$$E_s = \frac{P_{in} \cdot \text{tiempo}}{V} = \frac{P_{in}}{Q} \quad (3)$$

Como se ve en la ecuación (3), el valor instantáneo de la energía específica es igual a la potencia de entrada dividida por el caudal.

Utilizando la ecuación de la potencia del fluido y dividiendo por las diversas eficiencias se obtiene:

$$Potencia\ de\ entrada = \frac{altura\ (m) * caudal\ (m^3/sec) * gravedad\ especifica * 9.8}{\eta_{variador} * \eta_{motor} * \eta_{bomba}} \quad (4)$$

A partir de esto, obtenemos:

$$Energía\ específica = \frac{altura\ (m) * gravedad\ especifica * 9.8}{\eta_{variador} * \eta_{motor} * \eta_{bomba}} \quad (5)$$

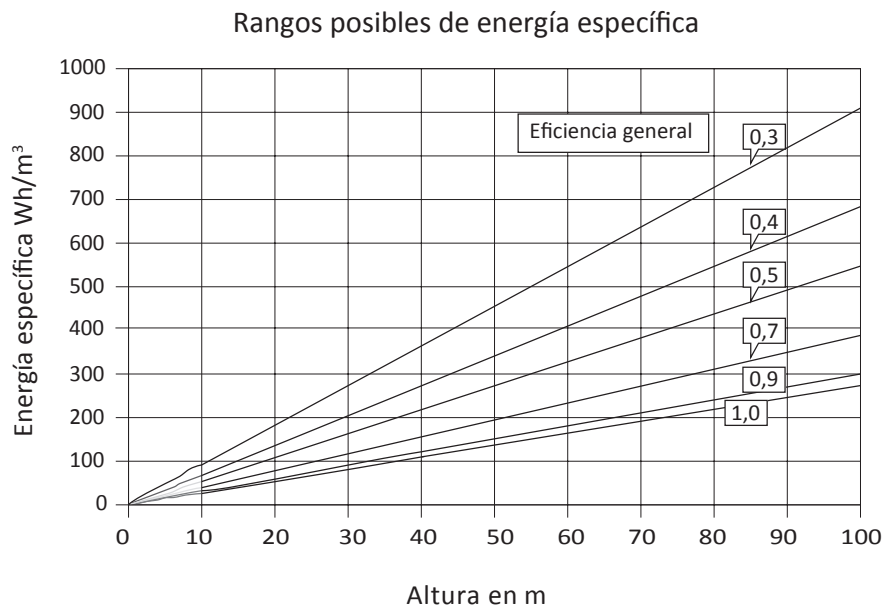
Si el sistema no tiene un variador de velocidad, el término correspondiente es igual a 1.

Por lo tanto, si las eficiencias son constantes, la energía específica es una función lineal de la cabeza. Es una medida muy útil para comparar el costo del bombeo correspondiente a distintas soluciones para el sistema.

En los sistemas con caudal constante, el cálculo con las ecuaciones anteriores es muy sencillo. En los sistemas con caudales variables, es un poco más complicado. Primero, hay que calcular la energía específica en función del caudal, para lo que hace falta información de los fabricantes de la bomba, el motor y el variador de velocidad. Por ejemplo, hay que solicitar al fabricante de la bomba las curvas de la bomba para las operaciones con velocidad variable. A los fabricantes del motor y del variador de velocidad, hay que pedirles las curvas de eficiencia en función de la carga y la velocidad.

En los sistemas existentes, se puede calcular la energía específica directamente a partir de la medición de la energía absorbida y del caudal.

**Figura 7.2** Energía específica en función de la cabeza para distintas eficiencias generales ( $= \eta_{variador} * \eta_{motor} * \eta_{bomba}$ )

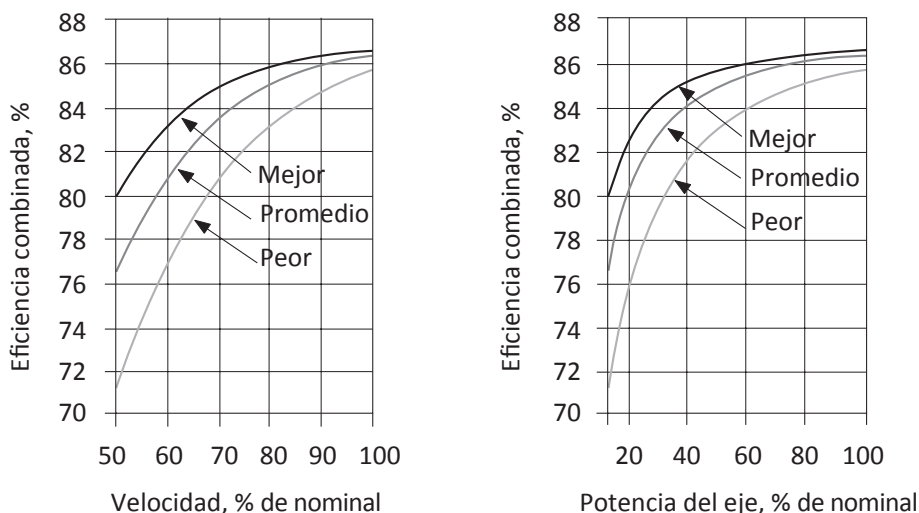


Si los otros factores son constantes, la energía específica es una función lineal de la cabeza. Por lo tanto, se puede graficar la energía específica en función de la cabeza para distintas eficiencias generales. En la figura 7.2, la eficiencia general es el producto de las eficiencias de los distintos componentes de la ecuación. 5. La línea inferior del gráfico representa el 100% de eficiencia y, por supuesto, no es alcanzable. Si se conocen la potencia de entrada, el caudal y la cabeza para un punto de servicio determinado, es fácil calcular la eficiencia específica, que puede marcarse como un punto en la figura 7.2. Luego, puede interpolarse la eficiencia general del sistema.

Además, existen programas como el PSAT del Departamento de Energía de los Estados Unidos, que permiten determinar la mejor eficiencia disponible de la bomba y del motor para un punto de servicio dado y la menor energía específica para ese punto de servicio (si no se usa un variador de velocidad). Un poco más difícil es averiguar la eficiencia de una determinada combinación de variador de velocidad y motor, dado que depende del grado de adaptación entre el motor y el variador. Cuando se usa un variador de velocidad, se introducen pérdidas adicionales en el motor, que deben ser tenidas en cuenta.

La figura 7.3 da una idea de la eficiencia combinada del variador de velocidad y el motor. La reacción de los motores varía de acuerdo con el variador en cuestión. Por lo tanto, se recomienda que el motor y el variador de velocidad sean del mismo fabricante, para tener la seguridad de que la combinación se adapta correctamente. Los variadores mejoraron muchísimo en los últimos años, pero de todos modos siguen afectando la eficiencia del motor de forma tal que no se los puede dejar de lado en el cálculo.

**Figura 7.3** Eficiencia combinada de motor / variador de velocidad para un motor con distintos variadores (Departamento de Energía)



Nota: motor de 38 kW, dos polos, eficiencia estándar (89% de eficiencia a plena carga)

Uno de los beneficios del PSAT es que el programa contiene información sobre distintos tipos de bomba (tipo de bomba y mayor eficiencia disponible para esa bomba). El programa usa datos del Hydraulic Institute.



## CONTROLES DE CAUDAL

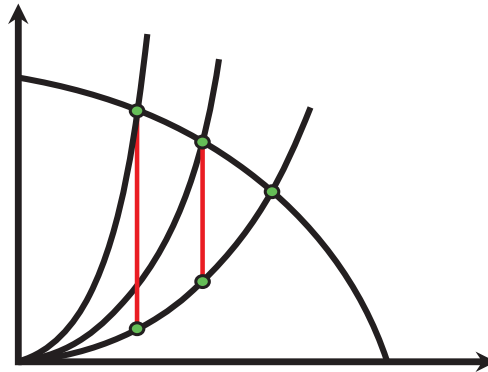
Los dos métodos básicos para controlar el caudal son modificar la curva del sistema mediante una válvula reguladora o modificar la curva de la bomba con un variador de velocidad. La opción que más se usa todavía es la de la válvula reguladora. Los variadores de velocidad son siempre más eficientes que las válvulas reguladoras y, por lo general, resultan más económicos, sobre todo, cuando se comparan los costos del ciclo de vida. En muchas aplicaciones, se controla el caudal desviando una parte del flujo, a pesar de que este método no conviene desde el punto de vista económico.

En sistemas en los que no hace falta controlar el caudal, es posible que se puedan aplicar soluciones más eficientes que las válvulas reguladoras o los variadores de frecuencia. Por ejemplo, una solución eficiente para muchos sistemas es una correcta configuración del encendido y apagado de bombas correctamente dimensionadas.

### CONTROL DEL CAUDAL POR REGULACIÓN

Cuando se controla el caudal con una válvula reguladora, se modifica la curva del sistema. Cuando el caudal disminuye, el punto de servicio se mueve hacia la izquierda (figura 7.4). La línea roja vertical de la figura 7.4 representa las pérdidas por regulación de la válvula. Para calcular la energía específica para cada punto de funcionamiento, se divide la potencia que entra en el motor por el caudal. Generalmente, la energía específica aumenta rápidamente a medida que se reduce el caudal por regulación. Esto obedece a dos razones: las pérdidas en la válvula y la frecuente caída de la eficiencia de la bomba en la parte superior de su curva.

**Figura 7.4** La regulación de la válvula modifica el caudal agregando a las pérdidas del sistema la caída de presión en de la válvula. La nueva curva del sistema es más marcada y el punto de funcionamiento se mueve hacia arriba de la curva de la bomba.

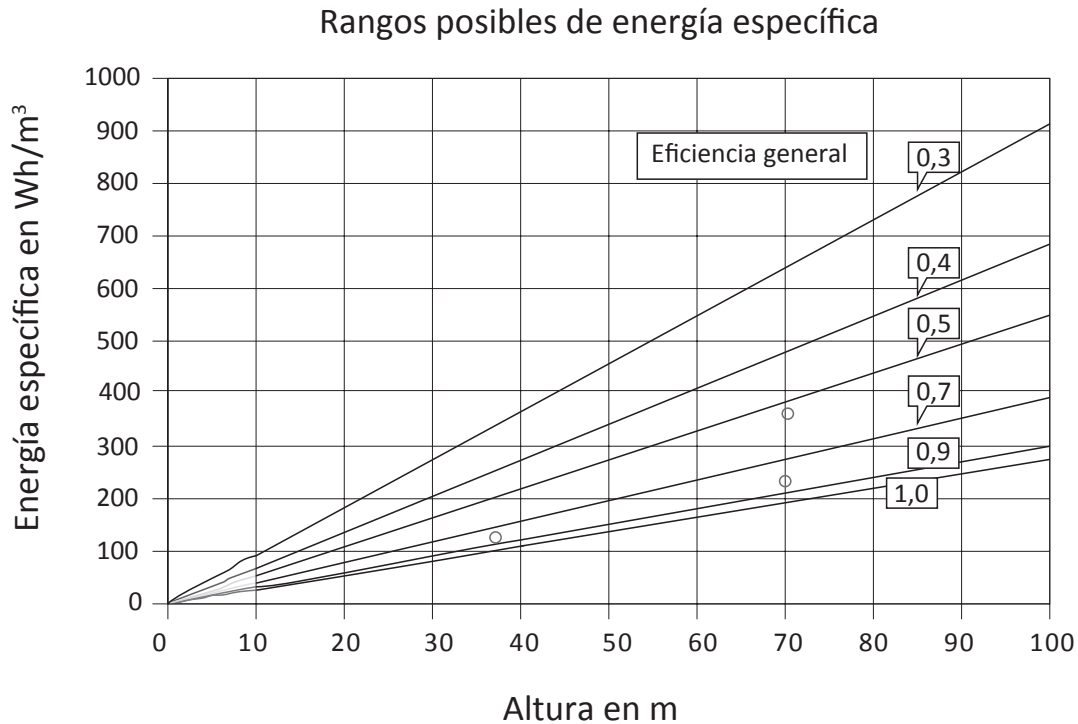


A partir de la información de la figura 7.4, es posible estimar la cabeza necesaria para que el sistema produzca un caudal determinado si no hubiera regulación. (Un método para que la bomba opere en un punto de servicio sin regulación sería usar un variador de velocidad que reduzca la potencia que produce la bomba. Así no habría que regularla). El requisito de cabeza sin regulación puede leerse sobre la curva original sin regulación debajo del punto de funcionamiento deseado. En este caso, también puede usarse el PSAT para estimar la eficiencia de la mejor combinación de motor y bomba para el caudal sin regulación en cuestión.

Además, el PSAT puede calcular la energía específica ideal para el punto de funcionamiento sin regulación y graficarlo en el diagrama de la energía específica, como se ilustra en la figura 7.5. El punto

superior derecho representa el punto de funcionamiento actual. El punto inferior derecho representa la energía específica resultante del uso de la combinación óptima de motor y bomba calculada por el PSAT. El punto inferior izquierdo representa la combinación óptima de bomba y motor funcionando sin regulación. El diagrama ofrece una representación gráfica muy buena de la operación del sistema desde el punto de vista del costo y de dónde podría operar si estuviera optimizado y no tuviera pérdidas por regulación.

Figura 7.5 Diagrama de la energía específica para tres puntos de funcionamiento



Dado que el costo depende de cada kWh, el eje de las y muestra el costo de bombear una unidad de volumen a través del sistema. Por lo tanto, el ejemplo de la figura 7.5 muestra que la energía específica podría bajar de 360 Wh/m<sup>3</sup> a 240 Wh/m<sup>3</sup> si se mejora la bomba y el motor. Además, es posible obtener una reducción adicional para llegar a 120 Wh/m<sup>3</sup> si se eliminan las pérdidas por regulación.

De esta manera, los usuarios del sistema pueden ver fácilmente que están gastando tres veces más energía y dinero que lo que se necesita para el servicio en cuestión. Las modificaciones del desempeño de la bomba resultan mucho más fáciles de detectar que cuando se monitorea la potencia y el caudal por separado.

### CONTROL DEL CAUDAL MEDIANTE VARIADORES DE VELOCIDAD

Con un variador de velocidad, se puede ajustar la potencia a la demanda sin tener que recurrir a una regulación. De esta manera, es posible neutralizar los efectos de la práctica habitual de sobredimensionar las bombas, al mismo tiempo que se ahorra mucha energía. Sin embargo, en el caso de los sistemas con mucha cabeza estática, hay que tener cuidado. Cuando se reduce la velocidad en un

sistema de este tipo, el punto de funcionamiento se desplaza cada más hacia arriba sobre las curvas reducidas de la bomba, hasta que la bomba empieza a operar en el vacío. Cabe destacar que mucho antes de que eso suceda, la bomba deja de operar en el rango operativo preferido. Si se permite que funcione de esa manera durante mucho tiempo, puede sufrir daños graves. Por lo tanto, antes de decidir qué tipo de método de control conviene usar, hay que observar atentamente todo el sistema.

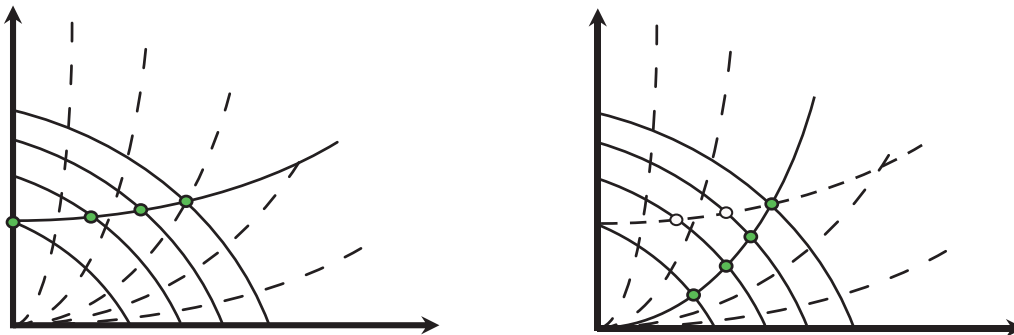
En muchos casos, los variadores de velocidad permiten ahorrar mucha más energía que las válvulas de regulación, pero no siempre son la mejor solución para los problemas de bombeo. De hecho, algunas veces producen un aumento del consumo de energía. En consecuencia, es importante entender bien cuándo conviene usarlos y cuándo no. Este tema ya fue abordado en un documento previo de la eemods (Energy Efficiency in Motor Driven Systems).

En la figura 7.6, se observan dos curvas del sistema y dos curvas reducidas de la bomba (líneas continuas) y líneas de eficacia constante (líneas punteadas). La del centro es la que tiene la eficiencia máxima. Puede verse lo que ocurre en un sistema de velocidad regulada. Aquí se obtienen nuevas curvas de la bomba a medida que la velocidad disminuye. Los nuevos puntos de funcionamiento son la intersección de la curva del sistema con la curva reducida de la bomba. Es importante distinguir entre sistemas con y sin cabeza estática porque la reacción ante los cambios de velocidad en ambos casos es muy diferente.

En los sistemas con cabeza estática, la eficiencia de la bomba cambia en función de la velocidad. Por el contrario, en los sistemas sin cabeza estática, el nuevo punto de funcionamiento que se obtiene al reducir la velocidad es igual al correspondiente a la eficiencia original, como puede verse en la figura 7.6.

A causa de eso, el uso del diagrama de la energía específica con control de velocidad es un poco más complicado. Cuando se grafica en el diagrama la eficiencia óptima, hay que tener en cuenta los cambios en la eficiencia en función de la velocidad de todos los componentes del sistema. Se puede hacer el cálculo para una cantidad limitada de puntos, para luego conectarlos. Además, se puede monitorear el uso de la energía y el caudal de manera instantánea para comparar los valores con el de la eficiencia óptima del diagrama. En el caso de los sistemas con cabeza estática, la curva sería similar a la de la figura 7.6.

**Figura 7.6** Con un variador de velocidad, el punto de funcionamiento se desplaza a lo largo de la curva del sistema (las figuras ilustran dos curvas del sistema, con y sin cabeza estática)



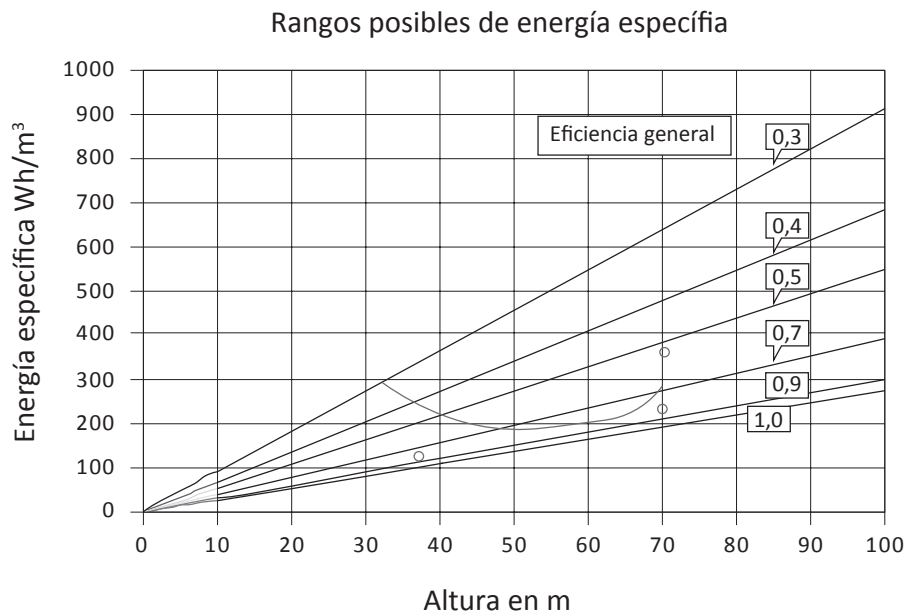
## LA ENERGÍA ESPECÍFICA COMO UN INDICADOR CLAVE DEL DESEMPEÑO

Es muy importante poder hacer el seguimiento del desempeño del sistema para poder determinar su eficiencia con respecto a la eficiencia óptima y también para detectar cualquier desviación lo antes

posible. En los casos en que se monitorea el caudal y la potencia, el valor de la potencia sobre el caudal puede usarse como un indicador clave del desempeño.

En muchas industrias, se monitorea la corriente en lugar de la potencia. La corriente es aproximadamente proporcional a la potencia, por lo que se la puede usar en lugar de ella. Cuando se usa la corriente en lugar de la potencia, también hay que tener en cuenta el factor de potencia, dado que cambia de acuerdo con la carga del motor. Hay que tener en cuenta que, si se usa la corriente, hay que hacer la conversión a potencia. De otro modo, no se obtiene una medida correcta de la energía específica. Con el PSAT, se puede hacer una conversión de manera bastante precisa, siempre y cuando la carga del motor no sea demasiado baja (por debajo del 25%). De todos modos, cuando se usa la corriente en lugar de la potencia, el cociente sigue reflejando los cambios en la energía específica, por lo que puede usarse para detectar cambios en el desempeño. En ambos casos, el cociente detecta muy bien los cambios en la eficiencia del sistema.

**Figura 7.7** Curva típica de la energía específica de los sistemas con variador de velocidad



Recientemente, la evaluación de una estación de bombeo reveló que una de las tres bombas en paralelo del sistema consumía aproximadamente 100 kW sin aportar casi nada de caudal. Las otras dos bombas hacían que la tercera operara prácticamente en el vacío, dado que el anillo de desgaste estaba muy deteriorado y, por lo tanto, la cabeza entregada era mucho menor que las de las otras dos bombas.

El sistema estaba configurado para monitorear el caudal total y la corriente del motor de manera independiente, por lo que no se había detectado el problema con la tercera bomba. Si se hubiera monitoreado la relación de la corriente sobre el caudal del sistema, seguramente se hubiera descubierto el problema mucho antes.

## ESTRUCTURA DE LA TARIFA DE ELECTRICIDAD

Por lo general, la estructura de la tarifa de electricidad contiene los componentes siguientes:

- Consumo de energía (kWh o kVARh).
- Demanda (kW o kVA).
- Factor de potencia.
- Otros cargos por servicio, ajustes por costos de combustible, etc.

## CONSUMO DE ENERGÍA

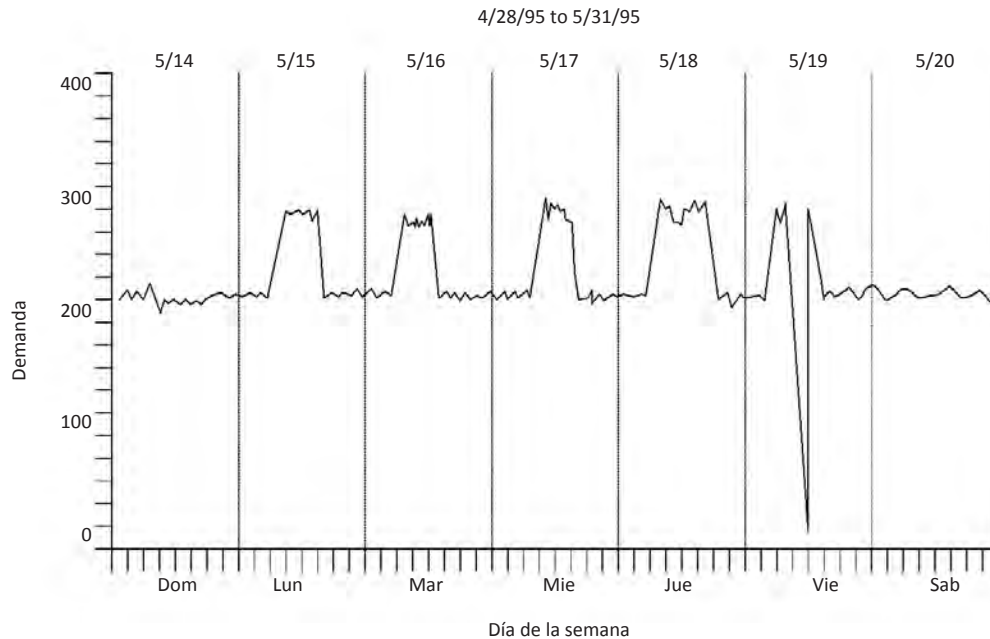
Desde el punto de vista de la «carga», el consumo de energía puede calcularse fácilmente si se tiene en cuenta todos los aspectos que discutimos anteriormente. Sin embargo, desde el punto de vista del «medidor» de electricidad, el seguimiento y la facturación de este valor puede hacerse de muchas maneras. Algunos de estos cálculos de facturación incluyen:

- La hora del día en que se produjo el consumo de energía (pico, valle)
- El mes en que se produjo el consumo de energía (por ejemplo, invierno/verano)
- Distintos precios para cada cantidad (o bloque) de energía consumida en el mes

Además, los cargos por kWh pueden aparecer varias veces en distintas categorías. En los casos en que el suministro eléctrico esté desregulado, puede estar desglosados en dos cuentas separadas: factura del suministro eléctrico y factura de distribución de energía.

## CARGO POR DEMANDA

Las empresas de electricidad cobran cargos por demanda para recuperar los costos de la capacidad de distribución y transmisión necesaria para la carga eléctrica pico de la instalación. Los cargos por demanda mensual de la factura de electricidad se basan en el uso máximo de energía (normalmente en kW) durante el mes. El medidor eléctrico que mide este valor registra el valor máximo promedio en intervalos de entre 15 a 30 minutos. Dado que la medición se hace en ese intervalo, los aumentos repentinos del uso de la energía (como cuando un motor arranca) tienen un efecto mínimo en la demanda que queda registrada. La figura 7.8 ilustra un perfil típico de la demanda de una instalación.

**Figura 7.8** Ejemplo de diagrama de la demanda

El gráfico de la figura 7.8 muestra una demanda constante un poco superior a 200 kW durante todo el domingo y por la mañana del lunes. Sin embargo, durante las jornadas laborales, cuando se opera algún equipo adicional la demanda trepa hasta casi 300 kW. Este es el valor que la empresa de electricidad toma como demanda máxima mensual.

Una vez que se establece el valor del mes, vuelve a cero y registra el valor máximo del mes siguiente. Los cargos por demanda pueden variar entre 3,00 USD por kW hasta 25,00 USD por kW según la empresa y la estructura tarifaria.

Además, hay que señalar que una parte del valor de la demanda máxima registrada en un mes determinado puede arrastrarse hasta once meses, aunque la demanda mensual caiga. Por lo general, aparece como «demanda facturada», mientras que la demanda mensual suele figurar como «demanda registrada».

Para algunas estaciones de bombeo, es posible que la demanda sea un componente significativo del costo de la factura de electricidad. Por ejemplo, en este caso:

Una estación de bombeo tiene una bomba de 100 kW que opera 100 horas por mes.

- La demanda sería pues 100 kW (si se supone que la bomba opera de manera continua por periodos más extensos que los 15 o 30 minutos del periodo en que se mide la demanda)
- El consumo sería de 100 kW \* 100 horas, o sea, o de 10.000 kWh por mes

Si consideramos un cargo por demanda de 8,00 USD por kW y un costo del consumo de energía de 0,10 USD por kWh (valores habituales):

$$100 \text{ kW} * 8,00/\text{kW} = 800 \text{ USD por mes}$$

$$10.000 \text{ kWh} * 0,10/\text{kWh} = 1000 \text{ USD por mes}$$

El consumo mensual y los cargos por demanda serían de 1.800 USD

En este ejemplo simplificado, el costo anual de la energía de la estación de bombeo es de 21.600 USD ¡La demanda representa el **44% del total de la factura!**

Este ejemplo es una buena demostración de que, para maximizar los ahorros energéticos en un proyecto de optimización de sistemas de bombeo, hay que tener en cuenta el grado de incidencia de los cargos por demanda.

## FACTOR DE POTENCIA

El factor de potencia es la relación entre la potencia de trabajo y la potencia aparente. Mide con qué nivel de eficiencia se usa la electricidad de la instalación. Las instalaciones con una gran cantidad de cargas de motores de inducción tienen un factor de potencia inferior al de las instalaciones con una gran cantidad de cargas resistivas (como calentadores eléctricos). Es posible que las empresas de electricidad penalicen a las instalaciones con factores de potencia bajos (en general, inferiores a 80%) y que premien a las que tienen factores de potencia altos.

La buena noticia es que es posible mejorar el factor de potencia colocando condensadores de corrección del factor de potencia. De todos modos, hay que revisar si conviene desde una perspectiva económica, es decir, hay que evaluar la eficacia de un proyecto como ese desde el punto de vista de los costos.

## CONTACTO CON LA EMPRESA DE ELECTRICIDAD

Lo principal es entender que las facturas de electricidad pueden ser muy complicadas y que uno de los pasos más importantes que hay que tener en cuenta cuando se calculan ahorros de los costos energéticos es contactar al gestor de negocios de la empresa de electricidad para revisar la tarifa eléctrica con su ayuda y así lograr entender cómo se hace la facturación.

## PUNTOS DESTACADOS

Los puntos destacados del capítulo son:

- Las ecuaciones de la potencia eléctrica sirven para determinar el uso de la energía del sistema en todos los puntos de la curva de la bomba. Hay que incluir todos los componentes del sistema que repercuten sobre la eficiencia.

- La estructura de la tarifa de electricidad suele tener un cargo por kW y otro correspondiente a la carga de la demanda. Además, es posible que haya otros cargos, como el correspondiente al factor de potencia.
- El costo por kWh puede variar con la hora del día, la cantidad de kW o la época del año. Además, es posible que los cargos por kWh estén desglosados la factura del suministro y la de distribución.
- Los cargos de la demanda se basan en el valor más alto en kW registrados en un periodo 15-30 minutos durante un mes. Es posible que representen una parte muy importante de la factura mensual de electricidad.
- La mejor forma de comprender la factura de electricidad es revisarla con la ayuda del gestor de negocios de la empresa de electricidad.



# 8

## MOTORES

### PRINCIPIOS GENERALES

La mayoría de las bombas están impulsadas por motores eléctricos. Si bien hay muchos tipos de motores eléctricos, el más común es, sin duda, el motor de inducción de Corriente Alterna asincrónico de rotor de jaula de ardilla. Es un motor simple, sólido, confiable y económico. Los últimos diseños de motores premium son, por lo general, muy eficientes. Además, son motores que pueden controlarse fácilmente con un variador de frecuencia. Todas estas características hacen que sean ideales para las bombas.

El costo de los imanes permanentes está en franca disminución, mientras que su calidad es cada vez mayor. Dado que los motores de imanes permanentes son más eficientes, es razonable suponer que se van a usar cada vez más.

Hay muchos tipos de motores más antiguos que pueden funcionar a distintas velocidades, como los motores de Corriente Continua y los de rotor devanado, pero los motores de corriente alterna controlados con variadores de velocidad son los que dominan el mercado actual. Por lo tanto, lo que sigue se refiere exclusivamente a este tipo de motores.

El tema de los motores está desarrollado con más detalle en el *Módulo de sistemas de motores* del Programa de optimización de sistemas industriales.

### MOTORES DE INDUCCIÓN ASINCRÓNICOS

Como se mencionó anteriormente, los motores de inducción asincrónicos son los más comunes. Más del 90% tiene un rotor de «jaula de ardilla». Esta denominación surge del diseño del rotor, que tiene conductores de cobre o de aluminio que le dan un aspecto similar al de una jaula de ardilla. Este tipo de motores puede ser monofásicos o trifásicos. Las aplicaciones industriales usan, sobre todo, motores trifásicos. Los tipos de carcasas de motores más habituales son los motores abiertos a prueba de goteo (ODP por su sigla en inglés), aptos para áreas limpias y sin peligros; los motores totalmente cerrados enfriados por ventiladores (TEFC por su sigla en inglés), que se usan en áreas industriales sin peligros en las que hay suciedad o humedad; y los motores para sitios peligrosos, con un diseño especial para entornos peligrosos de acuerdo con las clasificaciones del Código Eléctrico Nacional de Estados Unidos (NEC).

La información básica del motor se encuentra en la placa de características del motor, como se ilustra en la Figura 8.1.

Figura 8.1 Placa de características del motor

<Name of Manufacturer>				
ORD. No.	1N4560981324			
TYPE	HIGH EFFICIENCY	FRAME	286T	
H.P.	42	SERVICE FACTOR	1.10	3 PH
AMPS	42	VOLTS	415	Y
R.P.M.	1790	HERTZ	60	4 POLE
DUTY	CONT		DATE	01/15/2003
CLASS INSUL	F	NEMA DESIGN	B	NEMA NOM. EFF. 95
<Address of Manufacturer>				

## CARACTERÍSTICAS DE ARRANQUE

Cuando se conecta un motor de inducción a la tensión total de la red, el motor consume una corriente muy alta denominada «corriente de arranque». Además, produce un par denominado «par de arranque». El par y la corriente de arranque dependen de la tensión en los bornes del motor y del diseño del motor. A medida que el motor acelera, si la tensión se mantiene constante, el par y la corriente cambian en función de la velocidad del rotor. La corriente de arranque va disminuyendo lentamente a medida que el motor acelera. Finalmente, cuando el motor alcanza por lo menos el 80% de su velocidad máxima, la corriente de arranque empieza a caer significativamente. La figura 8.2 ilustra las características de arranque típicas del arranque directo de un motor de inducción. Las curvas reales pueden variar mucho de acuerdo con los diseños concretos, pero la tendencia general es que la corriente sea alta hasta que el motor llega casi hasta la velocidad máxima. La corriente arranque de un motor puede variar entre el 500% y el 1.400% de la corriente de carga total. Normalmente, el rango de los motores de buena calidad oscila entre 550% y 750% de la corriente de carga total.

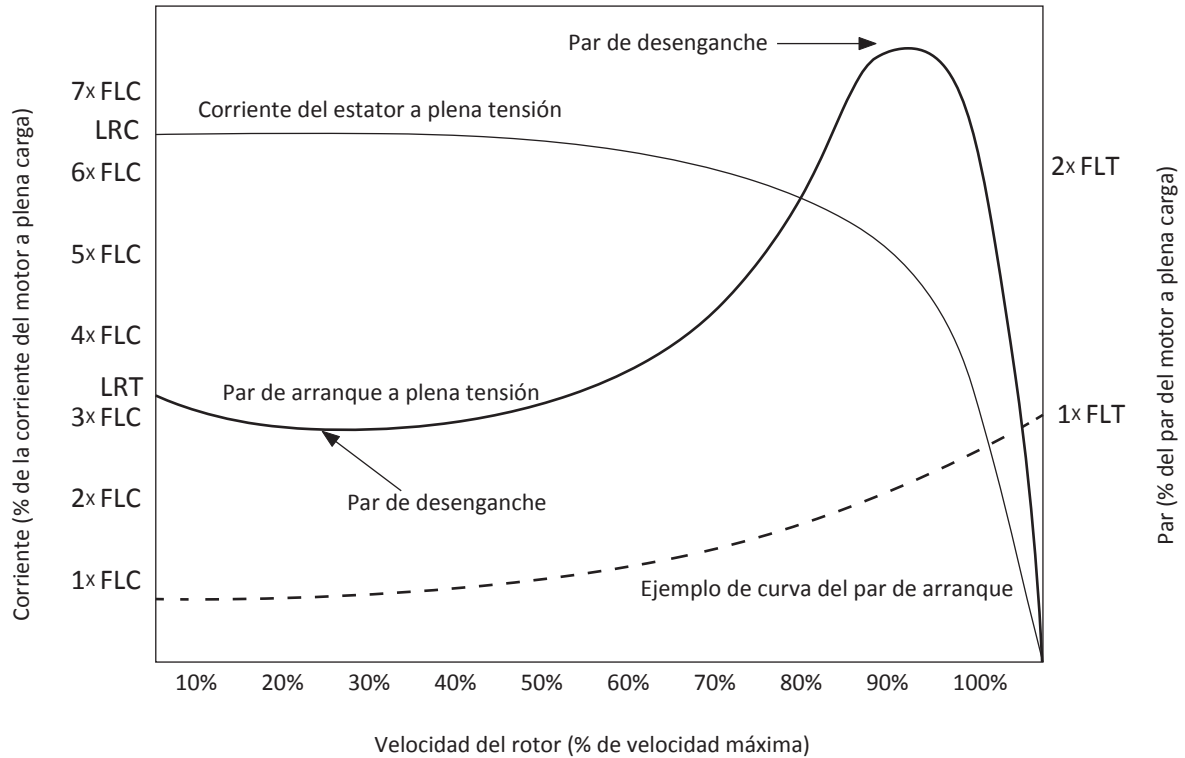
Para poder dimensionar correctamente los otros componentes eléctricos, es importante conocer la corriente de arranque del motor.

El par de arranque de un motor de inducción que arranca con una tensión fija va a ir descendiendo hasta alcanzar el par mínimo de aceleración. En este punto, el motor acelera para luego llegar a otro par máximo denominado par máximo crítico o par de desenganche cuando se llega a una velocidad casi igual a la velocidad máxima. Luego, cae a cero cuando se logra la velocidad sincrónica.

La curva del par de arranque en función de la velocidad del rotor depende de la tensión en los bornes y del diseño del motor. El par de rotor bloqueado de un motor de inducción puede variar entre el 60% y el 350% de la corriente de carga total. El par mínimo de aceleración puede ser tan bajo como el 40% de la corriente de carga total y el par de desenganche puede llegar a ser el 350% de ese valor de corriente. Normalmente, el par de rotor bloqueado de los motores medianos y grandes tiene un valor que oscila entre 120% y 280% de la corriente de carga total. Para que el motor arranque, es importante que el par disponible sea mayor que el par que requiere la carga. El motor funciona hasta el punto en que el par del motor es igual al par de la carga. Esto ocurre a una velocidad un poco inferior a la velocidad sincrónica. La diferencia de valor se denomina deslizamiento.

Los motores muy eficientes tienden a tener un deslizamiento menor y, por lo tanto, su velocidad de marcha es mayor que la de los motores con menor eficiencia. Es importante conocer la velocidad de marcha real, porque afecta al desempeño de la bomba.

**Figura 8.2** Curva del par en función de la velocidad para los motores de inducción de CA trifásicos



### CARACTERÍSTICAS DE LA MARCHA

La velocidad sincrónica del motor está determinada por el número de polos del estator de acuerdo con la ecuación 8.1.

**Ecuación 8.1** Velocidad del motor

$$n = 120 \times f/p$$

Donde  $n$  = velocidad en r/min,  $f$  = frecuencia del suministro (Hz), y  $p$  = número de polos

**Cuadro 8.1** Velocidades de los motores de 60 Hz de acuerdo con la cantidad de polos

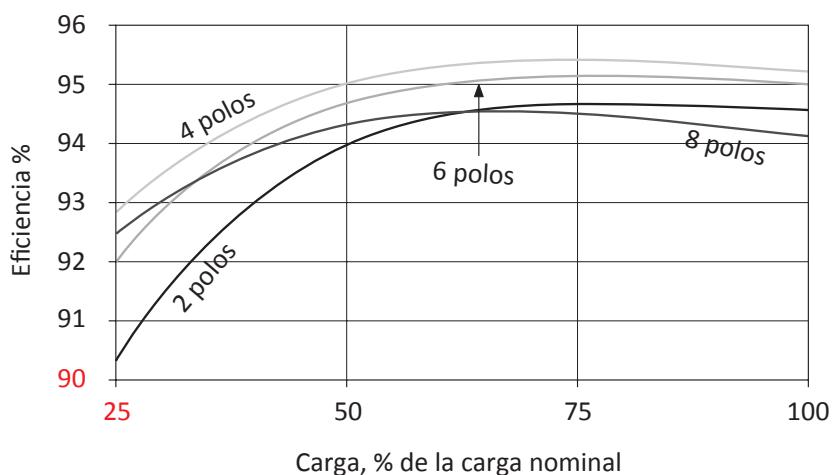
N.º de polos	Velocidad sincrónica a 50 Hz	Velocidad sincrónica a 60 Hz
2	3000	3600
4	1500	1800
6	1000	1200
8	750	900
10	600	720
12	500	600

El deslizamiento real a plena carga de un motor depende de su diseño. Normalmente, es inferior al 3-4%.

## EFICIENCIA DEL MOTOR

La mayoría de los motores de inducción están diseñados y fabricados para cumplir con normas específicas de diseño que especifican la potencia de salida, la velocidad sincrónica y las dimensiones críticas. En los Estados Unidos, las normas de eficiencia datan de 1992 y se encuentran en la Energy Policy Act (EPA Act 92). La norma abarca la mayoría de los motores que se venden en el país y contiene las especificaciones mínimas de eficiencia de los mismos. En la figura 8.3, pueden apreciarse las eficiencias de los motores correspondientes a los motores industriales normalizados de 75 kW. Como puede observarse, la eficiencia de los motores modernos es muy elevada. En general, la eficiencia es constante con un margen de 1-2% cuando la carga oscila entre 50 y 100%. La máxima eficiencia corresponde al 75% de la carga. Por debajo de 50% de la carga, la eficiencia cae, pero en los motores modernos sigue siendo buena hasta que la carga cae por debajo del 25%.

**Figura 8.3** Eficiencias típicas de los motores de 60 Hz y 75 kW



## USO DE VARIADORES DE VELOCIDAD CON MOTORES

Cuando se conecta un motor con un variador de velocidad, se lo expone a los pulsos de tensión cortos que le envía el variador a muy alta frecuencia. La tensión de estos pulsos se relaciona con la tensión de la red y puede llegar a niveles en los que se produzca un efecto corona en los devanados. Esto puede tener un efecto perjudicial sobre el aislamiento de los cables y puede causar quemaduras en el estator. Para combatir este efecto, se desarrollaron nuevos tipos de aislamiento de cables que son resistentes a los picos de tensión de los variadores de velocidad. Los motores equipados con aislamientos de cables de alta calidad se denominan «motor para uso con inversor». El problema con los picos de tensión es más pronunciado en las redes de 60 Hz que en las de 50 Hz, dado que las líneas de tensión son más altas.

## FACTOR DE SERVICIO

El factor de servicio es una medida de la capacidad de sobrecarga continua a la que un motor puede operar sin sobrecarga o daño. El fabricante del motor mide el aumento de calor en el motor en

función de la carga. En el motor se graba la potencia del mismo (por ejemplo, 75 kW) de acuerdo con el aumento de temperatura que puede tolerar. Sin embargo, la potencia que el motor puede entregar es superior a la del valor grabado en el motor. Si el motor está entregando más potencia que su potencia nominal, se recalienta y su vida útil se acorta. Si la potencia que entrega el motor está dentro del factor de servicio, su temperatura no sobrepasa los límites especificados. En el caso de los motores de más de 1 kW, el factor de servicio de la norma NEMA es de 1,15 para motores abiertos a prueba de goteo y de 1,0 para motores totalmente cerrados enfriados por ventilador.

Independientemente del valor nominal del factor de servicio, cuando un motor opera por encima del factor de servicio de 1,0, aumenta la posibilidad de que falle. El factor de servicio refleja la capacidad del motor para operar en condiciones de sobrecarga por periodos cortos y no como modo de operación habitual.

## AUMENTO DE TEMPERATURA

De acuerdo con la norma NEMA MG1 12.15-16, el aumento de la temperatura del devanado por encima de la temperatura del medio refrigerante (temperatura ambiente) no debe rebasar los valores del cuadro 8.2:

**Cuadro 8.2** Aumentos promedio de la temperatura de los devanados (basado en una temperatura ambiente máxima de 40 °C; todas las temperaturas están en grados centígrados)

Clase de aislamiento	A	B	F	H
Motores con factor de servicio 1.0 que no están en la lista siguiente	60	80	105	125
Todos los motores con un factor de servicio mayor o igual a 1,15	70	90	115	----
Motores totalmente cerrados no ventilados con un factor de servicio 1,0	65	85	110	130
Motores con devanados encapsulados y con un factor de servicio de 1,0 para todas las cajas	65	85	110	----

Cuando las temperaturas son superiores a los valores recomendados, el aislamiento de los devanados se deteriora rápidamente. Como regla general, la vida útil del aislamiento se reduce un 50% por cada 10°C de aumento adicional de la temperatura de los devanados.

## CANTIDAD MÁXIMA DE ARRANQUES

Para garantizar la confiabilidad del motor, se necesita que tenga un tamaño adecuado y que todo el sistema esté correctamente diseñado. En el caso de los motores de los sistemas de bombeo, uno de los parámetros clave que hay que controlar es la cantidad de arranques y paradas del motor durante la operación normal. El cuadro 8.3 da una idea general de la cantidad de arranques y del tiempo mínimo de parada por hora.

**Cuadro 8.3** Arranques máximos/tiempo parado mínimo por hora

KW	2 polos		4 polos		6 polos	
	Arranques máx/hora	Tiempo mín apag (s)	Arranques máx/hora	Tiempo mín apag (s)	Arranques máx/hora	Tiempo mín apag (s)
1	15	75	30	38	34	33
5	8.1	83	16.3	42	18.4	37
10	6.2	92	12.5	46	14.2	41
15	5.4	100	10.7	46	12.1	44
20	4.8	100	9.6	55	10.9	48
50	3.4	145	6.8	72	7.7	64
75	2.9	180	5.8	90	6.6	79
100	2.6	220	5.2	110	5.9	97
200	2	600	4	300	4.8	268
250	1.8	1000	3.7	500	4.2	440

Para evitar que el motor arranque y pare con demasiada frecuencia, es posible que haya que hacer cambios en el sistema. Por ejemplo:

- Tanques más grandes en la succión y la descarga de la bomba para extender el periodo de funcionamiento de la bomba.
- Ajuste de los parámetros del proceso para extender los periodos de arranque y parada.
- Uso de variadores de velocidad para extender el periodo de marcha.

Lo ideal es que los cambios del sistema también apunten a optimizar la eficiencia del sistema de bombeo.

## EFFECTOS DEL CAMBIO DE MOTORES

No es raro que se reemplace un motor por otro nuevo cuando el viejo se daña. Cuando se pone en servicio un motor nuevo, lo más probable es que se trate de un motor de mayor eficiencia, gracias a las mejoras en las normas. Los motores energéticamente eficientes tienen menor deslizamiento que los motores menos eficientes. Por lo tanto, las cargas centrífugas se mueven más rápido con los motores nuevos. De acuerdo con las leyes de afinidad, los cambios pequeños de la potencia que ingresa al motor son aproximadamente proporcionales a la velocidad al cubo (sobre todo para aplicación con cabeza estática baja). Por lo tanto, un aumento pequeño de la velocidad tiene un efecto enorme sobre el consumo de energía. Por ejemplo, para que un motor marche un 2% más rápido se necesita un 8% de potencia adicional. Si el caudal y la presión adicionales están regulados, se puede llegar a la situación paradójica en que se opera con un motor más eficiente, pero el consumo de potencia aumenta. Para evitarlo, hay que introducir otros cambios, como recortar los impulsores o colocar un variador de velocidad que aproveche las ventajas del motor más eficiente.

## PUNTOS CLAVE

- Los motores que más se usan en la industria son motores de inducción asincrónicos trifásicos de jaula de ardilla.
- Por lo general, la información del motor se encuentra en la placa de características del motor.
- La velocidad del motor depende de la frecuencia de la alimentación y del número de polos.

- Generalmente, este tipo de motores son más eficientes.
- Si se usan variadores de velocidad, conviene usar motores para uso de inversor.
- Significado del factor de servicio.
- Los motores más eficientes son más rápidos.

# 9

## MÉTODOS DE CONTROL DE SISTEMAS DE BOMBEO

### VISIÓN GENERAL

Este capítulo examina algunas de las estrategias de control de sistemas de bombeo, y la relación entre el método de control y las curvas de la cabeza de la bomba y del sistema. Además, se examinan las ventajas y los problemas potenciales asociados con el uso de variadores de velocidad.

### ESTRATEGIAS DE CONTROL DE SISTEMAS DE BOMBEO

La mayoría de los sistemas de los procesos alimentados con bombas no necesita que las bombas operen a su capacidad máxima de manera continua. Cuando no se necesita que el caudal o la presión sean máximos, se procede a controlar las bombas centrífugas y los requisitos del sistema mediante alguno de los métodos siguientes:

- Control de encendido/apagado.
- Regulación de la válvula de descarga de la bomba.
- Recirculación del flujo.
- Uso de un variador de velocidad.

Estos métodos se basan en monitorear el proceso por medio de instrumentos para decidir cuándo hay que encender la bomba o activar las válvulas de control o el variador de velocidad para ajustar la capacidad de la bomba.

### PARÁMETROS DEL PROCESO USADOS PARA CONTROLAR LA BOMBA

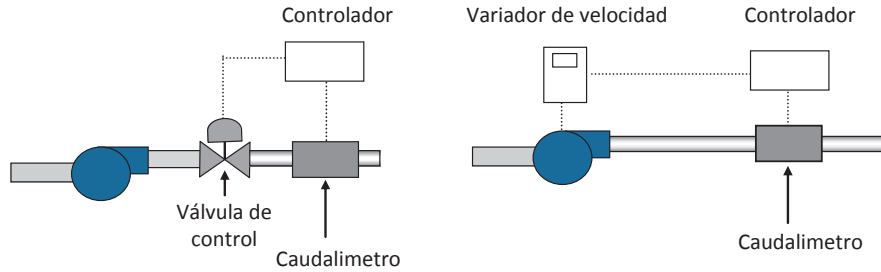
Algunos de los parámetros del proceso que pueden usarse son:

- Controles de nivel.
- Indicadores de presión.
- Caudalímetros.
- Sondeas de temperatura.

Estos instrumentos transmiten una señal de encendido/apagado o una señal variable que depende de puntos de ajuste. Cuando se emite una señal variable (por lo general, 4-20 mA), se usa un sistema de control distribuido o un controlador de bucle para determinar cuándo hay que encender y apagar las bombas, abrir o cerrar las válvulas o cómo hay que operar el variador de velocidad de acuerdo con los parámetros del proceso. En la figura 9.1, puede observarse una ilustración de un sistema controlado por una válvula de control y un variador de velocidad, que usa instrumentos de medición del caudal como señal de ajuste.



**Figura 9.1** Sistemas con válvula de control y variador de velocidad



## ESTRATEGIAS DE CONTROL DE BOMBAS

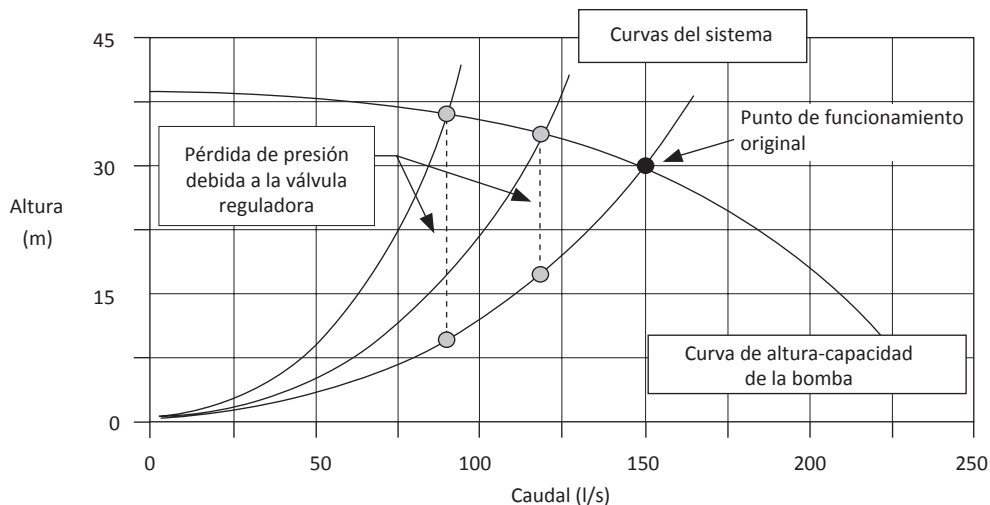
### CONTROL DE ENCENDIDO/APAGADO

El modo más simple y más común usado para el control de bombas es el control de encendido/apagado. Cuando se necesita un caudal determinado, la bomba se activa para satisfacer las necesidades del proceso. Por el contrario, la bomba se apaga cuando no se la necesita. Este tipo de control es adecuado para sistemas de bombeo pequeños, pero no resulta práctico en el caso de sistemas grandes con procesos que requieren encendidos y apagados frecuentes.

### USO DE UNA VÁLVULA DE CONTROL PARA REGULAR LA DESCARGA DE LA BOMBA

En muchas industrias, el caudal de la bomba se controla regulando una válvula de control modular en la descarga de la bomba. La válvula regulada puede controlarse para que mantenga un valor determinado de caudal, presión o de cualquier otro parámetro de acuerdo con las necesidades del sistema. Ya sea que se coloque en el sistema una sola válvula o varias (por ejemplo, en un sistema de riego de un campo de golf), el caudal de la bomba disminuye debido al aumento de la resistencia en el sistema de tuberías. Esto hace que el punto de funcionamiento de la bomba se desplace hacia arriba de la curva de la cabeza de la bomba, como se ilustra en la figura 9.2.

**Figura 9.2** Regulación de una bomba centrífuga

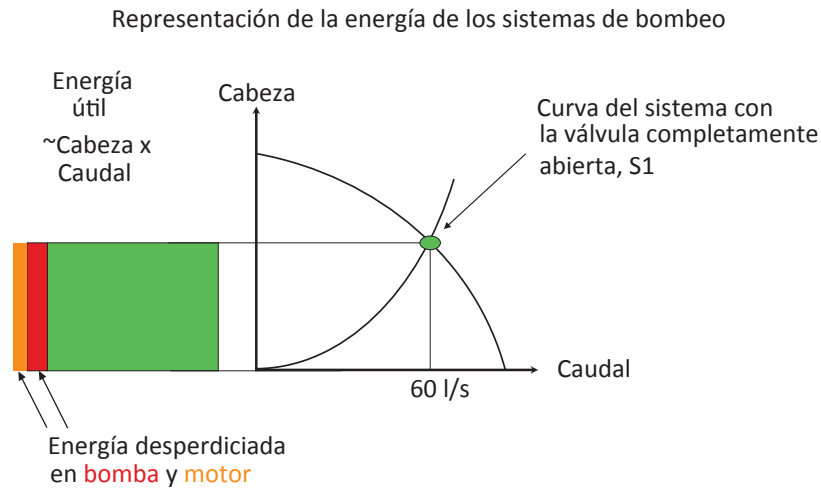


Como se observa en la figura 9.2, la regulación aumenta la presión que se necesita para que el fluido se mueva a través del sistema. Las líneas verticales de la figura representan las pérdidas por fricción en la válvula. Las pérdidas por regulación, que son proporcionales al caudal multiplicado por la pérdida de presión en la válvula, pueden ser muy importantes.

REPRESENTACIÓN DE LA ENERGÍA DE UN SISTEMA DE BOMBEO CON REGULACIÓN

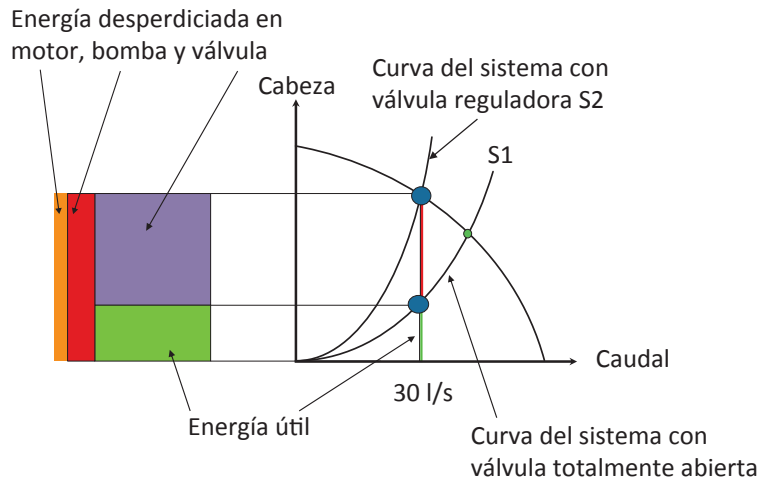
Las figuras siguientes representan la energía que se usa en los diferentes puntos de funcionamiento de un sistema con regulación:

**Figura 9.3** Bomba que funciona en el punto de eficiencia óptima sin regulación. Las únicas pérdidas son las del motor y de la bomba

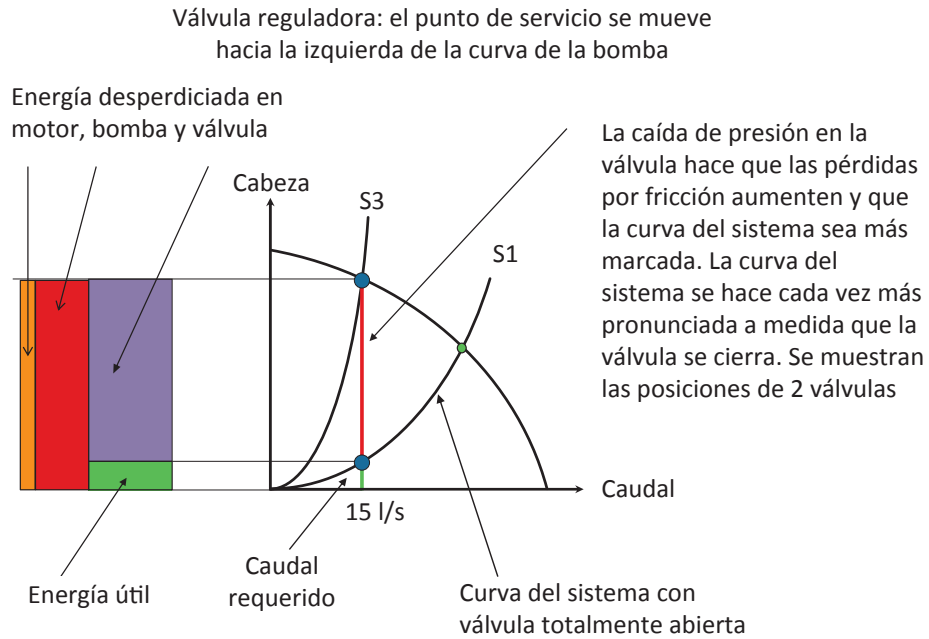


**Figura 9.4** Esta figura muestra la energía útil que se transfiere al fluido y las pérdidas de energía en el motor, la bomba y la válvula: las pérdidas de la bomba son mayores debido al cambio en el punto de funcionamiento

Válvula reguladora: el punto de servicio se mueve hacia la izquierda de la curva de la bomba



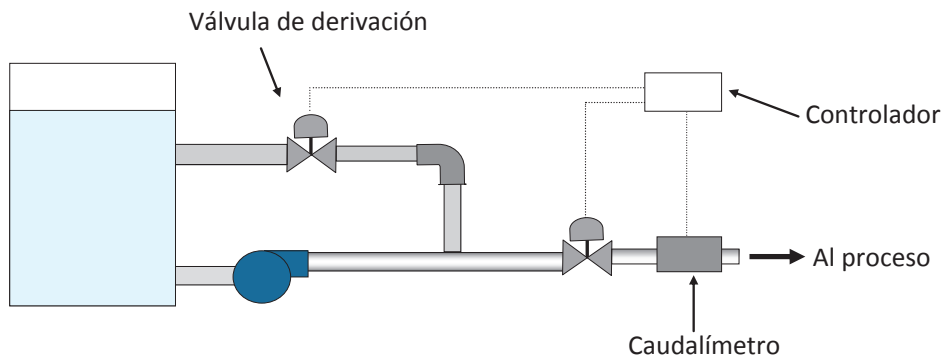
**Figura 9.5** La bomba está totalmente regulada y el punto de funcionamiento se desplaza hacia la izquierda, la eficiencia de la bomba cae aún más y las pérdidas de la válvula se incrementan: sólo una pequeña fracción de la energía que suministra al motor se usa para mover el líquido



### RECIRCULACIÓN DE FLUIDO CON UN SISTEMA DE DERIVACIÓN

El caudal se controla con un sistema de derivación (Bypass) que recircula parte del flujo que ingresa en la bomba. Por lo general, se usan dos válvulas de control, como se ilustra en la figura 9.6.

**Figura 9.6** Recirculación de fluido

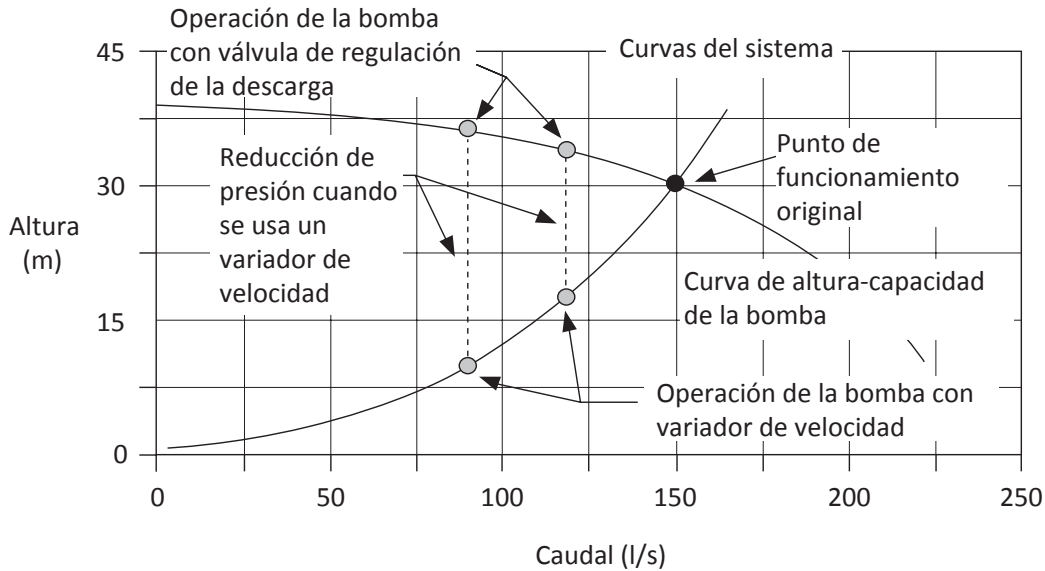


Este método se usa para que no tener que apagar las bombas grandes. El caudal de la bomba se mantiene al mínimo a través de la válvula de descarga regulada que reduce el caudal hasta lograr condiciones de caudal cercanas o iguales a cero.

## USO DE UN VARIADOR DE VELOCIDAD

Los variadores de velocidad provocan cambios en el caudal modificando la velocidad de la bomba. Esto provoca cambios en la curva de la bomba y no en la curva del sistema, como ocurre cuando se regula el caudal por medio de una válvula. Cuando se utiliza un variador de velocidad, el nuevo punto de servicio se encuentra en un punto inferior sobre la curva del sistema, como se ilustra en la figura 9.7. Por lo tanto, el aspecto y la forma de la curva del sistema son muy importantes.

**Figura 9.7** impacto de los cambios de la velocidad de la bomba en las curvas del sistema

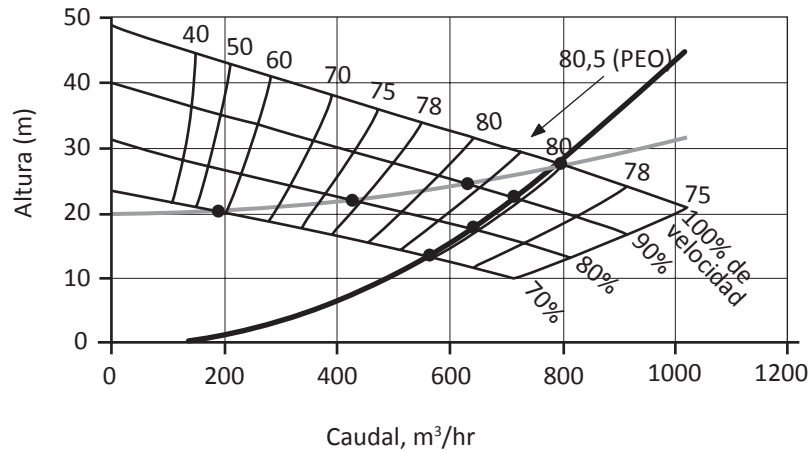


La mayor dificultad relacionada con la aplicación de una regulación de la velocidad reside en determinar si la curva del sistema exhibe cabeza estática o no. En la figura 9.8 se observan las curvas de la bomba reducidas y las líneas de eficiencia. Puede verse que hay una gran diferencia entre las dos curvas del sistema. En el caso de la curva sin cabeza estática (curva 1), el punto de servicio sigue una línea de eficiencia constante de 80% para valores entre el 100% y el 70% de la velocidad. Por lo tanto, la eficiencia de la bomba se mantiene constante, aunque se reduzca su velocidad.

En el caso de la curva del sistema con cabeza estática (curva 2), la situación es radicalmente diferente. En este caso, la curva del sistema atraviesa las curvas de eficiencia. Cuando la velocidad de la bomba baja a un valor de entre el 100% y el 70% de la velocidad, la eficiencia de la bomba se reduce en un 60%. En los casos en que la cabeza estática es alta, pueden presentarse problemas serios. El punto de funcionamiento de la bomba puede desplazarse hasta áreas en las que la bomba no debería operar, incluso si los cambios de velocidad son pequeños.

Además, la eficiencia de la bomba disminuye, lo que hace que el uso de energía por unidad de volumen que se bombea deba aumentar en realidad, incluso cuando la potencia que necesita el motor disminuya. Por lo tanto, en los sistemas con una cabeza estática importante, hay que tener mucho cuidado cuando se coloca un variador de velocidad. Hay que examinar cada caso individualmente para determinar qué ventajas podría aportar.

**Figura 9.8** Impacto de los cambios de la velocidad de la bomba en las curvas del sistema



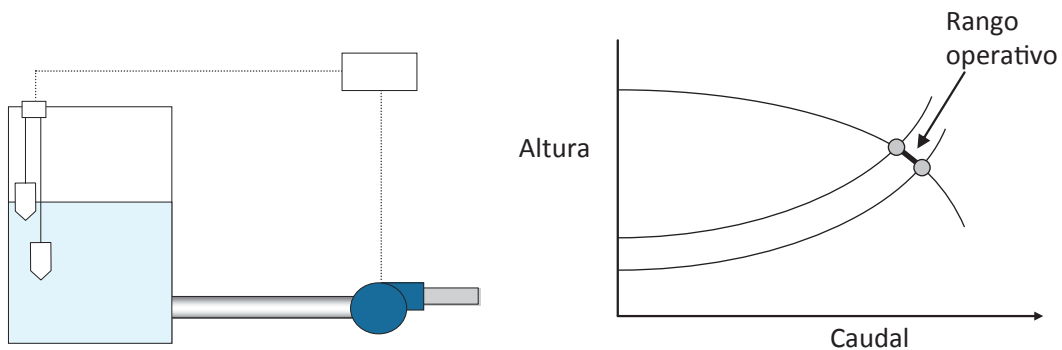
## REQUISITOS DEL SISTEMA

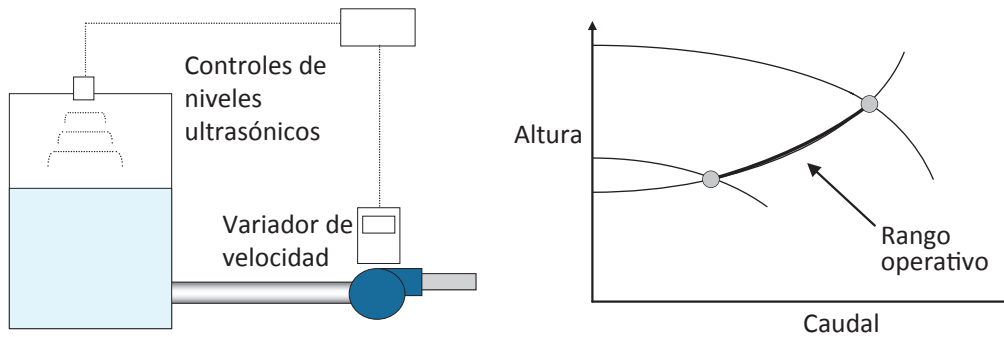
### CONTROL POR NIVEL

La figura 9.9 ilustra un sistema con un solo control por nivel. Cuando el agua que está en el tanque llega al flotador superior, se activa la bomba y el nivel del tanque se reduce. El flotador inferior apaga la bomba.

En esta configuración, la bomba opera sobre un rango estrecho de la curva de la bomba. Cuando el nivel del tanque disminuye, la curva del sistema se mueve ligeramente hacia arriba debido a la caída de la cabeza en la succión de la bomba (suponiendo que no hay cambios de nivel en la descarga de la bomba). Cuando se usa un variador de velocidad y un sistema de nivel con señal proporcional, el rango operativo de la bomba cambia, como se ilustra en la figura 9.10.

**Figura 9.9** Control de nivel de encendido/apagado



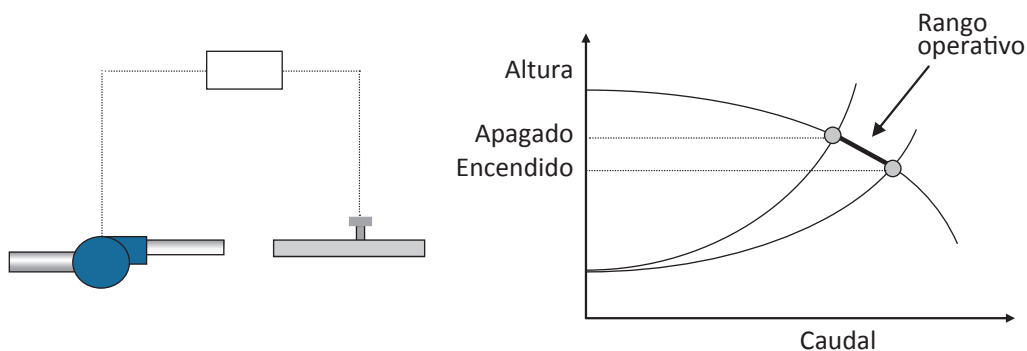
**Figura 9.10** Controles de nivel con una bomba equipada con un variador de velocidad

En la figura 9.10, hay un control ultrasónico de nivel que provee una señal al controlador de acuerdo con los puntos de ajuste configurados. La señal proporcional se usa para que el variador de velocidad aumente o disminuya la velocidad de modo tal que se mantenga un rango de nivel determinado. Como se observa en la figura, la bomba opera entre dos puntos de funcionamiento sobre la curva de la bomba, en lugar de operar en toda la curva de la cabeza de la bomba para la velocidad máxima, como ocurre en la operación del sistema de encendido/apagado de la bomba. Sin embargo, es importante tener la seguridad de que los controles no permiten que la bomba opere a velocidades bajas que puedan reducir demasiado la eficiencia de la bomba o que la bomba opere por debajo de la curva del sistema.

Existen otros sistemas de control proporcional de nivel que incluyen controles de presión en el fondo del tanque, que miden el nivel con distintos métodos: transductores de presión, tubos de burbujas que determinan el nivel de llenado del tanque a través de la contrapresión en un tubo insertado en el tanque y sondas de capacitancia.

### CONTROL POR PRESIÓN

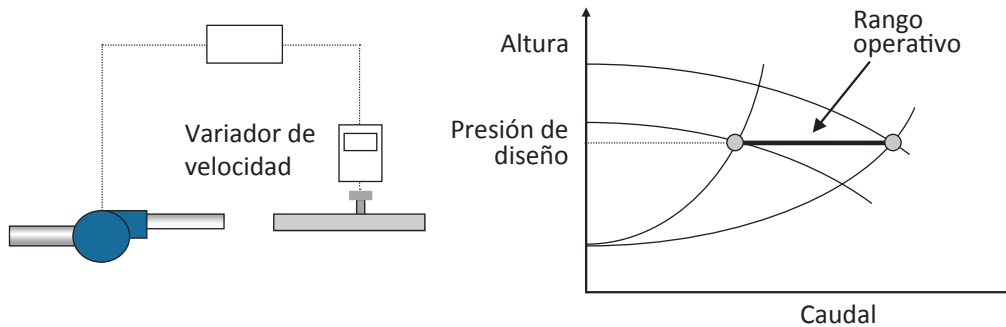
Hay muchos sistemas de agua que requieren que la bomba mantenga un nivel de presión constante cuando el caudal varía debido a cambios en el sistema. La figura 9.11 ilustra un sistema de control de encendido y apagado por presión. Observe que la curva del sistema sugiere que la cabeza estática no ha cambiado. El punto en el que el caudal es cero no cambia, mientras que el punto de funcionamiento de la bomba se mueve hacia arriba sobre la curva de la cabeza a medida que la presión aumenta.

**Figura 9.11** Control de encendido/apagado por presión

En la figura 9.12, se observa un sistema de control por presión equipado con un variador de velocidad que usa una señal proporcional de presión para aumentar o disminuir la velocidad de la bomba a fin de que la presión se mantenga constante.

El sistema de control anterior suele usarse en sistema de abastecimiento de agua, tales como sistemas municipales de agua potable o sistemas de riego de campos de golf. Cuando la cantidad de usuarios disminuye (o cuando se cierran las válvulas de riego automático), el variador de velocidad reduce la velocidad de la bomba. Cuando el caudal alcanza un valor mínimo determinado, el variador de velocidad se apaga.

**Figura 9.12** Controles por presión de una bomba equipada con un variador de velocidad

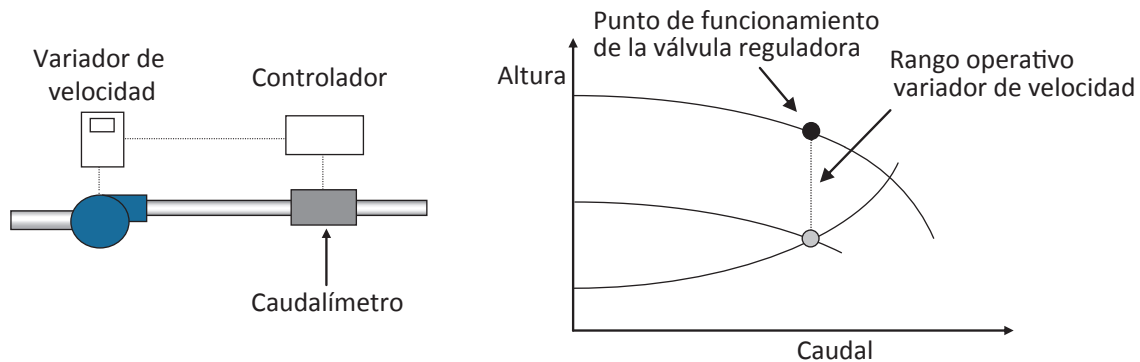


### CONTROLES DE CAUDAL

Algunos sistemas de refrigeración y lavado necesitan un caudal constante. En estas aplicaciones, se usa una señal emitida por un caudalímetro para ajustar la velocidad de la bomba en relación con un punto de ajuste del caudal, como puede verse en la figura 9.13.

Si el caudal se controla mediante una válvula de descarga regulada, el caudal se mantiene fijo en la curva de cabeza de la bomba, como puede observarse en la figura.

**Figura 9.13** Controles por caudal de una bomba equipada con un variador de velocidad

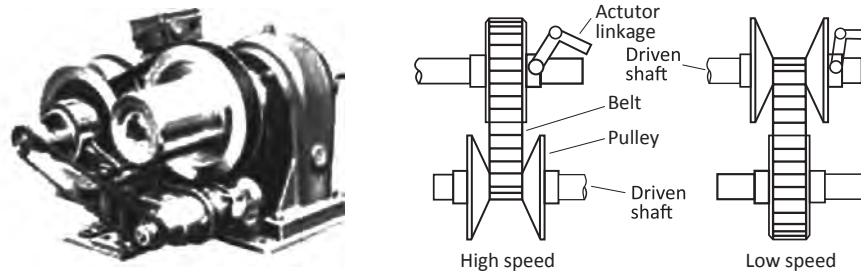


## ¿CÓMO FUNCIONAN LOS VARIADORES DE VELOCIDAD?

### TIPOS DE VARIADORES

La velocidad de los motores eléctricos puede regularse mediante variadores de velocidad eléctricos o mecánicos. Los métodos mecánicos son los más antiguos e incluyen dispositivos con correas de transmisión o con embragues magnéticos creados por corrientes de Foucault (ver figuras 9.14 y 9.15).

**Figura 9.14** Correa de transmisión ajustable



**Figura 9.15** Dispositivo con embrague magnético por corrientes de Foucault



Dentro de los métodos eléctricos, los que dominan el mercado actualmente son los variadores de frecuencia. Se basan en distintos principios, por ejemplo, inversores de fuente de corriente o de tensión para motores asíncronos. Los sistemas más antiguos usaban motores de rotor devanado y dispositivos de embrague magnéticos creados por corrientes de Foucault.

En los últimos años, los dispositivos que dominan el mercado y que se usan en la mayoría de las aplicaciones se basan en modulación por ancho de pulso. Sin embargo, en algunas aplicaciones se usan otros tipos de dispositivos, como los magnéticos.

**Figura 9.16** Variadores de velocidad por modulación por ancho de pulso y magnéticos (Cortesía de Robicon y MagnaDrive)

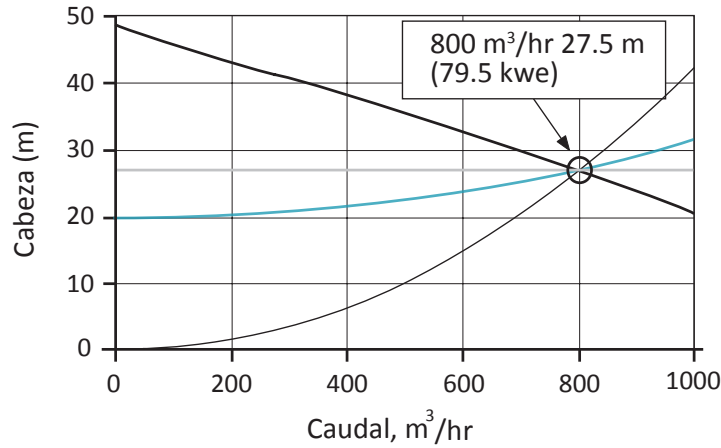




¿QUÉ EFECTO PRODUCE LA REGULACIÓN DE LA VELOCIDAD SOBRE LAS CONDICIONES OPERATIVAS?

La figura 9.17 ilustra lo que ocurre cuando se cambia la velocidad de la bomba en una bomba conectada a tres tipos de sistemas.

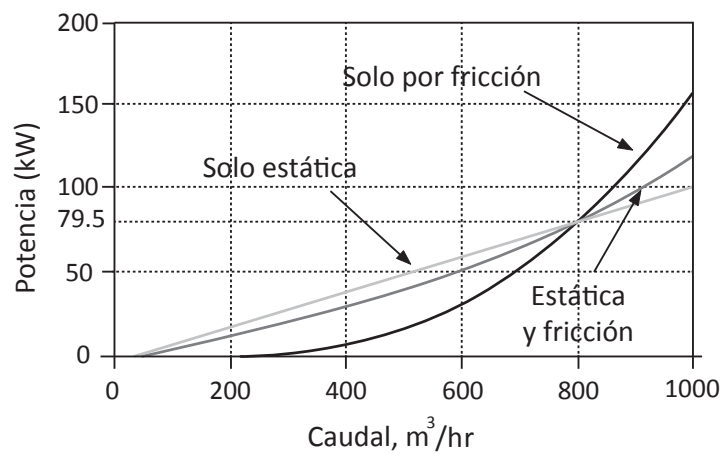
**Figura 9.17** Tres tipos de sistemas con regulación de velocidad



CURVAS DE LA BOMBA CON LA VELOCIDAD REDUCIDA

La bomba de la figura 9.17 está conectada a tres tipos de sistemas. En los tres casos, el punto de servicio a velocidad máxima es el mismo, con un caudal de 800 m³/h y una cabeza de 27,5 m. Como se observa en la figura 9.18, la potencia absorbida por el motor en ese punto de funcionamiento es de 79,5 kW.

**Figura 9.18** Las tres curvas del sistema pasan por el mismo punto de servicio a velocidad máxima con un caudal de 800 m³/h



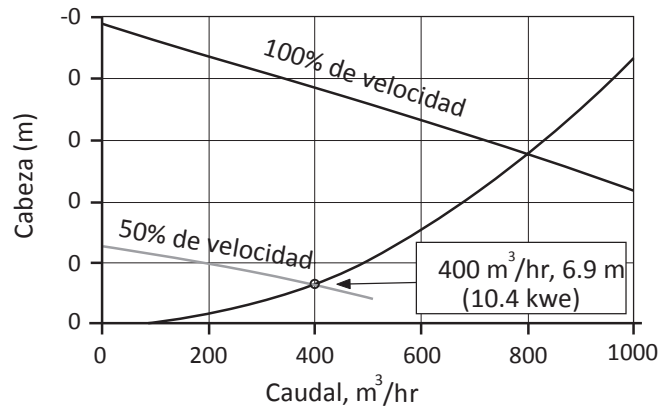
Luego, se baja la velocidad en todos los sistemas hasta que el caudal se reduce a la mitad, y se registra la velocidad y la potencia en cada uno de los casos.

En el sistema que tiene únicamente cabeza por fricción, cuando se reduce la velocidad hasta el 50% de la velocidad máxima, no se modifica la eficiencia de la bomba. Ver figura 9.19.

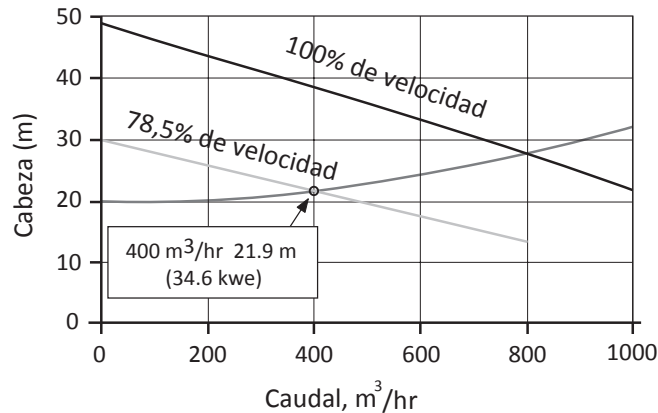
Para obtener 400 m<sup>3</sup>/h en el sistema con cabeza combinada (estática y por fricción), la velocidad solo tiene que reducirse al 78,5% de la velocidad original. En este caso, también cambia la eficiencia de la bomba. Ver figura 9.20.

Para obtener 400 m<sup>3</sup>/h en el sistema con cabeza estática únicamente, la reducción de velocidad que se necesitar para reducir el caudal un 50% es menor: la velocidad original debe disminuir un 86,5%. La eficiencia de la bomba cambia aún más en este caso. Ver figura 21.

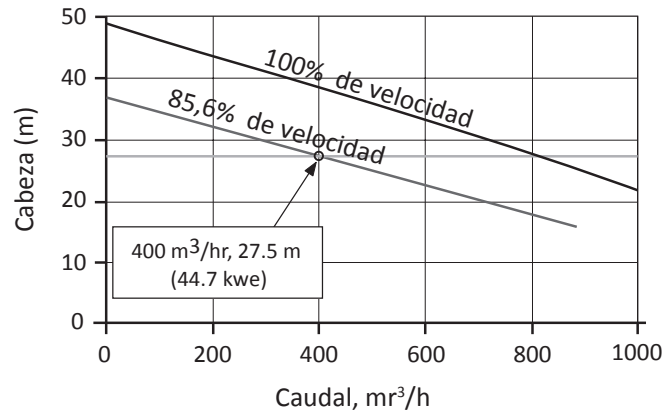
**Figura 9.19** Cambios de velocidad para el sistema que tiene únicamente cabeza por fricción



**Figure 9.20** Cambio de velocidad en sistema con cabeza combinada estática y por fricción



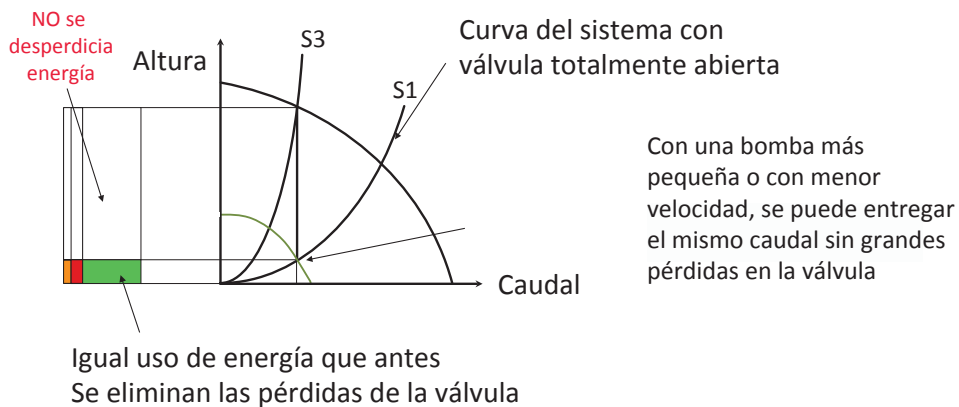
**Figura 9.21** Cambio de velocidad en el sistema con cabeza estática únicamente



## REPRESENTACIÓN DE LA ENERGÍA EN UNA BOMBA CON VARIADOR DE VELOCIDAD

**Figura 9.22** Se observa cómo se evitan las pérdidas por regulación y las pérdidas excesivas en la bomba cuando se usa un variador de velocidad (cabe señalar que esta es la situación más favorable, que corresponde a los sistemas sin cabeza estática)

### Ahorro de energía con un variador de velocidad



El cuadro 9.1 muestra el cambio en el consumo de energía y la energía consumida por unidad de volumen. En el caso de sistemas que tienen únicamente cabeza estática, el consumo de energía por unidad de volumen de líquido bombeado aumenta en lugar de disminuir. Por lo tanto, en este tipo de sistemas, cuando el caudal se reduce a la mitad, el costo del bombeo aumenta.

**Cuadro 9.1** Resumen del efecto de la regulación de la velocidad en los tres tipos de sistemas

Cabeza estática (m)	m <sup>3</sup> /h	Velocidad (%)	kwe	m <sup>3</sup> /kwh	kwh/ m <sup>3</sup>
0	800	100	79.5	10.1	0.099
0	400	50.0	10.4	38.5	0.026
20	800	100	79.5	10.1	0.099
20	400	78.5	34.6	11.6	0.087
27.5	800	100	79.5	10.1	0.099
27.5	400	86.5	44.7	8.9	0.112

### CONSIDERACIONES RELATIVAS A LA CABEZA ESTÁTICA

De todo lo anterior se desprende que hay que tener mucho cuidado cuando se colocan variadores de velocidad en sistemas con cabeza estática. Sobre todo, cuando la cabeza estática es la que domina la curva del sistema. Sin embargo, es posible que otros buenos motivos para colocar un variador de velocidad de ese tipo de sistema. Por ejemplo, para lograr un mejor control del caudal. Sin embargo, hay que tener en cuenta que el logro de dicho objetivo depende mucho del tipo de sistema al que se le aplica el variador de velocidad.

De todos modos, es posible obtener ahorros en sistemas con cabeza estática, pero no tan grandes como en los sistemas sin cabeza estática.

Si se comparan con el uso de válvulas reguladoras, los variadores de velocidad siempre generan ahorros de energía, pero la energía que se necesita para bombear una determinada cantidad de líquido puede ser mayor que la que necesitaría para la misma bomba sin variador y con control de encendido y apagado.

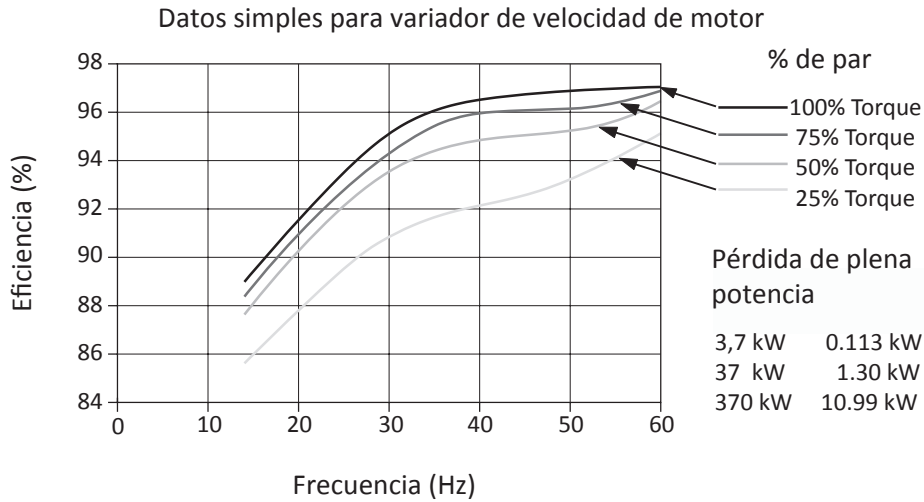
Por lo tanto, las leyes de afinidad *no* sirven para estimar el uso de energía en los sistemas con cabeza estática. Si se quiere estimar el consumo de energía, hay que calcular el uso real de la energía en varios puntos de funcionamiento combinando la información de las curvas del sistema y de la bomba.

### EFICIENCIA DEL VARIADOR DE FRECUENCIA

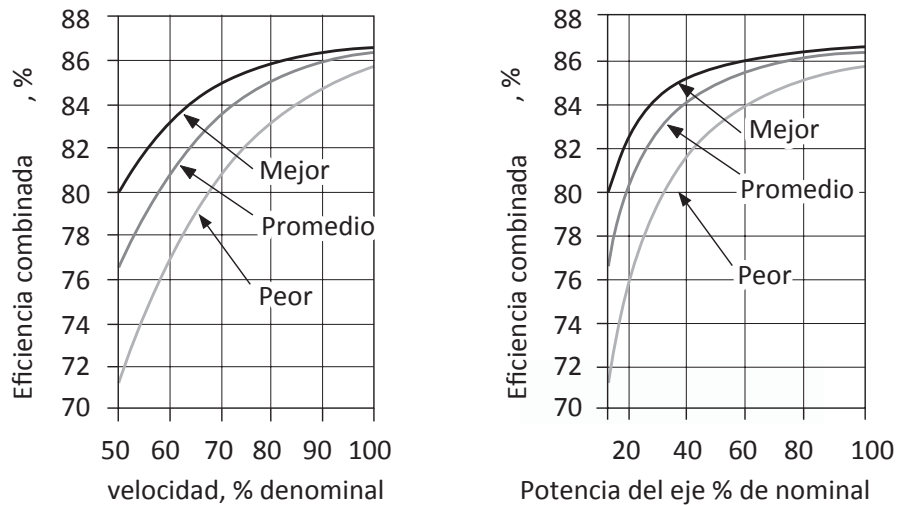
Cuando se agrega un variador de frecuencia en un sistema, se introducen cambios en las características del motor. Además, hay que tener en cuentas las pérdidas del variador, que son bastantes constantes y, en consecuencias, varían en función del porcentaje de potencia entregada. La figura 9.23 muestra un ejemplo de cómo varía la eficiencia de un variador de velocidad en función de la velocidad y del par. En las aplicaciones de bombeo, el par es una función de segundo grado, por lo que cae rápidamente a medida que la velocidad disminuye.

La figura 9.24 da una idea de la eficiencia combinada del variador de velocidad y el motor. La reacción de los motores varía de acuerdo con el variador en cuestión. Por lo tanto, se recomienda que el motor y el variador de velocidad sean del mismo fabricante, para tener la seguridad de que la combinación se adapta correctamente. Los variadores mejoraron muchísimo en los últimos años.

**Figura 9.23** Eficiencia del variador de velocidad en función de la velocidad y el par



**Figura 9.24** Eficiencia combinada del motor y el variador de velocidad para distintos variadores



Nota: motor de 38 kW, dos polos, eficiencia estándar (89% de eficiencia a plena carga)

## BENEFICIOS Y PROBLEMAS ASOCIADOS CON LOS VARIADORES DE FRECUENCIA

Los variadores de frecuencia tienen muchas ventajas, por ejemplo:

- Controlan las variaciones de velocidad.
- Permiten controlar el caudal.
- Eliminan los efectos del arranque que hacen que el sistema vibre.
- Aumentan la tolerancia a los fallos.
- Hacen que el arranque sea más suave.
- Reinician la carga giratoria.

- Controlan las oscilaciones de velocidad.
- Aumentan la calidad del producto.
- En algunos sistemas, ahorran energía.
- Repiten los resultados.

Estos beneficios son algunos de los motivos por los que puede convenir colocar un variador de velocidad, aunque no se generen ahorros de energía. Sin embargo, los variadores de velocidad también presentan algunos problemas. Son problemas solucionables, pero los usuarios deben tenerlos en mente para evitar sorpresas desagradables. Algunos problemas habituales son:

- Corrientes armónicas.
- Ondas estacionarias en los bornes del motor y ondas moduladas por ancho de pulso en el variador de velocidad.
- Señales parásitas entre circuitos.
- Corrientes en los rodamientos.
- Vibraciones mecánicas.
- Aumento de ruidos (acústicos).
- Consideraciones relativas a la cabeza estática.

Para más detalles acerca de los beneficios y los problemas de los variadores de velocidad, se recomienda la consulta de la obra del Hydraulic Institute y de Europump: «Variable Speed Pumping, A Guide to Successful Applications».

## PUNTOS DESTACADOS

Los puntos destacados del capítulo son:

- Diferencias entre los distintos métodos de control.
- Efectos de la regulación de la velocidad sobre los distintos tipos de sistemas.
- Eficiencia del variador de frecuencia.
- Beneficios y problemas del uso de variadores de frecuencia.

Ejercicio:

Se coloca un variador de frecuencia en un sistema de bombeo que estaba controlado con una válvula de globo de 300 mm. Es una bomba de funcionamiento continuo en la que circula agua con un caudal de 200 l/s durante 40% del tiempo y de 150 l/s para el tiempo restante.

1. Usando los valores del cuadro 8.2, determine los ahorros energéticos si se reemplaza la válvula de globo por una válvula mariposa de 300 mm ( $K= 0,35$  si está completamente abierta). El costo de la energía eléctrica es de 0,05 USD /kWh.
2. Mencione todas las suposiciones poco realistas que se usaron en este ejemplo (ver las notas del cuadro).

**Cuadro 8.2** Caída de presión y pérdida de energía en función del caudal para la válvula del 300 mm totalmente abierta

Caudal, l/s	250	200	150	100	50
Velocidad del flujo <sup>1</sup> , m/s	3,54	2,83	2,12	1,42	0,71
Pérdida de cabeza, m					
Válvula de globo, K=10	6,38	4,08	2,29	1,03	0,26
Válvula mariposa, K=0,5	0,22	0,14	0,08	0,04	0,01
Reducción de la pérdida de cabeza <sup>2</sup> , m	6,16	3,94	2,21	0,99	0,25
Reducción del caudal kW	15,1	7,73	3,25	0,97	0,12
Ahorro de potencia <sup>3</sup> , kW	21,6	11,04	4,64	1,39	0,18

1. Se supone que el diámetro de la tubería es de 300 mm.
2. Reducción de las pérdidas por el reemplazo de la válvula de globo de 300 mm por una válvula mariposa de 300 mm completamente abierta.
3. Se supone que la eficiencia de la planta de bombeo es del 70% (incluyendo el variador de frecuencia).

Respuesta:

$$\text{Ahorro de energía} = (0,4 \times 8.760 \times 11,04 \text{ kW}) + (0,6 \times 8.760 \times 4,64 \text{ kW}) = 53.317 \text{ kWh/año}$$

$$\text{Ahorro de costo} = 53.317 \text{ kWh/año} \times 0,05/\text{kWh} = 2.665$$

No es realista suponer que la eficiencia del sistema de bombeo se mantiene constante cuando el variador de velocidad reduce la velocidad.

# 10

## INTRODUCCIÓN AL PROGRAMA PSAT

### VISIÓN GENERAL DEL PROGRAMA PSAT

La herramienta de evaluación de sistemas de bombeo (PSAT, por su sigla en inglés) es un programa desarrollado por la Oficina de Tecnologías industriales del Departamento de Energía de los Estados Unidos. El objetivo del programa es ayudar a los ingenieros y operadores a evaluar la eficiencia de los sistemas de bombeo de sus instalaciones a partir de los datos nominales de la bomba y del motor y de tres mediciones en el terreno. En la figura 10.1, se observa una captura de pantalla del PSAT 2008.

En muchas instalaciones industriales, la energía que se necesita para bombear representa una gran parte del consumo de energía total de la instalación. En muchos casos, los operarios no conocen el nivel de eficiencia del consumo energético de sus sistemas de bombeo. El PSAT es un método rápido y relativamente simple para determinar la eficiencia del sistema y encontrar alternativas para el mismo.

El PSAT identifica las oportunidades de ahorros energéticos en el sistema de bombeo y las cuantifica en términos de ahorros de dinero y de energía eléctrica. Aunque no dice qué hay que hacer para mejorar el sistema, asigna prioridades a las oportunidades potenciales y brinda orientaciones acerca de investigaciones más detalladas para mejorar la eficiencia de las bombas.



Figura 10.1 Pantalla principal del PSAT

**Condition A**

End suction ANSI/API

Pump rpm

Drive Direct drive

Units

Kinematic viscosity (cS)

Specific gravity

# stages

Fixed specific speed?

---

Line freq. 60 Hz

Rated power HP

Motor rpm

Eff. class Energy efficient

---

Voltage

Estimate FLA

Full-load amps

Size margin, %

---

Operating fraction

\$/kwhr

---

Flow rate, gpm

Head, ft

Load estim. method Power

Motor kW

Voltage

**Condition B**

Specified optimal eff (below)

Achievable efficiency

Pump rpm

Drive Direct drive

Units

Kinematic viscosity (cS)

Specific gravity

# stages

Fixed specific speed?

---

Line freq. 50 Hz

Rated power kW

Motor rpm

Eff. class Specified (below)

---

FL efficiency, %

Voltage

Estimate FLA

Full-load amps

Size margin, %

---

Operating fraction

\$/kwhr

---

Flow rate, L/s

Head, m

Load estim. method Power

Motor kW

Voltage

**Condition A**

	Existing	Optimal	Units
Pump efficiency	72.6	84.8	%
Motor rated power	200	200	hp
Motor shaft power	192.4	164.8	hp
Pump shaft power	192.4	164.8	hp
Motor efficiency	95.7	95.8	%
Motor power factor	86.7	85.7	%
Motor current	217.1	188.2	amps
Motor power	150.0	128.4	kW
Annual energy	1314.0	1125.1	MWh
Annual cost	65.7	56.3	\$1000

Annual savings potential, \$1,000

Optimization rating, %

**Condition B**

	Existing	Optimal	Units
Pump efficiency	72.5	85.0	%
Motor rated power	150	132	kW
Motor shaft power	143.8	122.7	kW
Pump shaft power	143.8	122.7	kW
Motor efficiency	95.9	95.6	%
Motor power factor	86.4	86.4	%
Motor current	217.9	186.4	amps
Motor power	150.0	128.3	kW
Annual energy	1314.0	1124.1	MWh
Annual cost	65.7	56.2	\$1000

Annual savings potential, \$1,000

Optimization rating, %

**Log file controls:**

Create new log

Retrieve log entry

Summary file controls:

Existing summary files

Create new summary file

**Documentation section**

Condition A Notes

Facility

Application

General comments

System

Date

Evaluator

Condition B Notes

Facility

Application

General comments

System

Date

Evaluator

Copy A > to B >

Set defaults

Copy B < to A <

Background information

**STOP**

System curve tool: select below

Pump, fluid

Motor

Duty, unit cost

Field data

## CARACTERÍSTICAS DEL PSAT

El PSAT evalúa la eficiencia actual del sistema de bombeo comparando la potencia entregada al motor medida en el terreno con los requisitos de la aplicación en términos de trabajo del fluido (caudal y cabeza). Estima la eficiencia que puede alcanzar el sistema a partir de las eficiencias de la bomba (usando las normas del Hydraulic Institute) y de las características de las bombas y los motores (de la base de datos del MotorMaster+).

El PSAT sirve para:

- Determinar la eficiencia del sistema.
- Cuantificar los ahorros de energía potenciales.
- Examinar los impactos de los distintos escenarios operativos.
- Proporcionar datos para obtener la tendencia de la eficiencia del sistema.
- Evaluar los impactos de los cambios operativos sobre los cargos de la demanda.
- Identificar bombas con un desempeño degradado o bajo.

A través de comparaciones posteriores con la eficiencia real y la alcanzable, distinguir entre sistemas con un nivel bajo de oportunidades de ahorros y sistemas que convendría analizar más profundamente.

## HISTORIAS DE ÉXITO DEL PSAT

A continuación, encontrará algunos ejemplos de ahorros que se lograron gracias al uso del PSAT.

### OPERACIÓN DE MINERÍA

En una mina de oro, el filtro de preselección del PSAT (que encontrará en el apéndice A) identificó tres sistemas de bombeo como candidatos para un análisis detallado. Se identificaron ahorros con un potencial de hasta 170.000 USD por año (2.398.000 kWh).

### SECTOR PAPELERO

La preselección en una papelera identificó un sistema con una oportunidad significativa de ahorros energéticos. Se llegó 64.000 USD (2.252 Mwh) de ahorros anuales identificados en prácticas operativas ineficientes que no se relacionaban con deficiencias en la bomba.

### ALUMINIO

En una laminadora de aluminio, se usó el PSAT en cuatro sistemas relacionados y se identificaron ahorros potenciales superiores a 38.000 USD por año (1.015.000 kWh). En una planta de aluminio en Pennsylvania, se identificaron ahorros anuales en tres sistemas por un valor de 110.000 USD anuales.

### ACERÍA

En una acería, se usó el PSAT para analizar una aplicación de pulverización de campanas equipada con controles de derivación (bypass). Se detectó una oportunidad de ahorros de 41.700 USD por año equivalente a una reducción del consumo de energía del 13%. Se quitó el sistema de control de caudal por derivación y se colocó una bomba con la dimensión correcta operada por un motor eficiente que se apagaba cuando no se necesitaba.

El apéndice B contiene un manual completo del PSAT. El programa del PSAT puede descargarse (gratis) del sitio de programas de mejores prácticas del Departamento de Energía: <http://www.oit.doe.gov/bestpractices/>.

# INTRODUCCIÓN A LA NORMA DE BOMBAS DE LA SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS MECÁNICOS (ASME)

## VISIÓN GENERAL DE LA NORMA ASME DE BOMBAS

La documentación de la norma de evaluación de sistemas de bombeo de la ASME contiene la norma y un documento orientativo. A continuación, le ofrecemos un resumen de estos dos documentos.

Diferencia entre la norma y el documento orientativo de evaluación de bomba de la ASME

### Norma EA-2-2009

- Sirve para comprender qué elementos deben formar parte de una evaluación de un sistema de bombeo para compensar la falta de normalización de los sistemas de bombeo. Anteriormente, se los evaluaba en el marco de una evaluación, auditoría, reconocimiento o estudio energético.
- Define los requisitos específicos que deben cumplirse en cada nivel de evaluación

### Documento orientativo EA-2G-2010

- Contiene información básica técnica y detalles de la aplicación para facilitar el uso de la norma
- Incluye una justificación de los requisitos técnicos, notas de aplicación, enfoques alternativos, consejos, técnicas y ejemplos

## LOS OBJETIVOS DE LA NORMA SON, ENTRE OTROS:

- Proporcionar un enfoque paso a paso para la realización de evaluaciones de sistemas de bombeo.
- Identificar distintos niveles de evaluación de la energía y determinar el esfuerzo que requiere cada tipo de evaluación.
- Hacer hincapié en la importancia de adoptar un enfoque sistémico.
- Examinar los datos que hay que recopilar en las evaluaciones de sistemas de bombeo.
- Permitir que los lectores conozcan distintas soluciones de optimización de sistemas de bombeo.
- Presentar los resultados en un formato correcto.

La norma está organizada en las siguientes secciones:

1. Ámbito de aplicación e introducción
2. Definiciones
3. Referencias
4. Organización de la evaluación
5. Realización de la evaluación
6. Análisis de los datos
7. Informes y documentación

En este manual, nos centramos en las secciones 4 y 5.

## SECCIÓN 4 DE LA NORMA ASME

La sección 4 de la norma está dedicada a la organización de la evaluación. Algunas de las subdivisiones de la sección 4 son:

### 4.1 Identificación de los miembros del equipo evaluador y sus funciones

- Gerente autorizado: responsable general de la obtención de fondos y de la toma de decisiones (no hace falta que esté presente en la evaluación).
- Jefe del equipo de evaluación: conoce todas las operaciones y el mantenimiento del sistema de bombeo en cuestión y tiene capacidad para organizar los recursos necesarios para proceder a la evaluación de las bombas.
- Experto en el sistema de bombeo: está calificado para realizar las actividades de la evaluación y para analizar los datos y elaborar los informes.

### 4.2 Apoyo por parte de los directivos de la planta

Los directivos de la planta deben comprometerse por escrito a facilitar los recursos que se necesitan. Antes de llegar al emplazamiento, hay que elaborar un acuerdo/orden de compra por escrito en el que se defina con claridad los objetivos y alcance de la evaluación.

### 4.4 Acceso a recursos e información

- Revisar el acceso a las zonas en donde están los equipos.
- Ponerse de acuerdo con el personal que debe participar en la evaluación (electricistas, ingenieros, personal operativo).
- Determinar el acceso a los datos, tales como dibujos, manuales, facturas de servicios, y datos digitales de monitoreo y control.

### 4.5 Objetivos y alcance de la evaluación

Revisar los objetivos y el alcance de la evaluación (aunque ya se los definió antes de la llegada al sitio, conviene revisarlos en presencia de todos los participantes de la reunión).

### 4.6 Recopilación inicial de datos y evaluación inicial

Antes de llegar al sitio: Trabajar con el personal del establecimiento para identificar qué sistemas de bombeo hay que revisar. A continuación, encontrará un ejemplo del formulario preselección.



Preguntas de preselección de sistemas de bombeo				
Nombre del sistema	Máquinas papelera 411 y 412			
	Identificación de la bomba			
	Bomba n° 401	Bomba n° 605	Bomba n° 333	Bomba n° 210
Estimación de horas de funcionamiento anual	7.600	7.600	7.600	7.600
Hp nominal del motor	75	125	150	100
Válvula reguladora	sí	sí	sí	sí
Derivación para controlar caudal/presión	no	no	no	no
Varias bombas en paralelo y siempre opera la misma cantidad de bombas	sí	sí	sí	sí
Sistema de enfriamiento distribuido con varias cargas sin regular	no	no	no	no
Operación constante de una bomba en procesos por lote.	sí	sí	sí	sí
Operación por lotes en ciclos frecuentes en procesos continuos	no	no	no	no
Ruido de cavitación en la bomba o en otro lugar del sistema	no	no	no	no
Sistema con mantenimiento intensivo sin causas obvias	no	no	no	no
Hubo cambios en la función o en la demanda del sistema sin cambios en la bomba	no	no	no	no
¿Se mide el caudal?	sí	sí	sí	sí

Obtener datos del uso y el costo de la energía para determinar los costos unitarios.

Current Year		2010					
Mes	Consumo mensual de electricidad (MWH)	Costo mensual de electricidad (\$)	Consumo mensual de gas natural (MMBtu)	Costo mensual de gas natural (\$)	Consumo mensual de vapor (MMBtu)	Costo mensual de vapor (\$)	Consumo mensual de combustible pesado (MMBtu)
January	6.57	\$445,924	17,448	\$120,466	70,698	\$451,885	
February	6.39	\$456,088	16,635	\$147,556	72,787	\$447,478	
March	6.86	\$466,007	17,809	\$123,209	73,095	\$437,502	
April	5.65	\$459,013	14,379	\$143,309	49,906	\$373,967	
May	7.41	\$513,624	19,652	\$121,629	54,454	\$375,194	
June	7.88	\$545,731	20,353	\$161,600	53,877	\$379,361	
July	7.32	\$527,183	16,738	\$143,719	52,889	\$379,405	
August	7.49	\$530,737	19,189		50,424	\$364,642	
September							
October							
November							
December							
Grand Total	55.56	\$3,944,308	142,201.80	\$961,488	466,129	\$3,209,434	0

Posteriormente, una vez que se llega a la instalación, se pueden recopilar datos del sistema. Los detalles de este proceso se encuentran en las siguientes secciones de la norma.

#### 4.6.4 Datos del sistema

- Definir las funciones y los límites del sistema o sistemas.
- Identificar equipos que usan mucha energía.
- Identificar los métodos de control.
- Identificar los dispositivos ineficientes.
- Mediciones iniciales de los parámetros operativos clave.

#### 4.7 Objetivos específicos del sitio

A partir de la recopilación preliminar de información: elaborar un plan de medición que tenga en cuenta los tres niveles de evaluación (a discutir) y los objetivos de acuerdo con el alcance del trabajo.

#### 4.8 Elaboración de un plan de acción y programación de actividades

- Revisar la información que se ha recopilado.
- Dar prioridad a los sistemas de bombeo que se desea revisar con más detalle (niveles de evaluación a discutir).
- Identificar los métodos de control.
- Identificar los dispositivos ineficientes.
- Mediciones iniciales de los parámetros operativos clave.
- Establecer un cronograma de actividades (entrevistas con el personal, electricista y otras reuniones).

## SECCIÓN 5 DE LA NORMA ASME

La sección 5 de la norma está dedicada a la estrategia para realizar la asesoría. Algunas de las subdivisiones de la sección 5 son:

5.2 Niveles de la asesoría

5.3 Recorrido por la planta

5.4 Comprensión de los requisitos del sistema

5.5 Determinación de los límites y de la demanda del sistema

5.6 Información necesaria para evaluar la eficiencia de un sistema de bombeo

5.7 Metodología de recopilación de datos

5.8 Validación cruzada

5.9 Sesión de recapitulación y presentación de las conclusiones y recomendaciones iniciales

A continuación, se enumeran los niveles de evaluación:

Nivel 1 Preselección y recopilación de datos preliminares (*esfuerzo cualitativo*) para identificar el potencial de ahorros energéticos.

Nivel 2 Medición basada en la evaluación cuantitativa para determinar los ahorros energéticos. Esta evaluación se basa en mediciones «instantáneas» durante un período limitado.

Nivel 3 Para sistemas en los que las condiciones varían con el tiempo. Para elaborar el perfil de carga del sistema, se necesita un esfuerzo mucho mayor de recopilación de datos *cuantitativos*.

Es recomendable tener un ejemplar de la Norma y del Documento orientativo para contar con información más detallada sobre el proceso de evaluación.

# 12

## INSPECCIÓN EN EL TERRENO Y RECOPIACIÓN DE DATOS

### PREPARACIÓN

En este capítulo, llego el momento de «arremangarse» y hacer un recorrido por la instalación para recopilar datos en el terreno.

Sin embargo, antes de salir a tomar datos de todos los sistemas de bombeo de la planta, es importante entenderlos bien. tan solo cuando se llega a una comprensión completa, se puede empezar a recopilar datos en el Terreno para identificar las oportunidades de ahorros. A tal efecto, hay que sentarse con un operario o con un mecánico (o mejor todavía, con ambos) hasta llegar a entender los sistemas de bombeo de la planta. Como ya se mencionó cuando se trató el tema de la preselección en el capítulo 1, algunas de las preguntas que hay que plantear son las siguientes:

- ¿Cuáles son los sistemas de bombeo más grandes de la instalación?.
- ¿Para qué se usan? ¿Cuáles son los requisitos de cada sistema?.
- ¿Cuántas horas anuales funciona cada una de las bombas? ¿Cuáles son las bombas que operan en paralelo?.
- ¿Hay bombas que operan con caudal o cabeza reducidos durante algunos momentos del día? ¿Cuántas horas al día operan en esas condiciones?.
- ¿Se usan válvulas de descarga o variadores de velocidad para controlar el caudal?.
- ¿Alguna de las bombas requiere mucho mantenimiento?.

Durante esta parte del proceso, conviene centrarse primero en los sistemas de bombeo más grandes que operan durante más horas. Luego, si hay tiempo, hay que pasar a las bombas más pequeñas.

### RECOPIACIÓN DE DATOS ANTERIOR A LOS ENSAYOS EN EL TERRENO

Si las charlas iniciales tuvieron un resultado positivo, llegado a este punto ya se han logrado identificar algunos sistemas de bombeo que consumen mucha energía y que son buenos candidatos para una evaluación más detallada. Sin embargo, antes de ir a la planta con todo el equipo necesario para los ensayos, conviene obtener otras informaciones que pueden contribuir a que el proceso posterior de recopilación de datos resulte más productivo.

Primero, hay que conseguir un diagrama de procesos e instrumentos (P&ID) o un esquema de las tuberías del sistema de bombeo. Lo mejor es que esos planos también tengan datos de las elevaciones de las bombas y de sus puntos de succión y descarga. Esta información va a ser muy útil en la etapa de análisis. El trazado del recorrido del flujo en compañía del operador brinda información adicional

sobre el sistema y da una idea de los datos que se van a necesitar para determinar las necesidades del sistema en relación con lo que provee la bomba.

En segundo lugar, hay que conseguir la curva de la bomba y todos los datos de los ensayos en el terreno que se realizaron cuando se montó la bomba o en cualquier momento posterior al montaje. Además, se necesita la información relativa a todos los componentes específicos, como las hojas de especificaciones de la bomba y el motor.

Toda esta información permite elaborar una estrategia de recopilación de datos centrada en las mediciones del sistema en lugar de en los datos de la bomba, con lo que los ensayos y mediciones en el terreno van a ser mucho más productivos.

## RECOPIACIÓN DE DATOS EN EL TERRENO

### DATOS DE LA PLACA DE CARACTERÍSTICAS

La información básica al respecto es la información del manual de operación y mantenimiento del fabricante del motor y la bomba y la información presentada por el proveedor cuando se aprobó la compra de estos equipos.

El paso siguiente es verificar esa información y compilar datos adicionales de las placas de características de la bomba y el motor (ver figura 12.1).

Los datos más útiles de la placa de características son: potencia, tensión, amperaje y eficiencia nominales del motor, y caudal, cabeza total, etapas y diámetro del impulsor de la bomba. Es posible que necesite una navaja, un trapo y una linterna para encontrar los datos, que pueden estar tapados por varias capas de pintura o grasa.

**Figura 12.1** Placa de característica del motor y la bomba



### EQUIPOS DE ENSAYOS

Son muy pocos los casos en que es posible recopilar la información del caudal, la presión y la potencia a partir de instrumentos existentes (montados permanentemente y recientemente calibrados). En la mayoría de los casos, hay que contar con instrumentos portátiles y con algunas herramientas básicas como las del cuadro 12.1.



**Cuadro 12.1** Equipo recomendado

Equipo	Costo estimado (USD)
Caudalímetro ultrasónico y accesorios	5000 a 7000
Medidor de potencia con varias sondas	1000 a 2000
Instrumentos portátiles para medir presión con varios adaptadores de rosca	300 a 500
Tacómetro estroboscópico	300
Linterna, trapos, lijas, llaves, destornilladores	< 100
Extensión eléctrica, navaja, libreta de apuntes	< 100
Cámara digital, pilas extra para todo el equipo	500
Guantes de goma, gafas de seguridad, casco de seguridad	< 100
Registradores de datos (Data loggers), varios registradores de corriente	500 a 700
Computador portátil (para programar los registradores de datos)	1500

**REVISIÓN DE LOS DATOS FUNDAMENTALES**

Los parámetros necesarios para evaluar la eficiencia de un sistema de bombeo son:

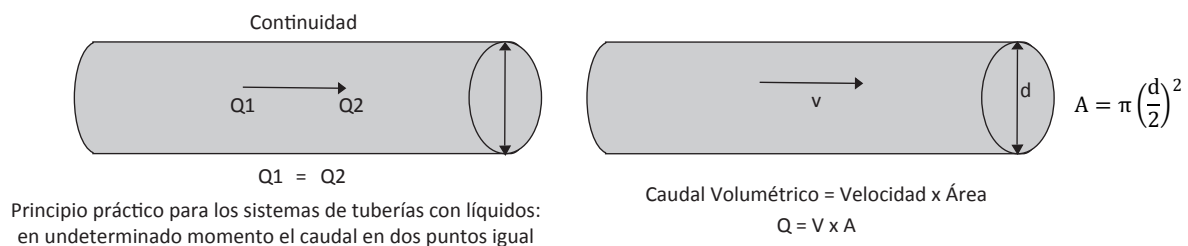
- Caudal.
- Presión.
- Elevación.
- Potencia eléctrica.
- Propiedades del fluido.

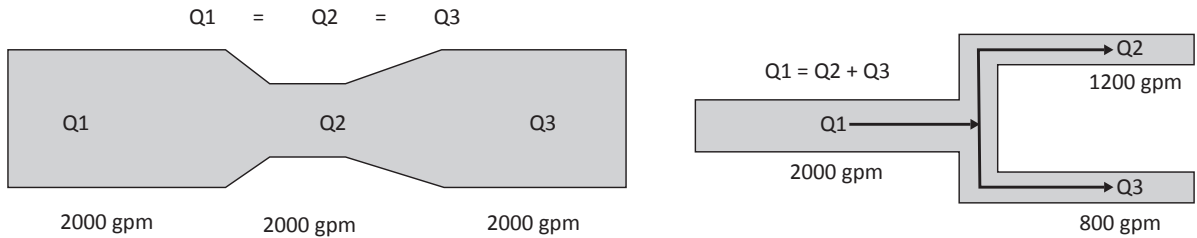
La ley que rige el flujo de los fluidos es la ecuación de Bernoulli, que es una ley de conservación de la energía. Volveremos a la ley de Bernoulli más adelante. Primero, vamos a empezar con otras relaciones básicas que son válidas para flujo incompresible.

**LEY DE LA CONTINUIDAD:**

En una tubería cerrada, el caudal es igual en todos los puntos. Si una tubería se ramifica, la suma de los caudales de cada ramal es igual al caudal original. El caudal es igual la velocidad promedio multiplicada por el área de la sección transversal.

**Figura 12.2** Continuidad



**Figura 12.3** Ley de la continuidad

### CONCEPTOS BÁSICOS RELATIVOS A LA PRESIÓN Y LA ELEVACIÓN

Por lo general, la presión en un contenedor se mide en kilopascales, kPa. Se puede medir la presión atmosférica relativa o la presión absoluta independiente de la presión atmosférica. La presión atmosférica varía con el tiempo y con la altitud con respecto al nivel del mar, como se ilustra en la figura 12.4.

La presión dentro de una vasija que contiene un líquido también varía de esta manera. Este es el motivo por el cual siempre tenemos que medir la presión correspondiente a la altitud en la que nos encontramos.

La presión de una vasija a una determinada altitud va a ser siempre la misma. Pero si se varía la altitud, la presión cambia. Por lo tanto, es importante saber a qué altitud se toma la medida, como se ilustra en la figura 12.5.

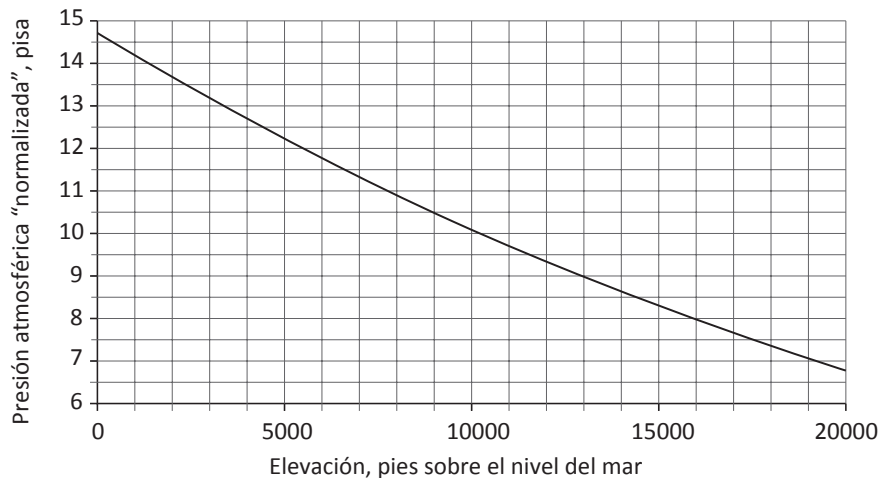
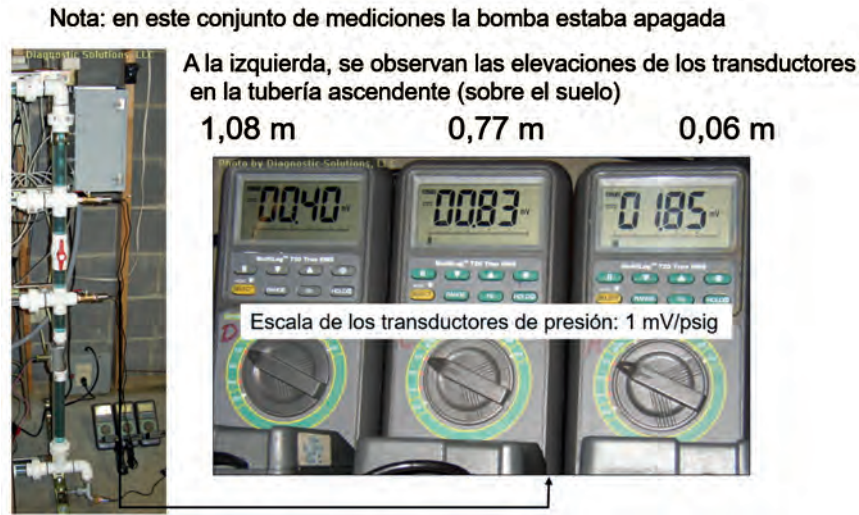
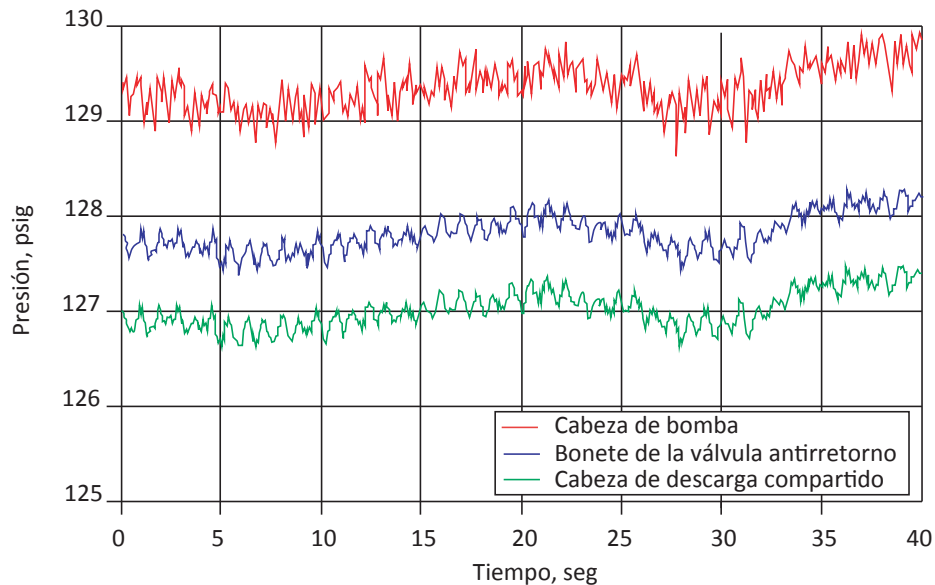
**Figura 12.4** Presión atmosférica en función de la elevación

Figura 12.5 Presión basada en la altitud



Además, cuando medimos la presión de un sistema, la presión disminuye a medida que nos desplazamos aguas abajo debido a la fricción, que consume energía. Esto se manifiesta en una pérdida de presión. En una tubería, las variaciones de presión son similares. Ver figura 12.6.

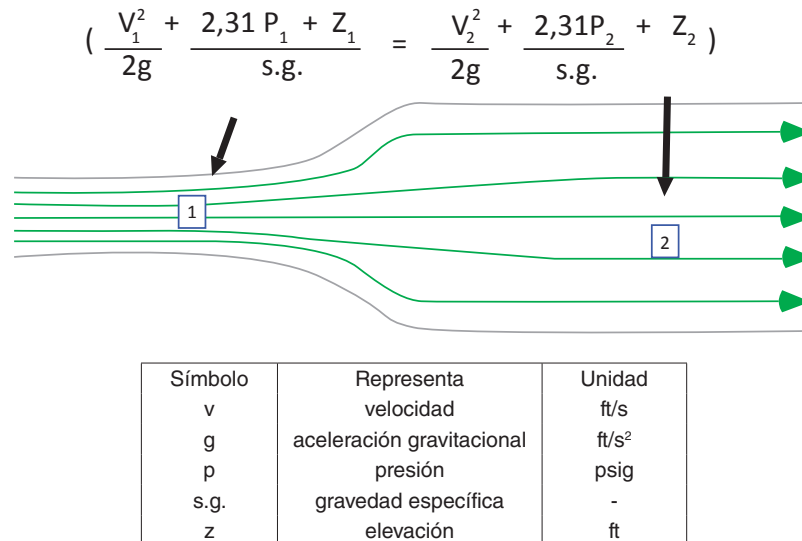
Figura 12.6 La presión varía en función del lugar y del tiempo



### ECUACIÓN DE BERNOULLI

La ley de Bernoulli es una ley de conservación de la energía. En ausencia de fricción, el contenido total de energía en el fluido en el punto 1 y en el punto 2 de la figura 12.7 son iguales. Como puede observarse, la energía tiene tres componentes: energía cinética, presión y energía potencial (elevación).

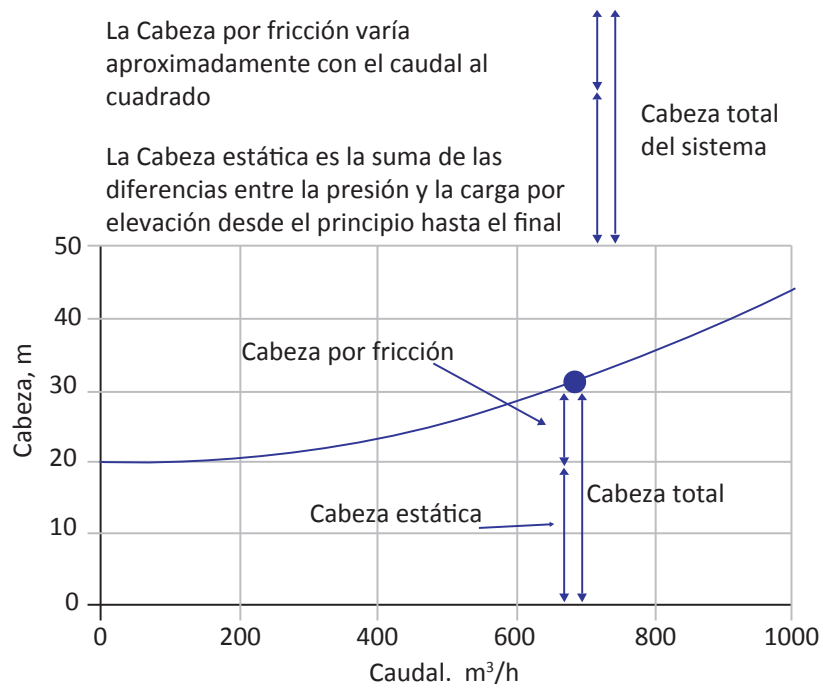
Figura 12.7 Ley de Bernoulli



Por lo general, el contenido de energía se expresa como cabeza y se lo mide en metros. En una elevación determinada, la suma de la cabeza y la presión se denomina «cabeza estática». Se la denomina «estática» porque en muchos sistemas es bastante independiente del caudal.

La presión total del sistema es la suma de la cabeza estática y de la cabeza por fricción. La resistencia de la bomba considerada como el empuje del fluido a través del sistema se describe en la curva del sistema. Esta curva tiene dos componentes: la resistencia a la fricción y la cabeza estática.

Figura 12.8 Combinación de la cabeza estática y de la cabeza por fricción



## PROCESO DE RECOPIACIÓN DE DATOS

Es posible que se necesiten varios viajes a la planta para recopilar los datos necesarios para investigar los sistemas de bombeo con mayor potencial de ahorros energéticos. Algunas de las razones por las que hay que multiplicar las visitas a la planta son:

- Puede ser que durante una visita se esté usando la bomba para un proceso crítico y que el personal tenga miedo de que la bomba falle durante el ensayo que se desea realizar.
- No hay puertos de presión disponibles (o los puertos de presión no tienen válvulas de aislamiento que funcionen correctamente).
- Algunos de los datos pueden ser dudosos por lo que puede ser necesario pensar en métodos de ensayo alternativos para verificarlos (por ejemplo, vaciar un tanque para verificar el caudal).
- No hay un electricista presente que pueda participar en los ensayos.

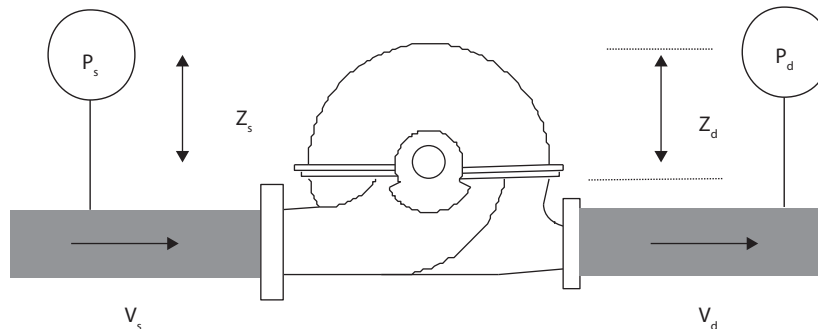
Por lo tanto, hay que estar preparado para reprogramar los ensayos. Además, hay que recordar que es importante tener tiempo para obtener buenos datos (incluso si eso significa que hay que medir muchas veces con distintos métodos) y para tomar buenas notas y sacar fotos del sistema de bombeo.

### MEDICIÓN DE LA PRESIÓN PARA DETERMINAR LA CABEZA TOTAL DE LA BOMBA

- Configuraciones del sistema de bombeo

Para calcular la cabeza total de la bomba se necesita medir la presión antes y después de la bomba. En algunos casos, el proceso es muy sencillo, como se ilustra en la figura 12.9, en donde pueden apreciarse conexiones para manómetros a la misma elevación en la tubería de succión y de descarga.

**Figura 12.9** Cálculo de la cabeza de la bomba con una tubería de succión cerrada



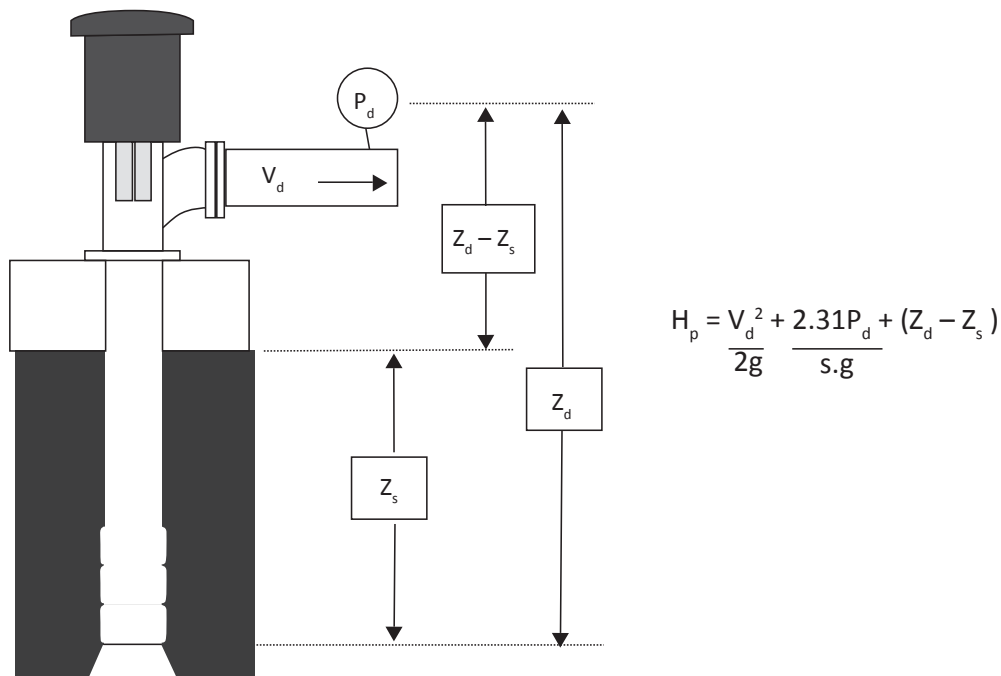
$$H_p = \left( \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} \right) + \frac{2.31}{s.g} (P_d - P_s) + (Z_d - Z_s)$$

Símbolo	Representa	Unidades
g	constante gravitacional	m/s <sup>2</sup>
H <sub>p</sub>	cabeza de la bomba	m
p	presión	kPa
s.g.	gravedad específica	adimensional
v	velocidad del fluido	m/seg
z	elevación	m
subíndices:	-	-
d	descarga	-
s	succión	-

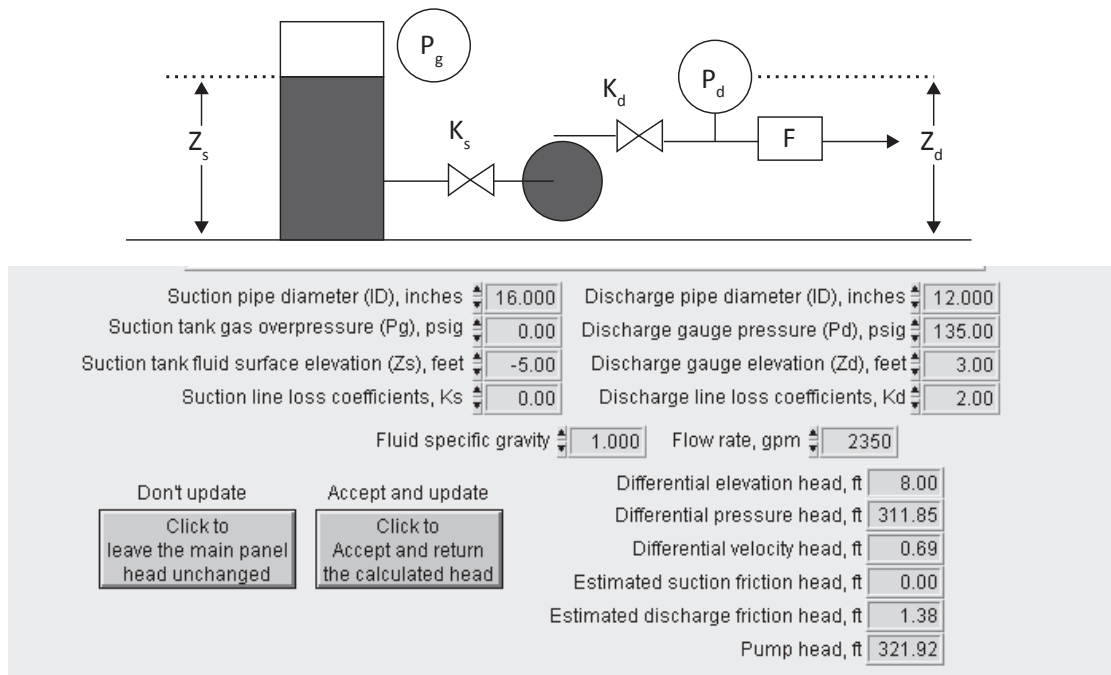
Sin embargo, cuando se hacen mediciones en el terreno, nos podemos encontrar con muchos tipos distintos de configuraciones de bombas. En la figura 12.10, por ejemplo, no es tan fácil determinar la presión a ambos extremos de la bomba. Por un lado, no hace falta medir la succión porque la caja de la bomba está sumergida en el tanque. No obstante, en el extremo de la caja que corresponde a la descarga, el fluido viaja a través de la columna vertical de la bomba y sale por la brida de descarga antes del manómetro que está colocado después de ese punto. En este caso, si no se pueden medir las pérdidas por fricción, hay que estimarlas.

El PSAT 2008 tiene un método para calcular pérdidas desarrollado por Diagnostic Solutions (ver figura 12.11). Cuando el usuario no puede medir las pérdidas de presión que necesita para calcular la cabeza total del sistema, puede usar el programa para sumar los valores del componente K.

**Figura 12.10** Succión abierta y ubicación del manómetro de la descarga muy lejos



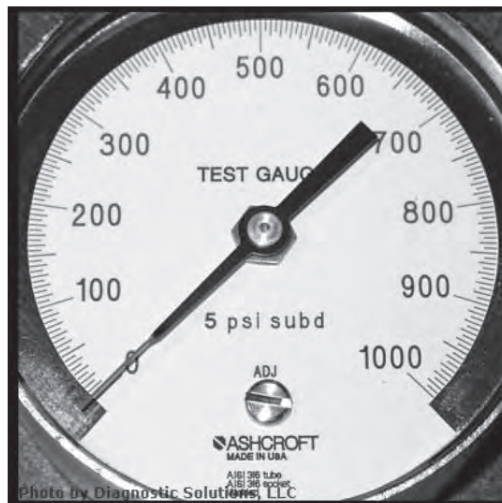
**Figura 12.11** Cálculo de la cabeza de la bomba a partir del cálculo de las pérdidas de los componentes



### MEDICIONES DE LA PRESIÓN

La mayoría de los sistemas industriales tienen manómetros de Bourdon, como el de la figura 12.12. El transductor de presión de Bourdon consiste en un tubo en forma de C, que tiende a enderezarse cuando está sujeto a presión interna. Las varillas internas mueven una aguja que indica la presión.

**Figure 12.12** Manómetro de Bourdon

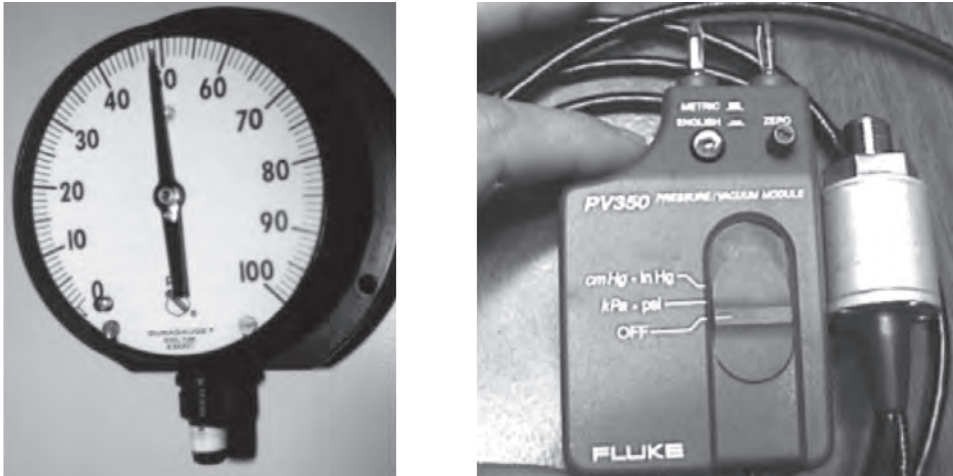


En la figura 12.13, la aguja del manómetro sigue apuntando al 50 aunque está desconectado. Por supuesto, no es el tipo de manómetro que necesitamos si queremos medir la presión con precisión.

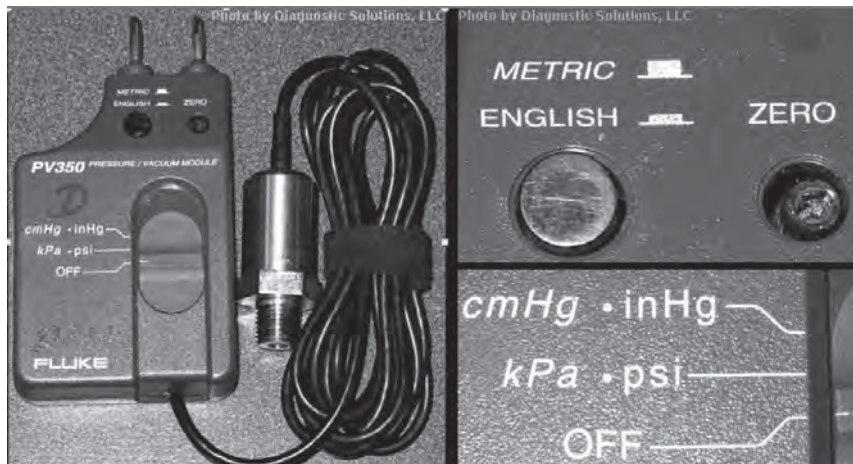
Para medir la presión con precisión, hay que sacar los manómetros existentes y usar instrumentos portátiles como el de la figura 12.14. En este caso, son transductores tipo diafragma, que se conectan con multímetros para indicar la presión.

Cómo se observa en la figura 12.15, las galgas pueden verse afectados por deriva térmica.

**Figura 12.13** Manómetro muy impreciso e indicador de presión PV-350

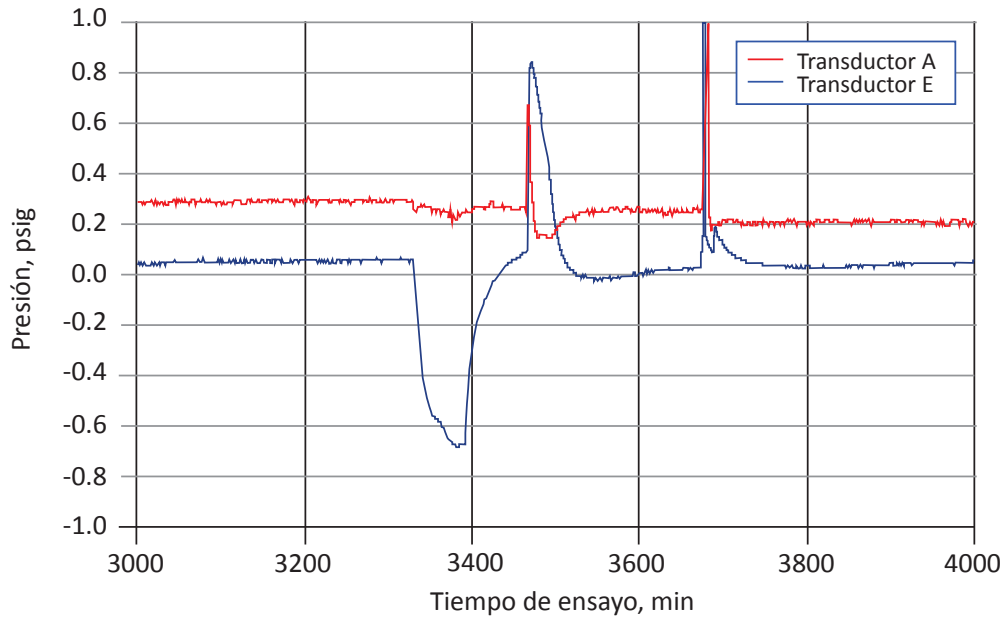


**Figura 12.14** Transductor de presión Fluke





**Figura 12.15** Efectos térmicos y transitorios sobre galgas



Por consiguiente, una buena práctica consiste en calentarlos y ponerlos en cero antes de medir. Además, se pueden conectar los transductores de presión a una misma presión y verificar que todos midan lo mismo. Cuando un transductor estuvo conectado a un sistema mucho tiempo, cuando se lo desconecta conviene verificar el offset.

No se puede medir la *cabeza de la bomba* con una medición directa, sino que hay que realizar varias mediciones que luego hay que combinar.

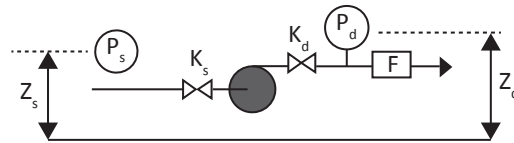
**Figura 12.16** Puertos para medir la presión de succión y descarga



En la figura 12.16, el puerto está cerca de la bomba. No obstante, en muchos casos, entre la descarga de la bomba y el lugar en que se puede medir la presión hay pérdidas. En esos casos, hay que estimar dichas pérdidas e incluirlas en los cálculos. De otro modo, se puede estar sobreestimando la potencia del flujo que entrega la bomba. Si hay una diferencia entre el diámetro de las tuberías de succión y de descarga, la carga de velocidad se verá afectada y, por lo tanto, hay que tener en cuenta este efecto.

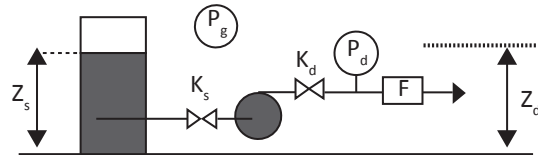
El PSAT puede realizar los cálculos pertinentes. Hay dos posibilidades (ver figura 12.17) para calcular la cabeza de la mayoría de las configuraciones de bombas industriales. Primero, hay que ingresar los datos en los casilleros (turquesa) y luego el PSAT hace los cálculos y los transmite al programa principal.

Figura 12.17 Puertos para medir la presión de succión y descarga



$k_s$  represents all suction losses from gauge  $P_s$  to the pump  
 $K_d$  represents all discharge losses from the pump to gauge  $P_d$

Suction pipe diameter (ID), inches	10.000	Discharge pipe diameter (ID), inches	10.000	
Suction gauge pressure ( $P_s$ ), psig	0.00	Discharge gauge pressure ( $P_d$ ), psig	129.00	
Suction gauge elevation ( $Z_s$ ), feet	4.00	Discharge gauge elevation ( $Z_d$ ), feet	9.00	
Suction line loss coefficients, $K_s$	0.00	Discharge line loss coefficients, $K_d$	0.00	
Fluid specific gravity		1.000	Flow rate, gpm	1979
Don't update	Accept and update	Differential elevation head, ft	5.00	
Click to leave the main panel head unchanged	Click to Accept and return the calculated head	Differential pressure head, ft	297.99	
		Differential velocity head, ft	0.00	
		Estimated suction friction head, ft	0.00	
		Estimated discharge friction head, ft	0.00	
		Pump head, ft	302.99	



$k_s$  represents all suction losses from gauge  $P_s$  to the pump  
 $K_d$  represents all discharge losses from the pump to gauge  $P_d$

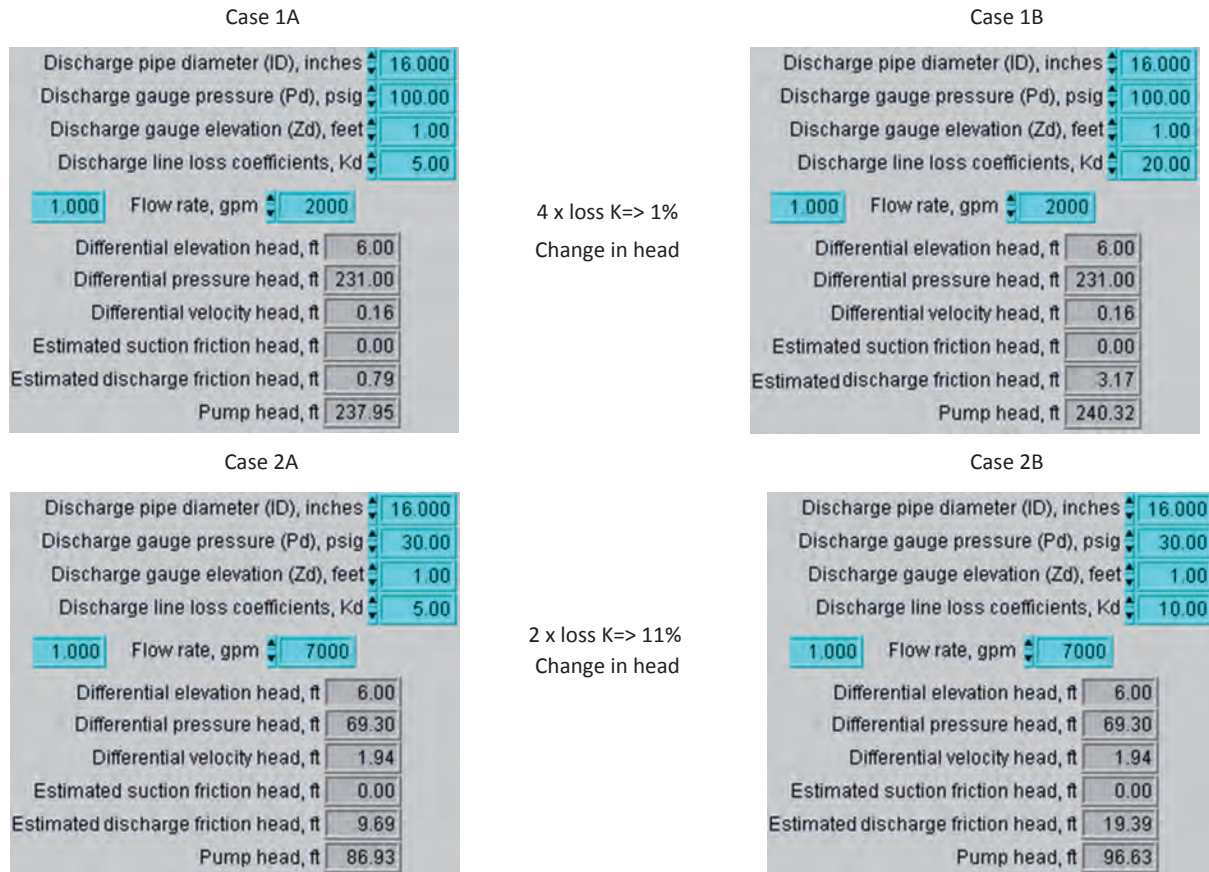
Suction pipe diameter (ID), inches	10.000	Discharge pipe diameter (ID), inches	10.000	
Suction tank gas overpressure ( $P_g$ ), psig	0.00	Discharge gauge pressure ( $P_d$ ), psig	129.15	
Suction tank fluid surface elevation ( $Z_s$ ), feet	-5.00	Discharge gauge elevation ( $Z_d$ ), feet	1.00	
Suction line loss coefficients, $K_s$	0.00	Discharge line loss coefficients, $K_d$	0.00	
Fluid specific gravity		1.000	Flow rate, gpm	1979
Don't update	Accept and update	Differential elevation head, ft	6.00	
Click to leave the main panel head unchanged	Click to Accept and return the calculated head	Differential pressure head, ft	298.34	
		Differential velocity head, ft	1.02	
		Estimated suction friction head, ft	0.00	
		Estimated discharge friction head, ft	0.00	
		Pump head, ft	305.35	

Cuando se estiman las pérdidas entre la bomba y el punto de medición, la precisión de la estimación no siempre es buena, sino que puede haber una gran diferencia entre las pérdidas genéricas y las específicas. Ver figura 12.18.

**Figura 12.18** Coeficientes de pérdida genéricos

Approximate Range of Variation for K (From Hydraulic Institute Engineering Data Book, 2 <sup>nd</sup> edition)		
Fitting		Range of Variation
90 Deg. Elbow	Regular Screwed	± 20 per cent above 2 inch size
	Regular Screwed	± 40 per cent above 2 inch size
	Long Radius, Screwed	± 25 per cent
	Regular Flanged	± 35 per cent
	Long Radius, Flanged	± 30 per cent
45 Deg. Elbow	Regular Screwed	± 10 per cent
	Long Radius, Screwed	± 10 per cent
110 Deg. Bend	Regular Screwed	± 25 per cent
	Regular Flanged	± 35 per cent
	Long Radius, Screwed	± 30 per cent
Tee	Screwed, Line or Branch Flow	± 25 per cent
	Flanged, Line or Branch Flow	± 35 per cent
Global Valve	Screwed	± 25 per cent
	Flanged	± 25 per cent
Gate Valve	Screwed	± 25 per cent
	Flanged	± 50 per cent
Check Valve	Screwed	± 30 per cent
	Flanged	+ 200 per cent / - 80 per cent

Por lo tanto, conviene ingresar distintas estimaciones de coeficientes de pérdida para tener una idea de la influencia que pueden tener sobre el cálculo de la cabeza de la bomba. Ver figura 12.19. En la mayoría de las aplicaciones industriales, la influencia es menor.

**Figura 12.19** Comprobación de la influencia de los coeficientes de pérdidas en los cálculos de la cabeza

## MEDICIONES DEL CAUDAL

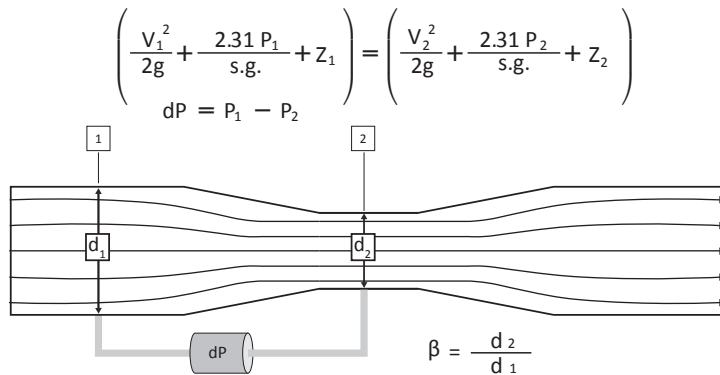
Por lo general, el caudal es el parámetro más difícil de medir en las evaluaciones de los sistemas de bombeo. Hay varios métodos para medir caudales, por ejemplo:

- Presión diferencial: orificio, Venturi, tobera, codo.
- Velocidad: magnético, ultrasónico, hélice (turbina), rueda de palas, emisión de vórtices.
- de canal abierto: vertederos.

Se basan en principios diferentes, pero todos tienen un problema en común: para obtener una medida precisa, hay que desarrollar un perfil completo del caudal. A tal efecto, se necesita una tubería con un largo de diez veces el valor del diámetro. Por lo tanto, se recomienda colocar una tubería de ese largo aguas arriba de un caudalímetro. El caudalímetro está bajo la influencia de todas las irregularidades que se producen aguas abajo del mismo. Por lo tanto, también se recomienda contar con una tubería recta de un largo de cinco veces el valor del diámetro colocada aguas abajo del caudalímetro.

Muchos caudalímetros usan la ecuación de Bernoulli, como se ilustra en la figura 12.20.

Figura 12.20 Ecuación de Bernoulli



Lo que da:

$$V_1 (\text{ft/s}) = 12.194 \sqrt{\frac{\beta^4 dP}{s.g. (1 - \beta^4)}}$$

o

$$Q (\text{gmp}) = 29.851 \sqrt{\frac{d_2^2 dP}{s.g. (1 - \beta^4)}}$$

g = 32.174	aceleración gravitacional	ft/s <sup>2</sup>
P	presión	psi
s.g.	gravedad específica	dimensionless
V	velocidad	ft/s
Z	elevación	ft

Algunos caudalímetros, como los de Venturi y los de orificio crean una caída de presión constante en la línea y, por lo tanto, consumen energía que tiene que compensarse con la energía que consume el motor.

Los caudalímetros magnéticos montados de manera permanente suelen ser precisos y confiables. Para poder aprovechar plenamente todas sus ventajas, hay que colocarlos teniendo cuidado de que tengan buenas condiciones de flujo aguas arriba y aguas abajo de su ubicación.

En el caso de los sistemas sin caudalímetros montados, pueden usarse caudalímetros portátiles ultrasónicos. Por lo general, funcionan bien, pero no sirven para todos los tipos de fluidos. Por ejemplo, suelen tener problemas con los líquidos con partículas o burbujas. Muchos tienen una función que avisa cuando la medición no es confiable. Sin embargo, el usuario debe tener en cuenta que incluso en esos casos los resultados pueden ser imprecisos.

Además, dado que la señal sonora debe atravesar el líquido y la pared, hay que medir el espesor de la pared y tenerlo en cuenta en el resultado. Por lo general, los caudalímetros se calibran con respecto a la tasa de vaciado o llenado de tanques con un volumen conocido.

Existen varios tipos de caudalímetros que funcionan a partir de distintos principios. Algunos de ellos son:

### TUBOS DE PITOT

Se usan a veces como caudalímetros provisorios y portátiles. Por lo general, se usan en servicios agrícolas y municipales en los que es posible cerrar el sistema y aislar el sector de ensayo para montar la tubería. No sirven para aplicaciones industriales en las que no es posible parar el sistema.

A la izquierda de la figura 12.21, se observa un primer plano de un tubo de Pitot adaptado especialmente. A la derecha, se ve el momento de la medición y el manómetro que se usa para medir la presión diferencial.



En la medición de la figura 12.21 se usó un tubo de Pitot multipuerto, que minimiza los errores asociados con el posicionamiento y con los caudales perturbados.

**Figura 12.21** Medición del caudal con un tubo de Pitot multipuerto



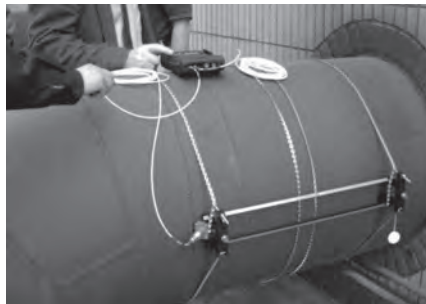
## CAUDALÍMETROS ULTRASÓNICOS

La tecnología ultrasónica puede usarse en caudalímetros permanentes, pero su mejor aplicación corresponde a las unidades portátiles. Se usan dos tipos básicos de tecnología: Doppler y tiempo de vuelo.

La técnica Doppler se basa en la detección de un cambio en la frecuencia de una señal ultrasónica asociada con la velocidad del fluido. Para que funcione correctamente, requiere que el fluido contenga un determinado nivel de impurezas (o burbujas de gas).

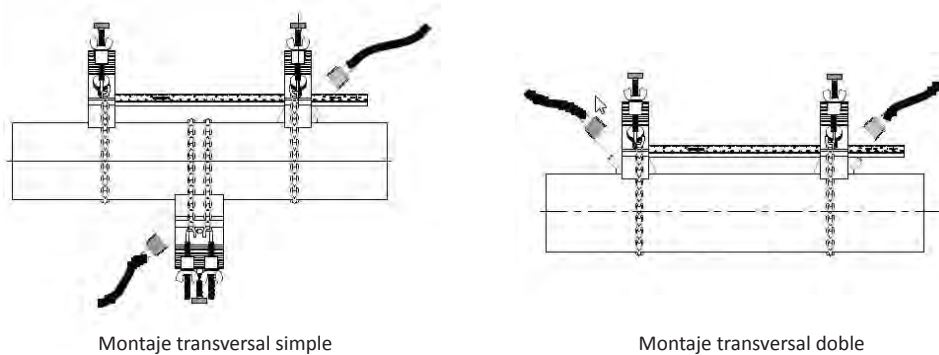
La tecnología del tiempo de vuelo se basa, como su nombre indica, en una técnica basada en el tiempo. En la figura 12.22 se ve un caudalímetro ultrasónico basado en el tiempo de tránsito. Este tipo de caudalímetro mide los pulsos ultrasónicos en un líquido y calcula la velocidad del flujo.

**Figura 12.22** Caudalímetro ultrasónico de tiempo de tránsito



Puede tener distintas configuraciones, como se ve arriba en la figura 12.23. En el método de transversal doble, la señal debe reflejarse fuera de las paredes de la tubería. En el método de transversal libre, debe transmitirse a través de la tubería.

**Figura 12.23** Métodos de transversal simple y doble  
(Cortesía de GE Panametrics)



En el caso del equipo de la figura 12.23, la recomendación de fábrica es intentar primero un montaje de acuerdo con el método de transversal doble. Algunas de las razones de esta preferencia son:

- Se mejora la precisión porque la señal en el fluido es más larga.
- Por lo general, el montaje es más sencillo.

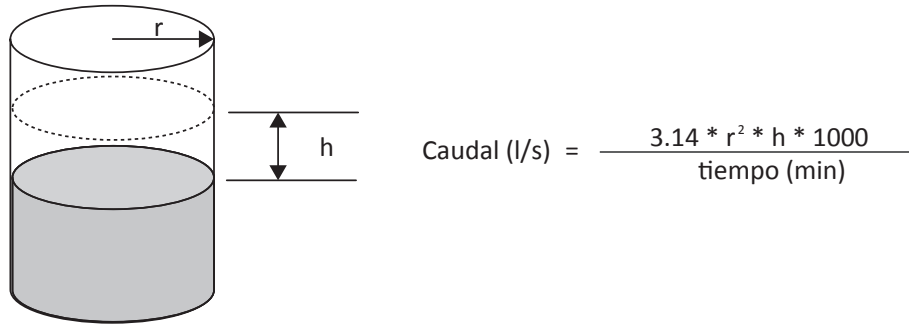
De todos modos, ya sea que se elija el método de la transversal doble o simple, es importante colocar los transductores en los laterales de la tubería y no arriba y abajo para evitar errores potenciales debidos a la presencia de aire en la parte superior y a sedimentos acumulados en el fondo de la tubería. Además, el montaje debe hacerse considerando una tubería recta «sin perturbaciones» de una longitud de diez veces el valor del diámetro aguas arriba del transductor y de cinco veces el valor del diámetro aguas abajo del mismo. Cuando se habla de tuberías sin perturbaciones quiere decir sin fuentes potenciales de turbulencias, como bridas, codos o conexiones en T.

Otra consideración importante cuando se coloca un caudalímetro portátil es el espesor de la tubería en cuestión, sobre todo cuando son de diámetro pequeño. El espesor de la pared y el diámetro exterior son dos de los parámetros que hay que ingresar en el controlador (además del tipo de material y las características del fluido) como datos para el espacio axial del transductor. El medidor de la figura 12.22 también tiene un transductor que determina el espesor de las paredes.

Hay que tener en cuenta que este caudalímetro no sirve para todas las aplicaciones. En particular, hay dos tipos de circunstancias en las que no funciona bien: cuando hay mucho sarro en el interior de las tuberías y cuando hay mucho aire en el fluido bombeado.

## ENSAYO DE VACIADO CON BOMBA

Para verificar los caudalímetros con los que se trabaja o como alternativa en lugar de usar un caudalímetro ultrasónico, se puede medir el caudal de una bomba llenando o vaciando un tanque. Para esto, se aísla el tanque, se mide el nivel en su interior, se activa la bomba durante un tiempo determinado y se mide cuantos galones salieron (o ingresaron) al tanque. Este método se ilustra a continuación con la ecuación para un tanque circular.

**Figura 12.24** Determinación del caudal a partir del volumen de un tanque

## MEDICIONES ELÉCTRICAS

Las mediciones eléctricas deben estar a cargo exclusivamente de electricistas cualificados o de técnicos especialistas debidamente capacitados. Si hay algo con lo que vale la pena insistir es la importancia de realizar las mediciones eléctricas tomando todas las precauciones necesarias. El Código Eléctrico Nacional (NEC) contiene todas las directrices de seguridad que hay que respetar y las cualificaciones que debe tener el personal que trabaja con electricidad. Además, hay normas de la Administración de Seguridad y Salud Ocupacional (OSHA) basadas en las directrices del Código NEC. Los cortocircuitos pueden crear niveles muy elevados de corriente, que pueden llegar a fundir o destruir conductores. Los dos contactos de la sonda de prueba de la figura 12.25 pusieron en contacto accidentalmente dos fases. Si bien el disyuntor saltó y aisló el cortocircuito, no pudo impedir que el cable explotara, produciendo un sonido similar al de un disparo.

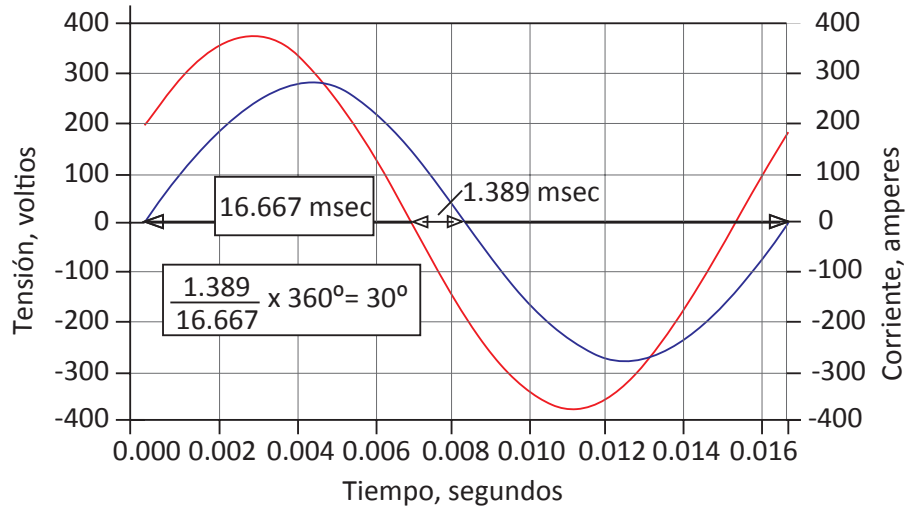
**Figura 12.25** Cables de prueba (normal y fundido)

La potencia puede medirse directamente o se la puede calcular a partir de los valores de la tensión y la corriente. Para calcular la potencia a partir de estos valores, hay que estimar primero el factor de potencia, que es el coseno del ángulo de fase entre las ondas de la tensión y la corriente (ver figura 12.26).

El PSAT tiene un estimador de factor de potencia muy bueno en comparación con otros estimadores disponibles en el mercado.



**Figura 12.26** Tiempo entre las intersecciones de las ondas y el cero



## TENSIÓN

Por lo general, el parámetro con menor impacto en el resultado de los cálculos es la tensión. Esto no se debe a que la tensión no sea importante, sino a que varía muy poco en relación con los demás parámetros. Por ejemplo, es muy raro que, en condiciones normales y estables, la diferencia entre la tensión nominal y la real supere el 10%.

Normalmente, el valor de la tensión puede observarse en los medidores (análogos o digitales) de los centros de control de motores, sobre todo, en el caso de motores alimentados mediante una conexión de media tensión. En muchos casos, cuando se usa baja tensión (por ejemplo, motores de 230 o 460 voltios) es posible que no haya indicadores de tensión montados de manera fija.

Cuando se hace una medición en el terreno, es recomendable medir las tres tensiones fase a fase como se ilustra en la figura 12.27. Luego, hay que usar el promedio de los tres valores.

**Figura 12.27** Medición de la tensión



## AMPERAJE

De ser posible, es muy importante medir las tres fases de la corriente, como se ilustra en la figura 12.29, y sacar el promedio entre los tres valores. Esto es especialmente importante cuando la tensión está desequilibrada, porque la corriente puede variar mucho de fase a fase en función del aumento del desequilibrio en la tensión.

**Figura 12.28** Monitoreo de las tres fases**Figura 12.29** Mediciones de la corriente de cada fase

#### MEDICIÓN DE LA CORRIENTE CUANDO HAY UNA BATERÍA DE CONDENSADORES MONTADA

En algunas circunstancias, hay condensadores para corregir el factor de potencia conectados en paralelo con el motor. Cuando los condensadores están en paralelo con el motor, es importante medir la corriente del motor y *no* la corriente combinada del condensador y el motor.

Cuando hay montados condensadores fijos, y a los fines de obtener datos para el PSAT, es importante medir la corriente que va al motor (y no la que corriente que viene de la línea, que puede ser menor que la del motor debido a la batería de condensadores). La razón es que la metodología de estimación del PSAT usa las características del desempeño del motor para estimar la carga del eje y que el factor de potencia del motor es inherente a los datos que usa el PSAT.

El mejor método para estimar la potencia del eje es a partir de la medición de la potencia eléctrica. Sin embargo, la medición de la corriente y de la tensión solamente (es decir, si no hay potenciómetros) brinda resultados razonablemente precisos, siempre y cuando se tenga en cuenta aspectos tales como la presencia de baterías de condensadores.

#### MEDICIÓN DE LA CORRIENTE EN UN VARIADOR DE FRECUENCIA

Cuando se usa la corriente para evaluar el uso energético de un sistema de bombeo, la presencia de un variador de frecuencia agrega una complicación. Es posible que el motor esté operando a una velocidad muy distinta de la nominal, por lo que la medición de la corriente del motor resulta problemática. Los variadores de frecuencia reciben la tensión a través de un rectificador y tienen factores de potencia que suelen ser muy elevados, con factores de potencia de desplazamiento altos de alrededor de 0,95.

Cuando se recopilan datos para estimar la carga de un sistema de bombeo, es muy importante usar la potencia que ingresa en el variador. Algunos variadores tienen pantallas digitales o salidas analógicas que muestran la potencia de salida del variador. Si no hay otro método, se puede usar un potenciómetro portátil.

En última instancia, si el variador no tiene una salida que indique la potencia y si no se cuenta con un potenciómetro, se puede medir el promedio de la corriente trifásica que ingresa al variador y las tensiones fase a fase, para luego estimar la potencia usando un factor de potencia de 0,95 (o el valor que indique el fabricante del variador). Para la estimación, se usa la siguiente fórmula:

$$\text{Potencia (kW)} = \text{tensión promedio} \times \text{corriente promedio} \times 0,95 \times 1,732$$

## POTENCIA

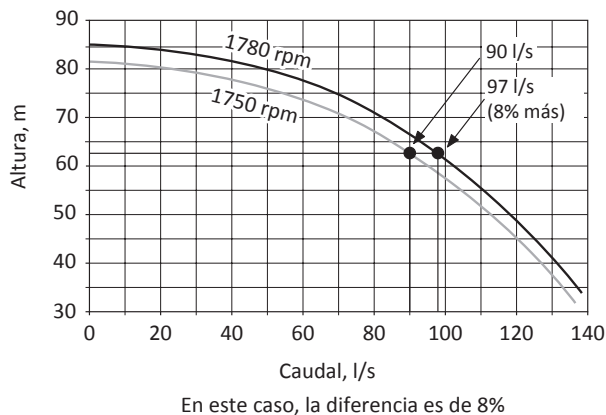
El mejor método para evaluar el consumo de electricidad de una bomba es medir los kW que consume. La razón por la que conviene medir la potencia eléctrica que ingresa en el motor es que luego falta un solo paso para determinar la potencia del eje: la eficiencia del motor.

Cuando se usa la corriente del motor, hay dos variables en juego: la eficiencia del motor y el factor de potencia. Dado que tanto el factor de potencia y la eficiencia dependen de la carga y del tipo de motor, cuando se estima la potencia del eje a partir de la corriente del motor se aumenta el grado de incertidumbre de la estimación.

## COMPROBACIÓN DE LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN

Es muy importante controlar la velocidad de rotación para determinar si hay que hacer ajustes cuando se comparan los datos del caudal y de la cabeza con la curva de la bomba original. En la figura 12.30, puede verse el efecto de las rpm sobre el caudal.

Figura 12.30 Medición de las rpm



Las rpm pueden medirse fácilmente con tacómetro estroboscópico sin contacto (ver figura 12.30). En la mayoría de los casos, no hace falta poner cintas reflectantes porque los ejes tienen rayones o muescas que la luz estroboscópica apuntada al eje puede detectar. Los botones del tacómetro se ajustan hasta que las marcas en el eje parezcan inmóviles. Ese es el punto que indica las rpm.

Es importante que el usuario recuerde que hay que ajustar las rpm iniciales del tacómetro a un valor cercano a las rpm reales. La razón de esto es que, si se empieza a medir una bomba de 1.800 rpm con un valor de 3.600 rpm, podría conseguirse un ajuste erróneo, dado que el valor inicial es un múltiplo del valor real. Esto es especialmente importante cuando se trabaja con bombas con rpm bajas equipadas con variadores de velocidad.

## REGISTRADORES DE DATOS (DATA LOGGING)

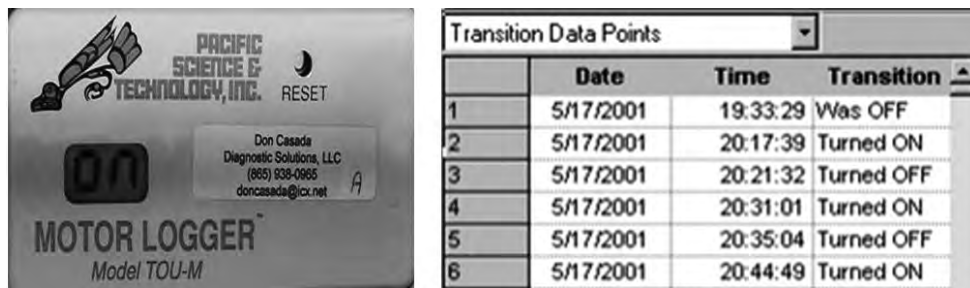
### REGISTRADORES DE ENCENDIDO Y APAGADO DEL MOTOR

Uno de los registradores más sencillos, pero al mismo tiempo más útiles, es el registrador de encendido y apagado. El registrador de la figura 12.31 está colocado al lado del disyuntor de un motor (sostenido con un cierre de velcro). La pantalla indica «on» cuando el motor está en marcha.

Este tipo de registrador es sensible al campo magnético ambiente y puede colocarse en el motor o en los cables de alimentación. Otros registradores de encendido y apagado usan transformadores de corriente con pinza.

En la figura 12.31, pueden verse cómo se registran y se exhiben los datos.

**Figura 12.31** Datos del registrador de encendido y apagado



### REGISTRADORES DE DATOS GENERALES

Los registradores de datos generales se usan para registrar distintos tipos de señales análogas. El tipo y rango de señales que pueden registrarse depende de las características de cada registrador en particular. Los tipos más comunes de señales varían entre 0-5 voltios CC, 4-20 miliamperes y contadores de pulsos TTL. Algunos registradores tienen una función para configurar la escala de la señal para que se registre la amplitud de la señal y el factor de escala de transductor en cuestión. De ese modo, cuando se recuperan los datos, se los relaciona directamente con la escala y las unidades correspondientes.

La tasa de muestreo de señales de estos registradores varía, por lo general, entre cientos de veces por segundo y una vez cada 12 horas. Algunos pueden calcular promedios, de modo que el valor registrado durante el periodo no es el valor instantáneo del momento de la lectura, sino el promedio de todo el periodo precedente.

La figura 12.32 ilustra un registrador general con un transformador de corriente para sujetar una terminal de un circuito trifásico. El registrador de la foto puede registrar cuatro señales. Normalmente, para activar el registrador en el terreno el usuario debe usar una laptop y seleccionar el intervalo de registro que desea. Más tarde, recupera el registrador y lo conecta con la laptop a fin de descargar los datos en un archivo de Excel para su análisis.

Figura 12.32 Registrador de datos generales



## PUNTOS DESTACADOS

Los puntos destacados del capítulo son:

- Recopilar los datos de la bomba antes de empezar a realizar las mediciones en el terreno.
- Equipos y herramientas necesarios para mediciones en el terreno.
- Tipos de instrumentos y formas de registrar los datos.
  - Datos de la placa de características.
  - Velocidad de rotación.
  - Presión y determinación de la cabeza total de la bomba.
  - Mediciones del caudal.
  - Mediciones eléctricas.
- Uso de registradores de datos.

# 13

## TRABAJAR CON LOS DATOS

### VISIÓN GENERAL

En este capítulo se examina qué hay que hacer con los datos recopilados. Antes de comenzar este proceso, el usuario de la bomba debe contar con la siguiente información relativa al equipo:

- Curva de la bomba.
- Dibujos del sistema con elevaciones.
- Datos de las placas de características del motor y la bomba.
- Otros datos y especificaciones del equipo (que estén disponibles).

Como parte del esfuerzo de recopilación de datos de la bomba, es importante contar con la siguiente información para los distintos intervalos de caudal:

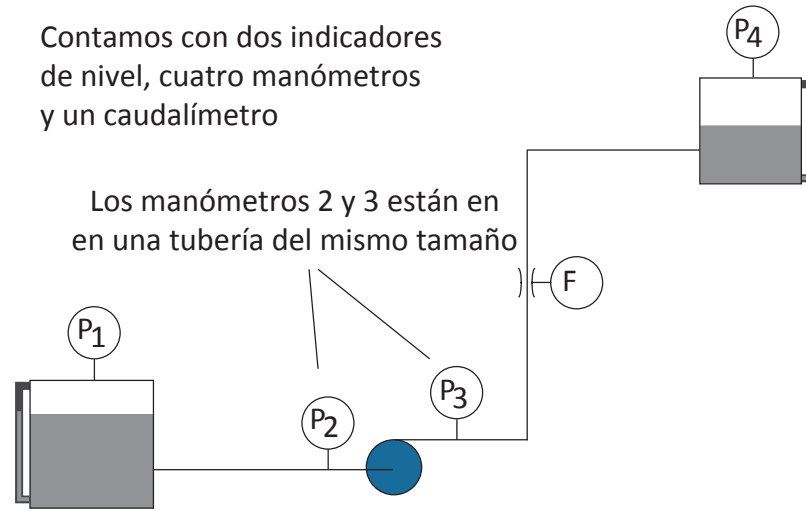
- Determinación de los requisitos de caudal y presión del *sistema*.
- Mediciones de la presión de la bomba.
- Mediciones del caudal.
- Datos eléctricos (corriente, tensión, kW).
- Velocidad (rpm).
- Horas de funcionamiento.

Con esta información, el usuario puede comenzar a analizar los datos.

### ELABORAR LA CURVA DEL SISTEMA

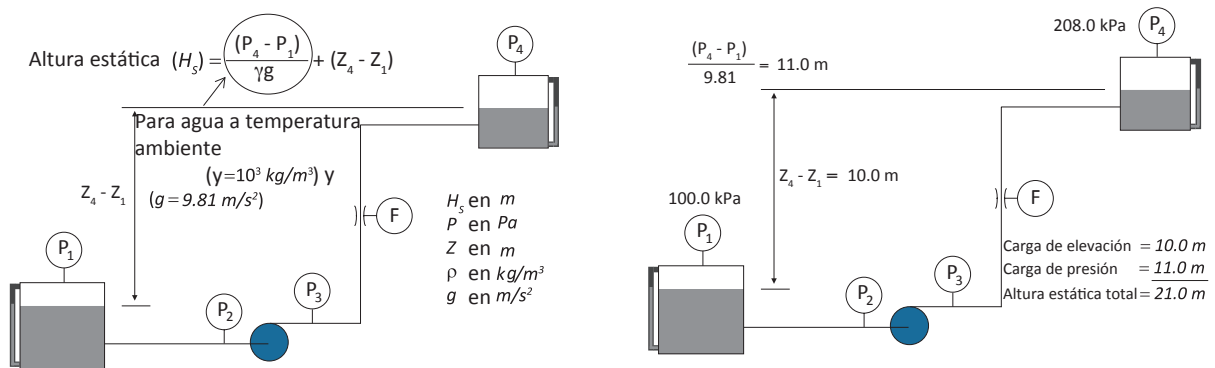
Como ya se mencionó, el paso más importante en la evaluación de un sistema de bombeo es elaborar la curva del mismo. Una vez que se recopilaron todos los datos, se trata de un proceso relativamente sencillo (ver figuras 13.1 a 13.6).

Figure 13.1 Ejemplo de diagrama del sistema



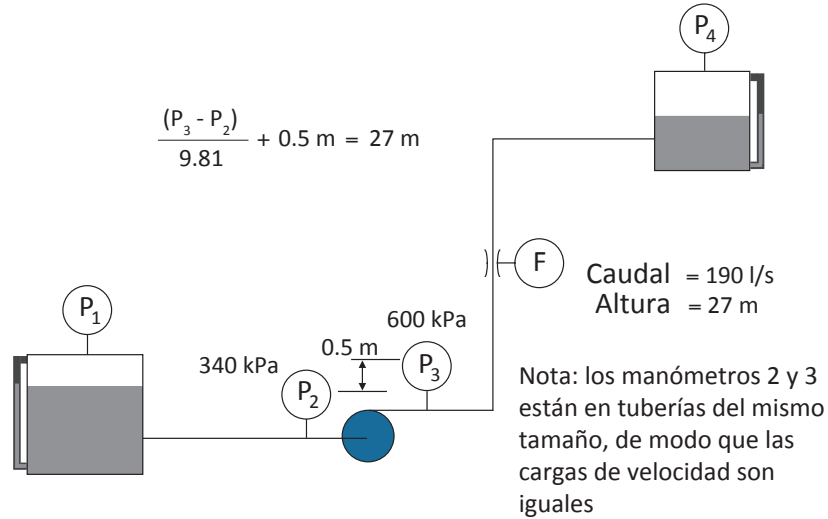
El diagrama de la figura 13.1 ilustra un sistema de bombeo simple. La presión se mide en P1, P2, P3 y P4. Para elaborar la curva del sistema, primero hay que calcular la cabeza total. Para eso, hay que conocer la cabeza estática y la cabeza por fricción (en este ejemplo, se supone que la carga de velocidad es despreciable). La figura 13.2 muestra cómo se determina la cabeza estática.

Figura 13.2 Cálculo de la cabeza estática



Una vez que se determinó la cabeza estática, es posible calcular la cabeza por fricción para un caudal determinado. El cálculo consiste en medir la presión en la succión y en la descarga de la bomba, y convertir la presión en metros de cabeza, como en la figura 13.3.

**Figura 13.3** Cálculo de la cabeza por fricción



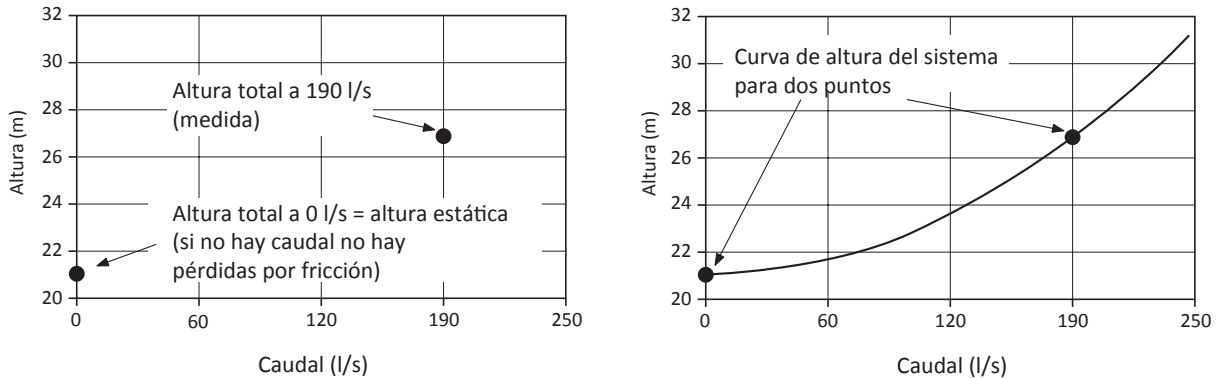
Ahora que tenemos dos puntos de la curva del sistema (21 m en 0 l/s y 27 m en 190 l/s), es posible calcular la curva del sistema con las dos ecuaciones siguientes:

$$K = \frac{(H_2 - H_1)}{(Q_2^2 - Q_1^2)} \quad \text{y} \quad H_3 = H_1 + K * Q_3^2$$

**Ecuación 13.1** Cálculo de los puntos de la curva del sistema

En donde  $H_3$  y  $Q_3$  son la cabeza y el caudal en cualquier otro punto de la curva del sistema. Una vez que se obtiene una cantidad suficiente de puntos, se puede graficar la curva (ver figura 13.4)

**Figura 13.4** Elaboración de la curva del sistema



Una vez que se obtuvo la curva del sistema, es posible verificar los requisitos del sistema con mucho más detalle y así evaluar las áreas con potencial de mejoras. Algunas de las preguntas que pueden hacerse son las siguientes:



- ¿Es posible modificar la curva del sistema para mejorar la eficiencia?
- ¿La bomba está operando en el punto que corresponde a las necesidades del sistema?
- ¿Es posible que la bomba opere en un punto más bajo, pero que siga satisfaciendo las necesidades del sistema?

A medida que se trata de responder a estas preguntas, hay que revisar los datos recopilados para todos los intervalos. Los datos pueden ser organizarse como se ilustra en el cuadro 13.1.

**Cuadro 13.1** Cuadro de recopilación de datos

Intervalo	Caudal	Altura	kW o amperaje	rpm	Horas anuales	kWh
1						
2						
3						
4						
5						

Cuando se llega a este punto, el usuario está en condiciones de comparar el nivel de eficiencia de la bomba en relación con los requisitos del sistema.

## PROBLEMA DE EJEMPLO

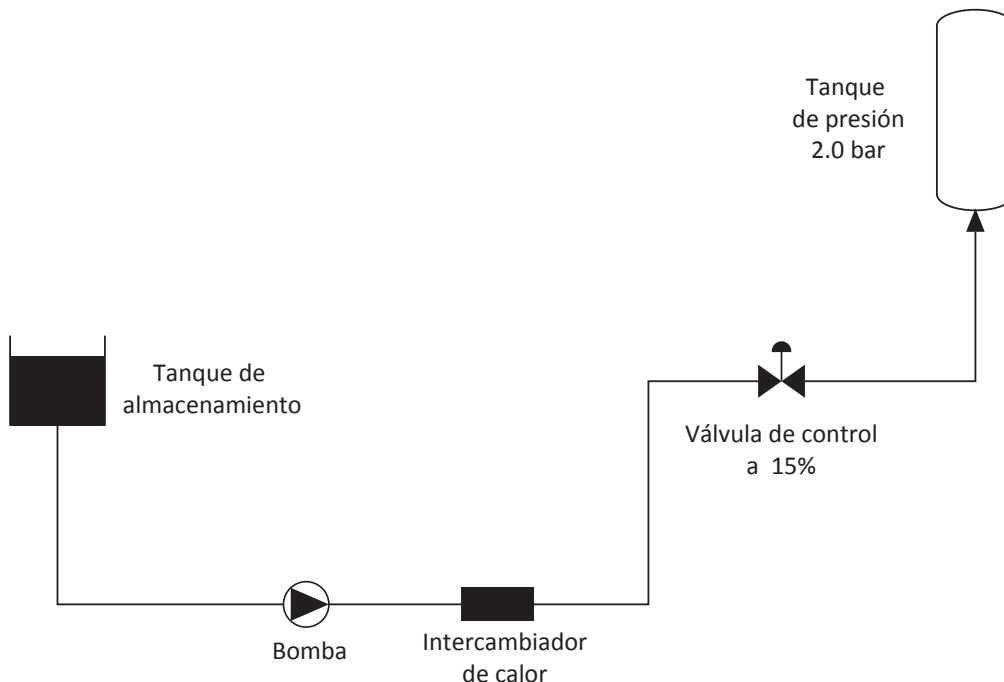
### SISTEMA CON UNA VÁLVULA DE CONTROL PROBLEMÁTICA

En este ejemplo, el análisis del costo del ciclo de vida del sistema de tuberías depende de una válvula de control. El sistema consiste en un circuito con una sola bomba que transporta el fluido del proceso (con algunos sólidos) desde el tanque de almacenamiento hasta un tanque presurizado. Hay un intercambiador de calor que calienta el fluido y una válvula de control que regula el caudal que ingresa al tanque presurizado a  $80 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $350 \text{ USgpm}$ ).

El ingeniero de la planta ha notado que la válvula de control tiene fallas causadas por cavitación. La válvula se rompe cada diez o doce meses y el costo de reparación es de 4.000 USD. Se está pensando en cambiar la válvula de control por una que resista la cavitación.

Antes de cambiar la válvula de control, el ingeniero del proyecto decidió estudiar otras opciones y realizó un análisis del costo del ciclo de vida de las soluciones alternativas.

**Figura 14.1** Esquema del sistema de bombeo con la válvula de control que falla



Tanque de almacenamiento, bomba, intercambiador de calor, válvula de control del caudal a 15%, presión del tanque: 2,0 bar

Cómo funciona el sistema:

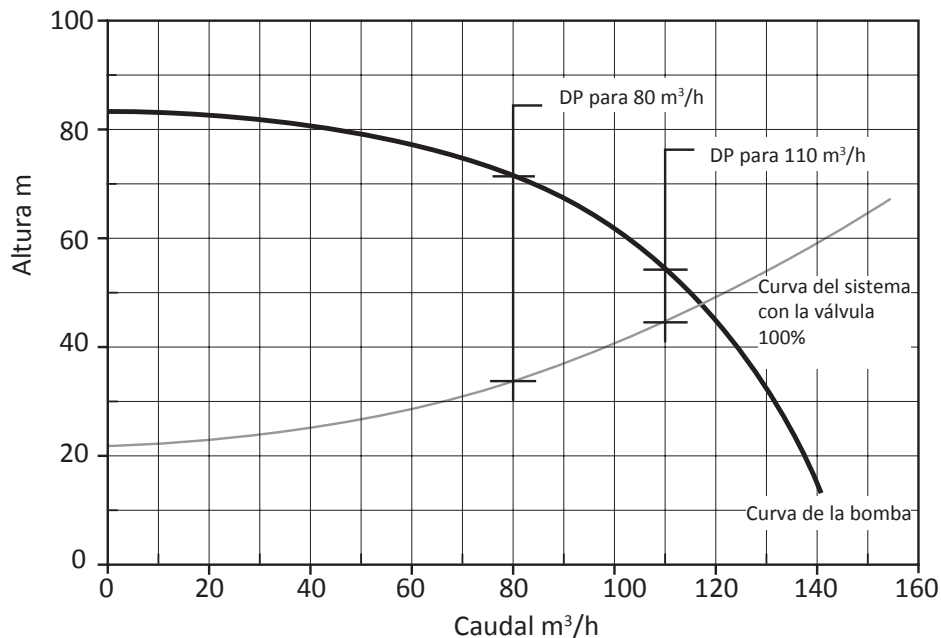
El primer paso es determinar cómo está operando el sistema para descubrir por qué se rompe la válvula de control y luego ver si se puede hacer algo para solucionarlo.

La válvula de control opera actualmente con una apertura de entre el 15 y el 20 por ciento. Además, el ruido de cavitación es considerable. Pareciera ser que el tamaño de la válvula no es el correcto para la aplicación. Se revisaron los cálculos del diseño original y se detectó que se optó por una bomba de 110 m<sup>3</sup>/h (485 USgpm) en lugar de una de 80 m<sup>3</sup>/h (350 USgpm). En consecuencia, la caída de presión en la válvula es mayor que la de diseño. Esa gran presión diferencial al caudal operativo y la rotura periódica de la válvula por el daño que le causa la cavitación indican que la válvula de control no es la correcta para ese proceso. Se consideran cuatro opciones

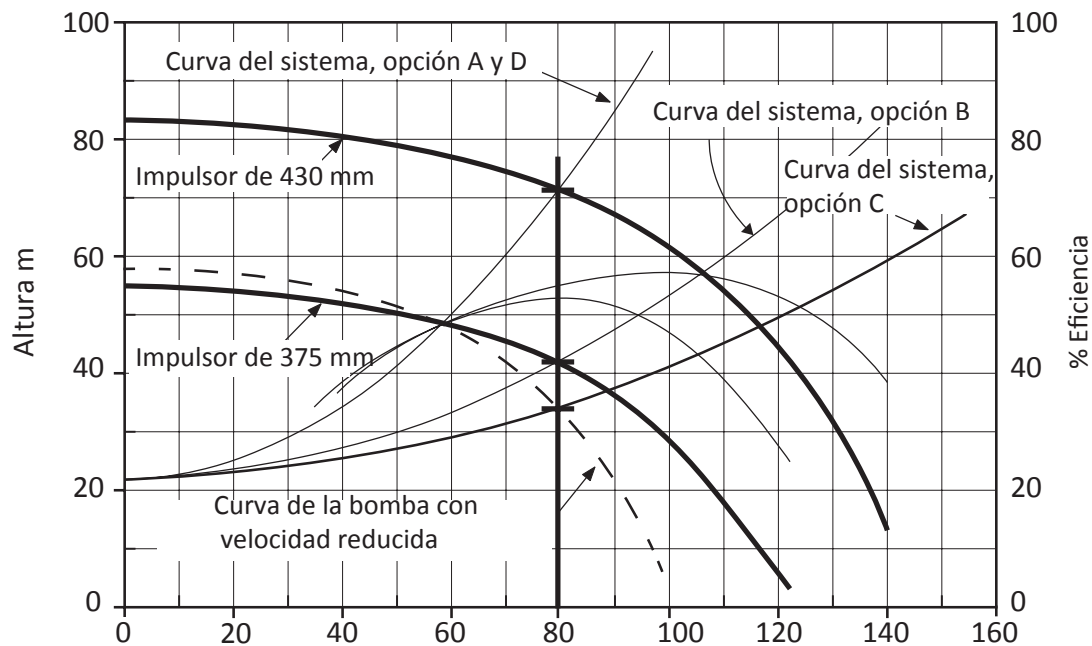
- A. Montar una nueva válvula de control para resolver el problema de la gran diferencia de presión.
- B. Recortar el impulsor de la bomba para no generar tanta cabeza y así lograr que la caída de presión en la válvula sea menor (sin cambiarla).
- C. Montar un variador de velocidad (por ejemplo, un variador de frecuencia) y sacar la válvula de control del caudal. El variador de frecuencia puede controlar la velocidad de la bomba para lograr el caudal que el proceso necesita.
- D. Dejar el sistema así como está, reparando la válvula de control del caudal una vez por año.

El costo de una nueva válvula de control del tamaño correcto es de 5.000 USD. El costo de modificar la bomba reduciendo el diámetro del impulsor es de 2.250 USD. El proceso opera con un caudal de 80 m<sup>3</sup>/h, 6.000 h/año. El costo de la energía es de 0,08 USD por kWh y la eficiencia del motor es del 90 por ciento.

**Figura 14.2** Curvas de la bomba y del sistema



**Figura 14.3** Curvas de la bomba y del sistema para el impulsor recortado, la operación con variador de velocidad y las distintas curvas del sistema



Si se recorta el impulsor a 375 mm, la cabeza total de la bomba se reduce a 42 m (138 ft) con un caudal 80 m<sup>3</sup>/h. Esta disminución de la presión reduce la presión diferencial en la válvula de control a menos de 10 m (33 pies), lo que coincide mucho mejor con el punto de diseño original de la válvula. El costo energético anual resultante para el impulsor más pequeño es de 6.720 USD. El recorte del impulsor cuesta 2.250 USD. Esto incluye el costo de mecanizado y el de desarmar y volver a armar la bomba. Un variador de frecuencia de 30 kW cuesta 20.000 USD, y 1.500 USD adicionales de montaje. Además, hay que contar 500 USD anuales de mantenimiento. Se supone que no se va a necesitar ninguna otra reparación durante los ocho años de vida del proyecto.

La opción de dejar el sistema sin cambios puede llegar a tener un costo anual de 4.000 USD de reparación de la válvula de control con problemas de cavitación.

**Cuadro 14.1** Comparación de costos de las opciones A, B, C y D para el sistema con una válvula de control que falla

Costo	Cambiar la válvula de control (A)	Limar el rodete (B)	Variador de frecuencia (C)	Reparar la válvula de control (D)
Datos de costos de la bomba				
Diámetro del rodete	430 mm	375 mm	430 mm	430 mm
Altura de la bomba	71,7 m (235 ft)	42,0 m (138 ft)	34,5 m (113 ft)	71,7 m (235 ft)
Eficiencia de la bomba	75,1%	72,7%	77%	75,1%
Caudal	80 m <sup>3</sup> /h (350 Usgpm)	80 m <sup>3</sup> /h (350 Usgpm)	80 m <sup>3</sup> /h (350 Usgpm)	80 m <sup>3</sup> /h (350 Usgpm)
Potencia consumida	23,1 kW	14,0 kW	11,6 kW	23,1 kW
Costo energético anual	11.088 USD/euros	6.720 USD/euros	5.568 USD/euros	11.088 USD/euros
Válvula nueva	5.000 USD/euros	0	0	0
Modificar el rodete	0	2.250 USD/euros	0	0
Variador de frecuencia	0	0	20.000 USD/euros	0
Montaje del variador de frecuencia	0	0	1.500 USD/euros	0
Reparación de la válvula/año	0	0	0	4.000 USD/euros

Analizar:

1. ¿Qué ventajas tienen las distintas soluciones?

2. ¿Cuál elegiría y por qué?



# APÉNDICE B: MANUAL DEL PSAT

## MANUAL DEL USUARIO DE LA HERRAMIENTA DE EVALUACIÓN DE SISTEMAS DE BOMBEO

### ACERCA DE ESTE MANUAL

La herramienta de evaluación del sistema de bombeo (PSAT por su sigla en inglés) ha sido diseñada para evaluar las oportunidades potenciales de ahorros energéticos en sistemas de bombeo a partir de datos medidos en el terreno. Esta guía del usuario brinda información básica sobre los datos que hay que ingresar en el programa, los resultados que pueden obtenerse y otras características de control del programa. El manual no pretende ser un tutorial. Tampoco tiene el objetivo de explicar cómo deben recopilarse los datos en el terreno ni cómo se realizan las evaluaciones del sistema. El Departamento de Energía de los Estados Unidos patrocina cursos de uso del PSAT para usuarios finales y para especialistas. Además, hay una red de filiales internacionales que están realizando esfuerzos similares. En esta dirección hay una lista de todos los cursos de capacitación planificados actualmente:

<http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/training.html>

### ASISTENCIA DEL DEPARTAMENTO DE ENERGÍA DE LOS ESTADOS UNIDOS

El Departamento de Energía de los Estados Unidos contribuye al funcionamiento del Centro de Información del EERE: [http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/info\\_center.html](http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/info_center.html)

En caso de preguntas sobre el uso del programa o sobre distintos aspectos técnicos relacionados con la eficiencia operativa de los sistemas de bombeo, los usuarios pueden llamar al (1-877-337-3463) o contactar al Centro de Información del EERE por correo electrónico ([eereic@ee.doe.gov](mailto:eereic@ee.doe.gov))

Figura 1. Panel principal del PSAT

**Condition A**

End suction ANSI/API

Pump rpm: 1780

Drive: Direct drive

Units: gpm, ft, hp

Kinematic viscosity (cS): 1.00

Specific gravity: 1.000

# stages: 1

Fixed specific speed? **YES**

Line freq: 60 Hz

Rated power HP: 200

Motor rpm: 1780

Eff. class: Energy efficient

Voltage: 460

Estimate FLA

Full-load amps: 225.4

Size margin, %: 0

Operating fraction: 1.000

\$/kwhr: 0.0500

Flow rate, gpm: 2000

Head, ft: 276.8

Load estim. method: Power

Motor kW: 150.0

Voltage: 460

**Condition B**

Specified optimal eff (below):

Achievable efficiency: 85.0

Pump rpm: 1780

Drive: Direct drive

Units: L/s, m, kW

Kinematic viscosity (cS): 1.00

Specific gravity: 1.000

# stages: 1

Fixed specific speed? **NO**

Line freq: 50 Hz

Rated power kW: 150

Motor rpm: 1480

Eff. class: Specified (below)

FL efficiency, %: 95.8

Voltage: 460

Estimate FLA

Full-load amps: 227.0

Size margin, %: 0

Operating fraction: 1.000

\$/kwhr: 0.0500

Flow rate, L/s: 126.2

Head, m: 84.4

Load estim. method: Power

Motor kW: 150.0

Voltage: 460

	Condition A		Condition B		Units
	Existing	Optimal	Existing	Optimal	
Pump efficiency	72.6	84.8	72.5	85.0	%
Motor rated power	200	200	150	132	kW
Motor shaft power	192.4	164.8	143.8	122.7	kW
Pump shaft power	192.4	164.8	143.8	122.7	kW
Motor efficiency	95.7	95.8	95.9	95.6	%
Motor power factor	86.7	85.7	86.4	86.4	%
Motor current	217.1	188.2	217.9	186.4	amps
Motor power	150.0	128.4	150.0	128.3	kW
Annual energy	1314.0	1125.1	1314.0	1124.1	MWh
Annual cost	65.7	56.3	65.7	56.2	\$1000

Annual savings potential, \$1,000: 9.4

Optimization rating, %: 85.6

**Log file controls:**

Create new log | Add to existing log | Retrieve log entry | Delete log entry

**Summary file controls:**

Existing summary files: CREATE NEW

Create new summary file

**Condition A Notes**

Facility: System | Date: | Evaluator: |

Application: | Evaluator: |

General comments: |

**Condition B Notes**

Facility: System | Date: | Evaluator: |

Application: | Evaluator: |

General comments: |

Background information

Copy B < to A <

Copy A > to B >

Retrieve defaults | Set defaults

System curve tool: select below

**STOP**



## DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PANEL PRINCIPAL DEL PSAT

A continuación, encontrará una descripción breve de las secciones más importantes del panel principal del PSAT. Las secciones posteriores contienen información más detallada al respecto.

El panel principal del PSAT (figura 1) es la interfaz principal del programa. En ella, se realizan cálculos simultáneos para dos condiciones independientes: las condiciones A y B (figura 2).

Figura 2. Sección de ingreso de datos en el PSAT

Condition A	Condition B
End suction ANSI/API	Specified optimal eff (below)
Pump rpm: 1780	Achievable efficiency: 85.0
Drive: Direct drive	Pump rpm: 1780
Units: gpm, ft, hp	Drive: Direct drive
Kinematic viscosity (cS): 1.00	Units: L/s, m, kW
Specific gravity: 1.000	Kinematic viscosity (cS): 1.00
# stages: 1	Specific gravity: 1.000
Fixed specific speed? <b>YES</b>	# stages: 1
Line freq: 60 Hz	Fixed specific speed? <b>NO</b>
Rated power HP: 200	Line freq: 50 Hz
Motor rpm: 1780	Rated power kW: 150
Eff. class: Energy efficient	Motor rpm: 1480
Voltage: 460	Eff. class: Specified (below)
<b>Estimate FLA</b>	FL efficiency, %: 95.8
Full-load amps: 225.4	Voltage: 460
Size margin, %: 0	<b>Estimate FLA</b>
Operating fraction: 1.000	Full-load amps: 227.0
\$/kwhr: 0.0500	Size margin, %: 0
Flow rate, gpm: 2000	Operating fraction: 1.000
<b>Head tool</b> Head, ft: 276.8	\$/kwhr: 0.0500
Load estim. method: Power	Flow rate, L/s: 126.2
Motor kW: 150.0	<b>Head tool</b> Head, m: 84.4
Voltage: 460	Load estim. method: Power
	Motor kW: 150.0
	Voltage: 460

La mayoría de los datos se ingresan seleccionando un elemento de un menú desplegable o escribiendo un valor numérico. Más adelante, retomaremos esta cuestión con más detalles. Por ahora, queremos destacar tres botones que son muy importantes.

El primero es «Estimate FLA» (estimar amperios a plena carga). Esta versión del PSAT requiere que el usuario especifique los amperios a plena carga incluso en los casos en que se usa la potencia para estimar la potencia salida (del eje) del motor. Si los amperios a plena carga no están en la placa de características del motor, solo hace falta hacer clic en el botón «Estimate FLA» para obtener una estimación razonable de acuerdo con la velocidad, tamaño y clase de eficiencia del motor.

El segundo botón importante es el «Head tool». Este botón lleva al usuario al panel de cálculo de la cabeza, en el que se calcula la cabeza operativa a partir de los datos obtenidos en las mediciones en el terreno. Más adelante, analizaremos el panel de cálculo de la cabeza.

En el tercer botón, «Fixed specified speed?», se puede responder sí o no. En términos generales, la respuesta más conservadora es YES. No obstante, cuando es posible modificar el diseño básico de la bomba (por ejemplo, si es posible ajustar la cantidad de etapas) para mejorar la eficiencia alcanzable, conviene seleccionar NO.

Los datos de los recuadros amarillo (Condition A) y gris (Condition B) ubicados en el sector izquierdo del panel principal son los que usa el PSAT para calcular los resultados que van a aparecer en los recuadros correspondientes en el sector superior derecho del panel (ver figura 3). Las columnas «Existing» contienen las estimaciones de los parámetros del equipo (y/o del sistema) para la operación actual. Las columnas «Optimal» contienen las estimaciones del PSAT correspondientes a los mejores equipos de desempeño óptimo disponibles comercialmente.

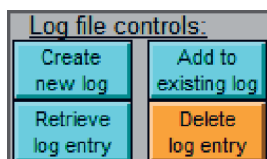
Figura 3. Sección de resultados del PSAT

	Condition A			Condition B		
	Existing	Optimal	Units	Existing	Optimal	Units
Pump efficiency	72.6	84.8	%	72.5	85.0	%
Motor rated power	200	200	hp	150	132	kW
Motor shaft power	192.4	164.8	hp	143.8	122.7	kW
Pump shaft power	192.4	164.8	hp	143.8	122.7	kW
Motor efficiency	95.7	95.8	%	95.9	95.6	%
Motor power factor	86.7	85.7	%	86.4	86.4	%
Motor current	217.1	188.2	amps	217.9	186.4	amps
Motor power	150.0	128.4	kW	150.0	128.3	kW
Annual energy	1314.0	1125.1	MWh	1314.0	1124.1	MWh
Annual cost	65.7	56.3	\$1000	65.7	56.2	\$1000
Annual savings potential, \$1,000		9.4			9.5	
Optimization rating, %		85.6			85.5	

Es posible que los datos que se ingresan la «Condition A» y los de las «Condition B» sean de la misma bomba, pero que correspondan a dos mediciones realizadas en distintos momentos o con la bomba operando bajo diferentes condiciones operativas. Otra posibilidad es que se trate de dos bombas distintas para el mismo sistema, de una bomba similar en una instalación distinta o de una aplicación sin ninguna relación con la de la primera bomba. Como puede apreciarse, no hay limitaciones en lo que respecta a la selección de combinaciones de bomba y motor, o en relación con los sistemas de unidades. En el caso de los datos y los resultados de las figuras 2 y 3, se usaron distintos tipos de bombas, motores y sistemas de unidades.

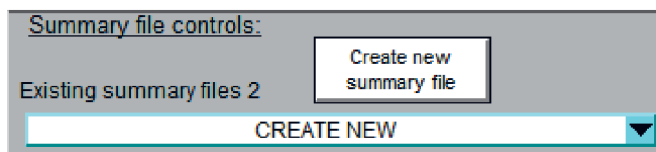
Los análisis del PSAT pueden guardarse para usarlos más adelante. Para eso, se recurre a los botones del sector «Log file controls» (figura 4) en el centro del panel. La función de estos botones tiene un efecto similar al proceso de guardar un archivo, pero tienen una flexibilidad y una capacidad de recuperar la información de la que carece la interfaz habitual de Windows.

Figura 4. Sección «Log file controls»



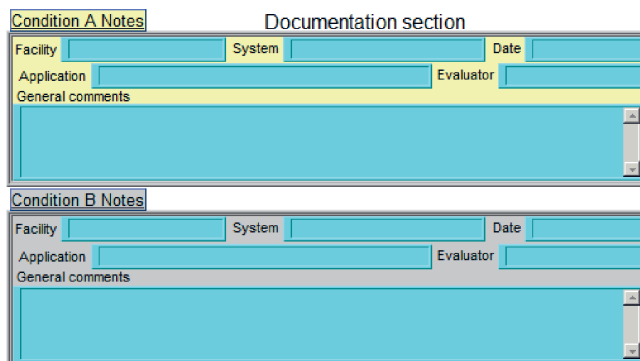
Asimismo, es posible exportar los análisis del PSAT con un formato de hoja de cálculo (archivo delimitado por tabulaciones) utilizando la sección «Summary file controls» (figura 5) en el sector ubicado en el centro hacia la derecha en el panel principal. Los archivos que se guardan con este método se anexan a la lista de archivos del programa. Más adelante, en la sección dedicada a las funciones «Log file controls» y «Summary file controls» volveremos sobre este aspecto.

Figura 5. Sección «Summary file controls»



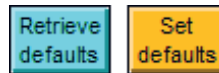
En la parte inferior derecha del panel principal se encuentran las funciones que permiten que el usuario ingrese los datos de la instalación, sistema, aplicación, fecha, nombre de la(s) persona(s) responsable(s) de la evaluación y comentarios generales para ambas condiciones. La «Documentation section» (figura 6) es fundamental para documentar el análisis. Por otra parte, el usuario podrá recuperar esta información junto con todos los análisis que haya registrado previamente. Dado que en muchos casos el usuario realiza varios conjuntos de análisis por sistema de bombeo, la sección de documentación constituye un aspecto fundamental del trabajo guardado.

Figura 6. «Documentation section»



Los botones «Retrieve defaults» y «Set defaults» (figura 7) se encuentran en la parte inferior izquierda del panel principal, justo debajo de la sección de datos de la «Condition A». El botón «Set defaults» se usa para definir un conjunto de valores de datos y de documentación que van a aparecer automáticamente cada vez que se inicia el PSAT. El botón «Retrieve defaults» recupera los valores predeterminados del panel principal en cualquier momento (sin necesidad de cerrar y reiniciar el programa).

**Figura 7.** Botones «Retrieve default» y «Set default»



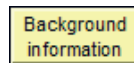
Los botones «Copy A to B» y «Copy B to A» (figura 8), ubicados debajo de la sección de ingreso de datos de las condiciones B, permiten que el usuario copie rápidamente los datos de las condiciones A en las condiciones B (o viceversa). Esta función puede resultar especialmente útil cuando se ingresan dos condiciones distintas de la misma bomba, ya que no solamente los datos correspondientes a la placa de características van a ser los mismos, sino que el tamaño de la línea, la ubicación de los manómetros y otros datos que se usan para calcular la cabeza de la bomba en una de las condiciones (pero que no aparecen en el panel principal) también se transfieren automáticamente junto con los datos que están visibles en el panel principal.

**Figura 8.** Botones para copiar las condiciones



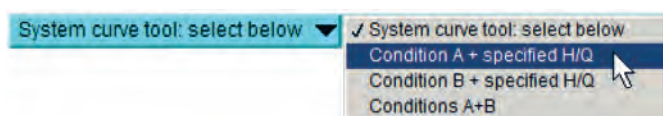
El botón «Background information» (figura 9), ubicado cerca de la parte central inferior del panel principal, abre un panel secundario que brinda al usuario más detalles acerca de los métodos recomendados para la preselección de sistemas industriales y los métodos en lo que se basa el PSAT.

**Figura 9.** Botón «Background information»



La barra del menú de la herramienta de la curva del sistema «System curve tool» (figura 10) ubicada en la parte inferior izquierda del panel principal, permite abrir un panel secundario en el que el usuario puede graficar una curva del sistema para sistemas simples (por ejemplo, para sistemas con una única fuente de succión y un único receptor). Más adelante, analizaremos el panel de la curva del sistema.

**Figura 10.** Barra del menú de selección de la curva del sistema



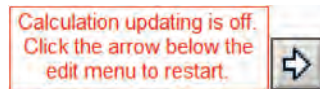
El botón «STOP» (figura 11) permite que el usuario interrumpa la actualización de los cálculos. Bajo condiciones normales, el PSAT actualiza continuamente los resultados del panel principal a medida que se van ingresando nuevos datos. El botón «STOP» se encuentra en la parte inferior central del panel. Debajo del menú de la parte superior, hay una flecha negra que reinicia el proceso (ilustrada al lado del botón «STOP» en la figura 11).

**Figura 11.** Botón «STOP»



En algunas situaciones, es posible que el usuario prefiera detener el PSAT temporalmente sin cerrar la aplicación. Cuando se hace clic sobre el botón «STOP», las operaciones del PSAT se interrumpen y aparece el recuadro de alerta «Calculation updating is off» (ver figura 12) al mismo tiempo que la flecha de reinicio se pone blanca (ilustrada al lado del recuadro «Calculation updating is off» en la figura 12). Para que el PSAT se reinicie, hay que hacer clic sobre la flecha blanca de reinicio ubicada debajo de la opción «Edit» en el menú superior. El botón «STOP» reaparece, mientras que el recuadro de alerta «Calculation updating is off» desaparece y la flecha de reinicio se pone negra.

**Figura 12.** Recuadro de alerta «Calculation updating is off»



En la última parte de la guía, se examinan con más detalle los elementos correspondientes al ingreso de datos, cálculos del PSAT y funciones de control, que están organizados en las distintas secciones de la pantalla principal y de los paneles auxiliares.

- Sección «Pump, fluid»
- Sección «Motor»
- Sección «Duty, unit cost»
- Sección «Field data»
- Funciones de control
- Sección de resultados
- Documentación
- Panel «Pump head calculation»
- Panel «System curve»

Sección «Pump, fluid»

**Pump, fluid**

Specified optimal eff (below) ▼

Achievable efficiency ▲▼ 85.0

Pump rpm ▲▼ 1780

Drive Direct drive ▼

Units gpm, ft, hp ▼

Kinematic viscosity (cS) ▲▼ 1.00

Specific gravity ▲▼ 1.000

# stages ▲▼ 1

Fixed specific speed? **NO**

Tipo de bomba

End suction ANSI/API ▼

- ✓ End suction slurry
- End suction sewage
- End suction stock
- API double suction
- Multistage boiler feed
- End suction ANSI/API
- Axial flow
- Double suction
- Vertical turbine
- Large end suction
- Specified optimal eff (below)

La lista desplegable de tipos de bombas está basada en el listado de la norma ANSI/HI 1.3-2000, American National Standard for Centrifugal Pumps for Design and Application del Hydraulic Institute (y en un documento Efficiency Prediction Method for Centrifugal Pumps publicado por el Hydraulic Institute).

La norma del Hydraulic Institute incluye algoritmos que estiman la eficiencia que puede alcanzar una bomba a partir de su tipo y de las condiciones operativas en cuestión.

A partir del PSAT2007, el usuario también puede especificar la eficiencia alcanzable (sin depender de la metodología de la norma del Hydraulic Institute). Esta función puede usarse, por ejemplo, para estimar ahorros potenciales asociados con un modelo específico de bomba o con una bomba restaurada a nuevo. También puede ser útil para evaluar oportunidades en sistemas que requieren bombas muy específicas que no estén contempladas en el método de la norma del Hydraulic Institute, como bombas con impulsores desplazados.

Achievable efficiency

Achievable efficiency ▲▼ 85.0

El dato de la eficiencia alcanzable de la bomba («Achievable efficiency») está visible solamente cuando se selecciona como tipo de bomba «Selected optimal eff (below)».

Normalmente, el valor debería ser la eficiencia de la bomba en las condiciones operativas especificadas (en la sección «Field data») en relación con el caudal del punto de eficiencia óptima.

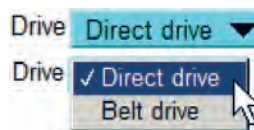
Pump rpm



La velocidad operativa o la velocidad nominal se usa junto con el caudal y la cabeza medidos/ requeridos y la cantidad de etapas para calcular la velocidad específica de la bomba. La velocidad específica se usa para determinar la penalización sobre la eficiencia asociada con una aplicación de bombeo particular.

(Observe que normalmente la velocidad específica de una bomba corresponde al punto de eficiencia óptima).

Drive



Menú desplegable que permite que el usuario defina si la bomba está conectada directamente a un motor («Direct drive») o está accionada con correas («Belt drive»).

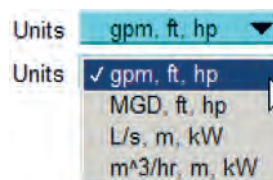
Las pérdidas promedio se basan en las curvas del apéndice L de la publicación 203-90 de la AMCA. Las curvas de la AMCA indican los promedios de las variaciones entre -1% y +2% del valor promedio para cargas del motor superiores a 10 hp.

Hay dos razones por las que no se incluyen los variadores de velocidad:

1. La eficiencia de los variadores de velocidad depende de la velocidad. Se recomienda que el usuario consulte la información de los talleres del PSAT que incluyen ejemplos de rangos de eficiencias para la combinación de motor y variador de velocidad para diversos variadores.
2. El método de estimación de la carga a partir de la corriente que usa el PSAT se aplica únicamente a los casos en los que el motor está accionado directamente por la red eléctrica. Las notables variaciones de los muchos aspectos asociados con el diseño de la combinación de accionamiento y componente auxiliar hacen que el método resulte impracticable.

Cuando se usa un variador de velocidad, el usuario debe tener en cuenta que las pérdidas del variador van a reducir significativamente el grado de optimización, mientras que la estimación de ahorros potenciales va a estar inflada artificialmente (suponiendo que hay que dejar el variador de velocidad).

Units



Las opciones indican unidades de caudal, cabeza y potencia del eje  
 gpm, ft, hp (unidades de los Estados Unidos) galones por minuto, pies y caballos de potencia  
 MGD,ft,hp (unidades de los Estados Unidos) millones de galones/día, pies, caballos de potencia  
 L/s, m, kW litros/segundo, metros, kilovatios  
 m<sup>3</sup>/hr, m, kW....metros cúbicos/hora, metros, kilovatios

Kinematic viscosity (cS)

Kinematic viscosity (cS) 1.00

Viscosidad cinemática del fluido que se bombea en centistokes.

Los algoritmos del ANSI/HI 1.3-2000 usan este dato para estimar la reducción de la eficiencia alcanzable asociada con la viscosidad del fluido.

Specific gravity

Specific gravity 1.000

La gravedad específica del fluido es la relación entre la densidad del fluido y las condiciones normales del agua. Se usa para calcular la potencia del fluido en las condiciones de caudal y cabeza especificadas.

# stages

# stages 1

La cantidad de etapas se usa para calcular la velocidad específica de la bomba.

Fixed specific speed?

Fixed specific speed? NO YES

Este botón sirve para elegir si la velocidad de la bomba y/o la cantidad de etapas pueden modificarse o si deben permanecer sin cambios.

Si se desea mantener la configuración sin cambios (es decir, si se selecciona «YES») se calcula la velocidad específica de la bomba. Si la velocidad específica calculada esta fuera del rango óptimo, se aplica una penalización sobre la eficiencia.

Si la velocidad de la bomba o la cantidad de etapas pueden modificarse, se selecciona «NO», con lo que se va a usar el valor de la eficiencia óptima (sin penalización por la velocidad específica).

Para obtener más información sobre el efecto de la velocidad sobre la eficiencia (modelada a partir de las estimaciones de la norma del Hydraulic Institute), haga clic en el botón «Background information» en la parte inferior del panel. Luego, seleccione «Pump efficiency curves» y haga clic en el botón «See specific speed efficiency penalty plot».



cción «Motor»

**Motor**

Line freq.	60 Hz
HP	200
rpm	1780
Eff. class	Specified (below)
FL efficiency, %	95.8
Voltage	460
<b>Estimate FLA</b>	
Full-load amps	225.4
Size margin, %	0

Line freq.

Line freq.	50 Hz
Line freq.	✓ 50 Hz
	60 Hz

La frecuencia de la línea es la frecuencia del suministro principal. Las opciones son 50 Hz o 60 Hz. Este dato se usa únicamente para determinar la cantidad de polos del motor a partir de la velocidad del motor en cuestión. El PSAT utiliza algoritmos para calcular la clase de eficiencia a partir de la cantidad de polos del motor y usa la clase de eficiencia para graficar las curvas características del motor (eficiencia, corriente y factor de potencia en función de la carga).

Potencia nominal del motor (HP o kW)

HP	200	kW	150
HP	200	kW	150
5		11	
7.5		13	
10		15	
15		18.5	
20		22	
25		26	
30		30	
40		37	
50		45	
60		55	
75		75	
100		90	
125		110	
150		132	
✓ 200		✓ 150	
250		160	
300		185	
350		200	
400		225	

La potencia nominal es la potencia de la placa de características (potencia del eje) del motor. De acuerdo con las unidades que se eligieron en la sección «Pump, fluid», la potencia nominal del motor se expresa en caballos de potencia (HP) o en kilovatios (kW).

Si las unidades son HP, se despliega un menú con los valores de la norma NEMA (MG-1) partir de 5 hp. Si las unidades son kW, se usan los valores de la IEC 60072 hasta 1.000 kW. Por arriba de 1.000 kW, se usan los valores de la norma NEMA, porque reflejan saltos razonables.

Motor rpm

Motor rpm

La velocidad nominal del motor y la frecuencia de la línea se usan para determinar la cantidad de polos del motor. Este número, a su vez, se utiliza (junto con la clase y el tamaño del motor) para estimar su eficiencia y la potencia del eje resultante para las condiciones de potencia o corriente medidas. Estas estimaciones se basan en algoritmos ajustados a las curvas desarrollados por el PSAT usando el desempeño promedio de los motores de las clases especificadas en la base de datos MotorMaster++ y —en el caso de los motores más grandes— los datos publicados por los fabricantes respectivos.

Eff class

Eff. class

Eff. class 

- ✓ Standard efficiency
- Energy efficient
- Average
- Specified (below)

En este menú desplegable hay cuatro clases de eficiencia del motor básicas: Standard efficiency, Energy efficient, Average, y Specified (below). La última opción corresponde a lo que especifique el usuario. En todos los casos, la selección se aplica SOLAMENTE al motor existente. En el caso óptimo, el PSAT selecciona un motor energéticamente eficiente (el usuario no puede elegir).

La clasificación del motor se basa en la comparación de la eficiencia nominal del motor con las del Cuadro 12-11 de la norma NEMA MG 1-2003. Si la eficiencia nominal está dentro o por encima de los valores del Cuadro 12-11 se debe aplicar la clasificación «Energy efficient». Si está por debajo, corresponde usar «Standard efficiency». Si se desconoce el valor, se selecciona «Average» con lo que se usa un promedio entre la eficiencia estándar y el desempeño energéticamente eficiente.

Si el conoce el valor de la placa de características o a través de otras fuentes de información, puede especificarlo en «Specified (below)» e ingresar el valor en el recuadro «FL efficiency,%» que se abre abajo.

La clasificación se usa para estimar la eficiencia del motor y las condiciones de potencia resultante para una potencia o corriente de entrada determinadas. También se usa para estimar la corriente a plena carga, haciendo clic en el botón «Estimate FLA».

El desempeño de los motores clasificados en HP o en kW usan el mismo esquema de clasificación, aunque se apliquen distintas normas. Sin embargo, en el esquema más amplio de la evaluación de los sistemas de bombeo, las diferencias son insignificantes.

FL efficiency, %

FL efficiency, %

Esta opción solo se ve cuando se elige «Specified (below)» en el selector de la clase de eficiencia «Eff. class».

En muchos sentidos, este es el mejor método para evaluar la operación existente. De hecho, si se conoce la eficiencia a plena carga nominal, se obtiene una estimación más precisa del desempeño específico del motor que si se usan los valores de las otras tres clasificaciones de la eficiencia del motor, que se basan estrictamente en promedios estadísticos de un grupo de motores.

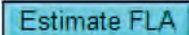
Voltage

Voltage  460

Aquí se debe ingresar la tensión nominal de la placa de características del motor. El PSAT estima la carga y la eficiencia a partir de características normalizadas de la clasificación de 460 voltios de la base de datos MotorMaster++, complementada por datos adicionales publicados por varios fabricantes de motores de alta y baja velocidad.

Dado que el desempeño normalizado de los motores solo depende en pequeña medida de la tensión nominal, la curva característica del desempeño del motor de 460 voltios se usa para todas las tensiones nominales. La eficiencia es un porcentaje de la carga y se mantiene constante. La corriente promedio se ajusta inversamente con la tensión.

Botón «Estimate FLA»



Este botón sirve para estimar los amperios a plena carga cuando no se cuenta con la información de la placa de características. Esta estimación se basa en datos promedio correspondientes a motores con los hp, tensión y velocidad especificados (por lo tanto, hay que completar estos parámetros antes de hacer clic en este botón). Los datos del motor que se usan en los algoritmos están normalizados para 460 voltios. Si se selecciona otra tensión, cuando se hace clic en el botón «Estimate FLA», la tensión a plena carga se ajusta de acuerdo con una función lineal inversa a la tensión existente. Por ejemplo, los amperios a plena carga promedio de un motor de cuatro polos, 460 voltios, eficiencia premium y 25 hp de acuerdo con la base de datos se elevan a 30,0 amperios.

Si la tensión nominal del motor especificada es de 230 voltios, cuando se hace clic en el botón «Estimate FLA» arroja un valor de  $(460/230) * 30,0 = 60,0$  amperios.

Si la tensión a plena carga nominal varía más de un 5% con respecto a los amperios a plena carga promedio para la potencia, velocidad, tensión y clase nominales del motor, el botón «Estimate FLA» y el recuadro «Full-load amps» se ponen amarillos. Este cambio es una advertencia para que el usuario tenga en cuenta que el valor de los amperios a plena carga está fuera de rango.

Full-load amps

Full-load amps  225.4

Cuando se elige la corriente como el método seleccionado para estimar la carga (consultar los comentarios al respecto más adelante en la sección «Field data»), se usan los amperios nominales a plena carga como un valor normalizado.

Si no se conocen los amperios a plena carga, es posible estimarlos haciendo clic en el botón «Estimate FLA» situado a la izquierda. Observe que los valores de tensión, hp y velocidad nominales deben ingresarse antes de hacer clic en el botón «Estimate FLA».

Si la tensión a plena carga nominal varía más de un 5% con respecto a los amperios a plena carga promedio para la potencia, velocidad, tensión y clase nominales del motor, el botón «Estimate FLA» y el recuadro «Full-load amps» se ponen amarillos. Este cambio es una advertencia para que el usuario tenga en cuenta que el valor de los amperios a plena carga está fuera de rango.

Size margin, %

Size margin, %

El margen del tamaño se agrega al motor óptimo seleccionado para la aplicación en cuestión. Si se necesitan 90 hp de potencia del eje para la operación óptima de una bomba en determinadas condiciones hidráulicas y se especifica un margen del 15%, el PSAT supone que la clasificación del motor debe ser la del tamaño más grande siguiente. Dado que  $90 \times 1,15 = 103,5$ , debe seleccionarse un motor de 125 hp. Si se hubiera elegido un margen de 10%, la selección recaería en un motor de 100 hp, ya que  $90 \times 1,10 = 99$ .

Sección «Duty, unit cost»

Duty, unit cost	Operating fraction	<input type="text" value="1.000"/>
	\$/kwhr	<input type="text" value="0.0500"/>

Operating fraction

Operating fraction

Sencillamente es la cantidad de horas anuales en las que el equipo funciona bajo las condiciones especificadas. Se usa para calcular el costo anual.

\$/kwhr

\$/kwhr

Es el costo por unidad de energía eléctrica.

Es posible que los cargos de la demanda, las penalizaciones relacionadas con el factor y otras cuestiones tengan un impacto significativo sobre el costo promedio de la unidad de energía. Además, hay que considerar algunos otros aspectos, tales como la hora del consumo, la cantidad de energía usada, el factor de potencia, etc., y analizarlos detalladamente.

En la mayoría de los casos, el enfoque más sencillo consiste en dividir los costos de energía mensuales (o mejor aún, anuales) por el periodo de consumo correspondiente. Normalmente, estos datos están en la boleta de electricidad.

Sección «Field data»

Field data	Flow rate, gpm	2000	
	Head tool	Head, ft	276.8
	Load estim. method	Power	
	Motor kW	150.0	
	Voltage 2	460	

Flow rate (gpm, MGD, L/s, m<sup>3</sup>/hr)

Flow rate, gpm	2000
Flow rate, MGD	3.30
Flow rate, m <sup>3</sup> /h	512.0
Flow rate, L/s	126.2

Las unidades asociadas con el caudal medido o requerido dependen de lo que se seleccionó en la sección «Pump, fluid».

El programa utiliza el valor del caudal para calcular la potencia del fluido (que, a su vez, se usa para estimar la eficiencia de la bomba existente) y para calcular la eficiencia operativa de la bomba óptima.

El PSAT usa algoritmos ajustados a la curva que se extienden más allá de los límites de la curva del Hydraulic Institute, de manera que es posible estimar las eficiencias para cualquier valor ingresado. Si el caudal especificado está fuera de los límites de la norma del Hydraulic Institute, el fondo se pone naranja para advertir al usuario.

Head (ft o m)

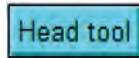
Head, ft	276.8
Head, m	84.4

Aquí se ingresa la cabeza medida o requerida en pies o en metros.

La cabeza, el caudal y la gravedad específica se usan para calcular la potencia del fluido para la condición existente. Cuando se combina con la estimación de la potencia del eje para las condiciones existentes (que se basan en los datos de las mediciones eléctricas y en la información de la placa de características del motor), es posible determinar la eficiencia de la bomba.

El botón «Head tool» a la izquierda del recuadro para ingresar la cabeza es una ayuda para calcular la cabeza medida. Cuando se hace clic sobre el mismo, se abre el panel de cálculo de la cabeza.

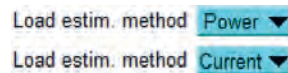
Botón «Head tool»



A través de este botón se accede al panel de cálculo de la cabeza de la bomba, en el que el usuario ingresa los datos de presión, elevación, caudal y dimensiones de las tuberías para calcular la cabeza que desarrolla la bomba.

La cabeza calculada en este panel puede ingresarse en el panel principal (para las condiciones en las que se abrió el calculador de cabeza) o puede cancelarse, con lo que el panel principal no se modifica.

Load estim. method

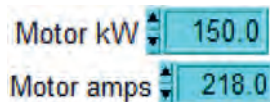


Hay dos métodos para estimar la carga, «Power» o «Current»: La potencia y la corriente se refieren a los valores en la entrada del motor.

El método más recomendable es el de la potencia, seleccionando «Power». Si la potencia de entrada se mide con precisión, es probable que la estimación de las eficiencias de la bomba y del motor sean más precisas que cuando se mide únicamente la corriente.

Si no es posible medir la potencia, se puede usar la corriente y los algoritmos del PSAT para estimar la potencia de entrada. La estimación de la potencia a partir de la corriente se hace mediante una curva de ajuste de la corriente promedio del motor en función del perfil de carga para un motor del tamaño, clase y velocidad especificados. La experiencia ha demostrado que para motores con una carga del 50% o más de su carga nominal, la estimación de la potencia que hace el PSAT a partir de la corriente coincide con la potencia real con un margen de unos pocos puntos porcentuales. Sin embargo, en el caso de motores con poca carga (por ejemplo, con una carga del 25%), el margen de error puede ser mucho mayor. Afortunadamente, la gran mayoría de las aplicaciones de bombeo tienen motores con una carga que supera el 50% de la carga nominal.

Motor kW o Motor amps



De acuerdo con el método de estimación de la carga que se haya seleccionado, aparece en la pantalla «Motor kW» (para la potencia) o «Motor amps» (para la corriente). El método más recomendable es el que se basa en medir la potencia, pero si no hay un potenciómetro fijo, la metodología de medición es intrusiva y complicada.

Si no es posible medir la potencia, hay que medir la corriente. Si es posible, el valor que se ingrese debe corresponder a la corriente promedio de las tres fases. El método de usar la corriente para estimar la potencia o la carga de entrada no es ideal. Como ya se mencionó, si se elige la corriente para estimar la

carga, la corriente medida se compara con la corriente promedio en función de la carga y con la eficiencia en función de la carga para un motor del tamaño, velocidad y clase especificados y luego se estiman la energía eléctrica que ingresa en el motor y la potencia mecánica que sale del mismo.

El método de estimación de la carga a partir de la corriente NO debe aplicarse si se usan variadores de frecuencia. Los algoritmos del PSAT se basan en el desempeño de motores con conexión directa a la aplicación. Es posible usar la potencia del variador de frecuencia, pero el usuario debe saber que hay pérdidas asociadas y que el PSAT no tiene en cuenta el aumento de las pérdidas en el motor.

Además, hay una segunda consideración importante en relación con la medición de la corriente: Si se usan condensadores de corrección del factor de potencia, hay que cerciorarse de que se mide la corriente del motor y no la de la combinación del motor y la batería de condensadores (que sería inferior a la corriente del motor).

Voltage



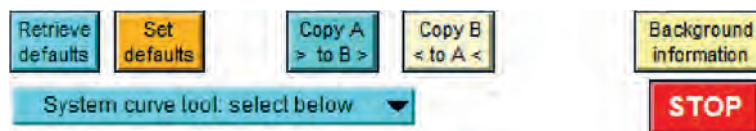
Cuando se selecciona «Current» como método de estimación de la carga, se usan la medición de la tensión del bus y de la corriente para estimar la potencia que ingresa al motor. Cuando se selecciona «Power», se estima la corriente a partir de la potencia y de la tensión.

Para ajustar entre sobretensión y subtensión, se usa un algoritmo sencillo basado en varias fuentes, que supone que al 100% de la carga nominal, la corriente cae un 1% por cada 1% de aumento de la tensión (o viceversa, cuando la tensión cae). En el otro extremo de la escala de carga, es decir, sin carga, el algoritmo supone que la corriente aumenta un 1% por cada 1% de aumento de la tensión (o viceversa cuando la tensión cae). Sin carga, esta relación es lineal. Es decir, con un 50% de carga, se supone que la corriente no se ve afectada por la tensión.

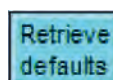
Es obvio que es un algoritmo muy sencillo que no ofrece una representación precisa de la respuesta del motor. Sin embargo, es razonablemente representativo dentro de un rango normal de desviaciones de la tensión, como las que ocurren en las aplicaciones industriales, por lo que puede usarse sin problemas en una gran cantidad de motores que están en servicio.

Si hay una diferencia de más del 10% entre la medición de la tensión del motor y la tensión nominal, el recuadro de la tensión se pone amarillo para alertar al usuario de que es posible que se trate de un error.

Funciones de control



Botón «Retrieve defaults»



Cuando se hace clic en este botón, se recuperan los valores predeterminados de todo el panel. Para elegir estos valores predeterminados, el usuario debe usar el botón «Set defaults». Esta configuración predeterminada permite que el usuario determine datos específicos, tales como el costo de la electricidad, el nombre de la instalación y del responsable de la evaluación, etc.

Tenga en cuenta que otra forma de configurar valores predeterminados múltiples consiste en crear un registro especial (en el sector «Log file controls») que contenga las distintas configuraciones. Es un método más flexible, pero que requiere algunos pasos adicionales.

Botón «Set defaults»



Cuando se hace clic en el botón de configurar los datos predeterminados, los datos que estén ingresados en el momento se convierten en los datos predeterminados. Cada vez que se reinicie el PSAT, los datos predeterminados se cargan automáticamente. Además, se los puede recuperar en cualquier momento haciendo clic en el botón «Retrieve defaults» a la izquierda del botón «Set defaults».

Cuando se hace clic en el botón «Set defaults» aparece un recuadro en el que se solicita al usuario que confirme que desea cambiar los valores predeterminados.

La configuración predeterminada permite que el usuario determine datos específicos tales como el costo de la electricidad, el nombre de la instalación y del responsable de la evaluación, etc. que se van a cargar automáticamente.

Tenga en cuenta que otra forma de configurar valores predeterminados múltiples consiste en crear un registro especial (en el sector «Log file controls») que contenga las distintas configuraciones. Es un método más flexible, pero que requiere algunos pasos adicionales.

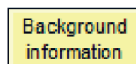
Botones «Copy A to B» y «Copy B to A»



Estos botones se usan para copiar todos los datos de las condiciones A en las condiciones B (o viceversa).

Se incluyen los datos de apoyo, datos ocultos y los datos ingresados para calcular la cabeza y la curva del sistema.

Botón «Background information»



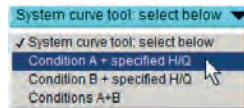
Con este botón se accede a la información básica acerca de: funcionamiento del software; consideraciones relativas a la eficiencia del motor, de la bomba y del sistema; explicaciones sobre otros temas de interés relacionados con la optimización de sistemas de bombeo y distinciones entre las condiciones medidas y las requeridas.



La sección de preselección (Prescreening) contiene sugerencias de actividades y enfoques que hay que tener en cuenta antes de dedicar tiempo y esfuerzo para recopilar los datos necesarios para el PSAT.

Además, hay un vínculo a un conversor de unidades (Units conversion utility).

Barra «System curve tool: select below»



En el caso de sistemas que entregan un caudal a un solo punto o a varios puntos con recorridos paralelos esencialmente idénticos, es posible estimar la curva del sistema a partir de cualquiera de las dos condiciones de caudal y cabeza medidos (a condición de que la configuración del sistema no cambie).

Cuando se selecciona alguna de las tres opciones del menú desplegable que aparece cuando se hace clic sobre el botón «System curve tool: select below», se abre el panel de la curva del sistema correspondiente y se muestra información adicional para graficar la curva del sistema. Si se selecciona la primera opción «Condition A + specified H/Q», los datos de caudal y cabeza de las condiciones A se transfieren al panel de la curva del sistema. El usuario debe ingresar otro punto de cabeza y caudal para graficar la curva del sistema.

Lo mismo ocurre si se selecciona la opción «Condition B + specified H/Q».

En cuanto a la tercera opción, «Conditions A+B», los valores correspondientes al caudal y a la cabeza ingresados en ambas condiciones se usan para graficar la curva del sistema, de modo que no hace falta que el usuario ingrese otros datos.

Obviamente, para que sea posible graficar la curva correctamente, las unidades deben ser consistentes.

Botón «STOP»



El botón «STOP» sirve para que el programa deje de hacer cálculos y actualizar los datos. Gracias a esta función, se mejora la velocidad del procesador cuando se necesita trabajar con otra aplicación, sin tener que cerrar el PSAT. Cuando se hace clic en este botón, el programa interrumpe la actualización, pero la aplicación no se cierra.

El botón «STOP» solo está presente cuando el programa está actualizando activamente. Cuando se hace clic sobre el mismo, desaparece y en su lugar surge un recuadro que alerta al usuario sobre el estado del programa: «Calculation updating is off».

Para poder volver a realizar cálculos, hay que hacer clic en la flecha ubicada debajo del menú «Edit» en la parte izquierda de la barra superior de la pantalla.

Cuando se hace clic sobre la flecha, el botón «STOP» reaparece, recordando al usuario que el programa está actualizándose y calculando resultados.

El método recomendado para salir del programa del PSAT consiste en hacer clic en el botón «STOP» en primer lugar, para luego cerrar el programa haciendo clic en el botón de cierre de Windows en la esquina superior derecha.

Recuadro de alerta «Calculation updating is off»

Calculation updating is off.  
Click the arrow below the  
edit menu to restart.

El recuadro tiene la única función de advertir que el PSAT no está haciendo cálculos. Cuando está visible, es posible ingresar nuevos datos, pero los resultados no van a actualizarse hasta que se reinicie la actualización haciendo clic sobre la fecha ubicada debajo del menú «Edit» en la parte superior de la pantalla.

Flecha de reinicio



La flecha de reinicio del PSAT está ubicada debajo del menú «Edit» en la parte superior del panel principal. Cuando la función de actualización del PSAT está activada, el botón «STOP» está visible y la flecha de reinicio es negra. Cuando se hace clic sobre el botón «STOP», el PSAT detiene los cálculos al mismo tiempo que aparece el recuadro de alerta «Calculation updating is off» y que la flecha de reinicio se pone blanca. Para reiniciar PSAT, hay que hacer clic en la flecha blanca de reinicio.

Resultados

	Condition A			Condition B		
	Existing	Optimal	Units	Existing	Optimal	Units
Pump efficiency	72.6	84.8	%	72.5	85.0	%
Motor rated power	200	200	hp	150	132	kW
Motor shaft power	192.4	164.8	hp	143.8	122.7	kW
Pump shaft power	192.4	164.8	hp	143.8	122.7	kW
Motor efficiency	95.7	95.8	%	95.9	95.6	%
Motor power factor	86.7	85.7	%	86.4	86.4	%
Motor current	217.1	188.2	amps	217.9	186.4	amps
Motor power	150.0	128.4	kW	150.0	128.3	kW
Annual energy	1314.0	1125.1	MWh	1314.0	1124.1	MWh
Annual cost	65.7	56.3	\$1000	65.7	56.2	\$1000
Annual savings potential, \$1,000	9.4			9.5		
Optimization rating, %	85.6			85.5		

Pump efficiency

	Existing	Optimal	Units
Pump efficiency	72.6	84.8	%

EXISTING

La eficiencia de la bomba existente es la potencia del fluido que agrega la bomba dividida por la potencia del eje que ingresa en la bomba.

La potencia del fluido que agrega la bomba es el producto del caudal, la cabeza y la gravedad específica. La potencia del eje se estima a partir de los datos de la medición eléctrica y las curvas del PSAT de la eficiencia del motor en función de la carga.

OPTIMAL

La eficiencia de la bomba óptima se estima mediante los algoritmos de estimación de la eficiencia de la norma HI 1.3-2000, Centrifugal Pump Design and Application del Hydraulic Institute.

El valor de la eficiencia que usa el PSAT incluye la desviación positiva respecto a la «eficiencia generalmente alcanzable» de las figuras 1.76A y 1.76B de la norma HI 1.3.

Motor rated power

	Existing	Optimal	Units
Motor rated power	200	200	hp

EXISTING

Potencia nominal del motor existente (correspondiente a la potencia nominal de la sección «Motor»)

OPTIMAL

Potencia nominal del motor para una bomba de dimensiones optimizadas.

El PSAT usa la potencia del fluido calculada y la eficiencia de la bomba óptima para determinar la potencia del eje que ingresa en la bomba óptima. En el caso de bombas de accionamiento directo, coincide con la potencia del eje del motor. Si se especificó una correa de transmisión, el PSAT tienen en cuenta las pérdidas de la correa, de modo tal que la potencia del eje requerida va a ser mayor.

Además, se agrega a la potencia del eje del motor requerida el margen de tamaño que se especificó en la sección «Motor». A partir del valor resultante, el PSAT selecciona el motor estándar del tamaño más grande siguiente.

Motor shaft power

	Existing	Optimal	Units
Motor shaft power	192.4	164.8	hp

## EXISTING

Estimación de la potencia del eje del motor existente. La estimación se basa en las mediciones de datos eléctricos y la estimación de la eficiencia del PSAT para el tamaño, velocidad y clase del motor especificado.

## OPTIMAL

Requisitos de potencia del eje del motor para la bomba óptima identificados a partir de los valores especificados de caudal, cabeza y gravedad específica y de los algoritmos de eficiencia alcanzable de la norma HI 1.3. Si se especificó una correa de transmisión, para determinar la potencia del eje requerida se agregan las pérdidas asociadas con la correa a la potencia del eje de la bomba. En el caso de bomba de accionamiento directo, la potencia del eje de la bomba y del motor son iguales.

Pump shaft power

	Existing	Optimal	Units
Pump shaft power	192.4	164.8	hp

## EXISTING

Estimación de la potencia del eje de la bomba para el motor existente. En el caso de aplicaciones de accionamiento directo, la estimación coincide con la potencia del eje del motor (ver antes). Para aplicaciones con correas, para determinar la potencia del eje de la bomba se deducen las pérdidas de la correa.

## OPTIMAL

Requisitos de potencia del eje de la bomba óptima identificados a partir de los valores especificados de caudal, cabeza y gravedad específica y de los algoritmos de eficiencia alcanzable de la norma HI 1.3.

Motor efficiency

	Existing	Optimal	Units
Motor efficiency	95.7	95.8	%

## EXISTING

Estimación de la eficiencia del motor existente para la carga existente.

OPTIMAL

Estimación de la eficiencia de un motor energéticamente eficiente del tamaño correspondiente a lo que se indicó antes en «Motor rated power» para las condiciones óptimas operando con la potencia del eje del motor óptimo (ver antes también).

Motor power factor

	Existing	Optimal	Units
Motor power factor	86.7	85.7	%

EXISTING

Estimación del factor de potencia del motor existente con la carga existente. Se basa en las mediciones eléctricas y en las curvas características del desempeño del motor especificado.

OPTIMAL

Estimación del factor de potencia de un motor energéticamente eficiente del tamaño correspondiente a lo que se indicó antes en «Motor rated power» para las condiciones óptimas operando con la potencia del eje del motor óptimo (ver antes también).

Motor current

	Existing	Optimal	Units
Motor current	217.1	188.2	amps

EXISTING

Corriente del motor existente (estimada o medida) con la carga existente.

OPTIMAL

Estimación de la corriente de un motor energéticamente eficiente del tamaño correspondiente a lo que se indicó antes en «Motor rated power» para las condiciones óptimas operando con la potencia del eje del motor óptimo (ver antes también).

Motor power

	Existing	Optimal	Units
Motor power	150.0	128.4	kW

EXISTING

Potencia del motor existente (estimada o medida) con la carga existente.

OPTIMAL

Estimación de la potencia eléctrica de un motor energéticamente eficiente del tamaño correspondiente a lo que se indicó antes en «Motor rated power» para las condiciones óptimas operando con la potencia del eje del motor óptimo (ver antes también).

Annual energy

	Existing	Optimal	Units
Annual energy	1314.0	1125.1	MWh

EXISTING

Consumo anual de energía correspondiente a la potencia medida o estimada para el equipo existente operado durante el tiempo indicado en «Operating fraction» a la izquierda.

OPTIMAL

Consumo anual de energía de la bomba optimizada impulsada por un motor energéticamente eficiente con la potencia estimada en «Motor power» (arriba) operado durante el tiempo indicado en «Operating fraction» a la izquierda.

Annual cost

	Existing	Optimal	Units
Annual cost	65.7	56.3	\$1000

EXISTING

Costo anual de la energía existente calculado como el producto del consumo de energía anual existente (arriba) y el costo operativo por unidad (\$/kwhr).

OPTIMAL

Costo anual de la energía calculado como el producto del consumo de energía anual óptimo (arriba) y el costo operativo por unidad (\$/kwhr).

Annual savings potential, \$1,000

Annual savings potential, \$1,000	9.4
-----------------------------------	-----

Potencial de ahorro anual en miles de dólares si se reemplaza el equipo existente por un equipo con las características el caso óptimo (arriba).

Es la diferencia entre el costo anual del existente y el costo anual óptimo.

Optimization rating, %

Optimization rating, % 85.6

Medida de la calificación general de la eficiencia del sistema de bombeo existente en relación con la configuración del motor y la bomba óptimos. Se expresa como un porcentaje. Un valor de 100 significa que el sistema existente es igual al óptimo. Un valor de 50 significa que la eficiencia del sistema existente es la mitad de la del sistema óptimo.

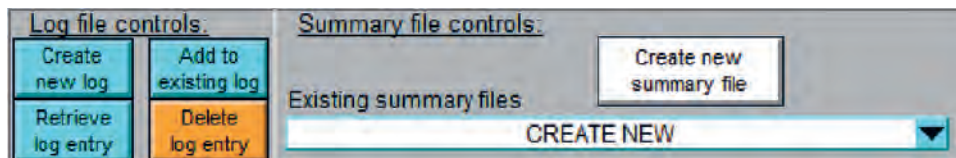
Matemáticamente, consiste en la potencia del motor óptimo dividida por la potencia del motor existente. El resultado se expresa como un porcentaje.

Es posible que el valor supere el 100%, ya que los valores de eficiencia de la bomba que se usan en el programa reflejan «niveles de eficiencia generalmente alcanzables». Estos valores pueden tener una desviación significativa con respecto a la eficiencia, sobre todo en el caso de bombas pequeñas (ver figura 1.63 de la norma HI 1.3-2000).

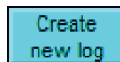
El color de fondo de «Optimization rating, %» varía de acuerdo con el valor que exhibe:

- >100: Azul
- 90-100: Verde
- 80-90: Verde oliva
- 70-80: Amarillo
- 60-70: Naranja
- <60: Rojo

Secciones «Log file controls» y «Summary file controls»

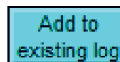


Botón «Create new log»



Este botón permite crear un registro de datos con la información existente. Para recuperar los datos guardados en otro momento, se usa el botón «Retrieve log».

Botón «Add to existing log»

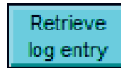


Este botón permite agregar los datos que están visibles en la pantalla a un registro de datos existente. Cuando se hace clic sobre el botón, se abre un cuadro que solicita que se elija el archivo de datos al que se quieren agregar datos. Nota: el archivo existente no se sobrescribe, sino que se agrega

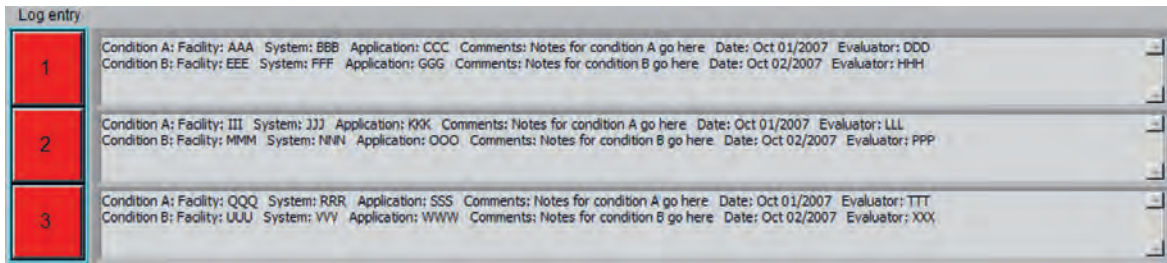


separadamente la información visible en la pantalla. Para recuperar los datos guardados en otro momento, se usa el botón «Retrieve log entry».

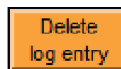
Botón «Retrieve log entry»



Este botón permite recuperar un registro de datos que se ha guardado con anterioridad. Cuando se hace clic sobre el botón, se abre un cuadro que solicita que se elija el archivo de datos que contiene el registro que se desea recuperar. Si el archivo de datos tiene más de un conjunto de datos, aparece un listado de todos los registros, como se ilustra a continuación. Luego, hay que hacer clic sobre el botón rojo numerado ubicado a la izquierda del texto (que contiene la información que se ingresó en el sector «Documentation section»). Es muy importante consignar correctamente los análisis para poder ubicarlos luego usando este proceso.



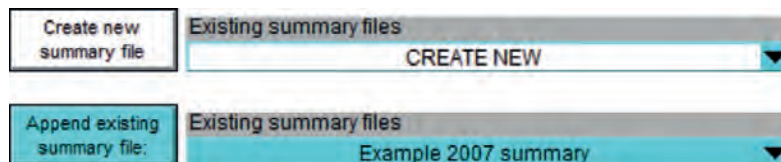
Botón «Delete log entry»



Cuando se hace clic sobre este botón, se abre un cuadro que solicita que se elija el archivo que contiene el registro de datos que se desea borrar. Cuando se selecciona el archivo, aparecen todos los registros existentes y se puede elegir uno y borrarlo.

Después de que se lo borra (o si se hace clic sobre el botón «Cancel log action») se regresa al panel principal. Si se desea borrar otro registro, hay que repetir la secuencia.

Botón «... summary file»



El texto y el color de este botón y el del menú desplegable «Existing summary files» están asociados. Ambos dependen del elemento que se seleccione en el menú «Existing summary files».



Si se selecciona «CREATE NEW», el texto del botón dice «Create new summary file» y el color del botón y del menú desplegable es blanco. Si se selecciona un archivo de resumen (como por ejemplo «Example 2008 summary file»), el texto del botón dice «Append existing summary file» y el color del botón y del menú desplegable es turquesa.

Si se crea un archivo de resumen nuevo, se abre un recuadro para que el usuario ingrese el nombre del archivo e indique su ubicación. La ubicación predeterminada para los archivos de resumen es la carpeta «Summaries» que se encuentra en la carpeta principal del PSAT. Únicamente los resúmenes que se guardan en dicha ubicación aparecen en el listado del menú desplegable «Existing summary files». Los archivos pueden guardarse en otras ubicaciones, pero no se anexan a la lista del menú desplegable.

Los archivos de resumen son archivos delimitados por tabulaciones en un formato de hoja de cálculo. Se abren con Excel o con otros programas de hoja de cálculo. También pueden abrirse con cualquier programa de edición o de procesamiento de texto.

Documentation

The image shows a software interface titled "Documentation section". It contains two identical forms, one for "Condition A Notes" and one for "Condition B Notes". Each form has a header with the title and a main area with several input fields: "Facility", "System", "Date", "Application", and "Evaluator". Below these fields is a large text area labeled "General comments" with a vertical scrollbar on the right side.

La sección de documentación incluye varios cuadros de texto con títulos relativamente sencillos. La finalidad de esta sección, como su nombre lo indica, es registrar información que sirva para identificar el sistema de bombeo que se está evaluando, la fecha de la evaluación, las suposiciones que se realizaron, la persona a cargo de la evaluación, etc. No es necesario completar toda la información, pero si se desea crear un registro con el análisis, conviene hacerlo para que después sea más fácil recuperarlo.

Observe que el cuadro «General comments» tiene una barra de desplazamiento. Esto permite que el usuario ingrese toda la información que desea, como suposiciones, métodos, circunstancias en las que se realizó la evaluación, etc.

### PANEL «PUMP HEAD CALCULATOR»

La pantalla de cálculo de la cabeza de la bomba tiene dos tipos de configuraciones para facilitar el cálculo. A continuación, vemos la configuración correspondiente a los casos en que es posible medir la presión de succión y de descarga

Opción «Suction and discharge line pressures»

Type of measurement configuration  
Suction and discharge line pressures

$K_s$  represents all suction losses from gauge  $P_s$  to the pump  
 $K_d$  represents all discharge losses from the pump to gauge  $P_d$

Suction pipe diameter (ID)  inches

Suction gauge pressure ( $P_s$ )  psig

Suction gauge elevation ( $Z_s$ )  ft

Suction line loss coefficients,  $K_s$

Discharge pipe diameter (ID)  inches

Discharge gauge pressure ( $P_d$ )  psig

Discharge gauge elevation ( $Z_d$ )  ft

Discharge line loss coefficients,  $K_d$

Fluid specific gravity

Flow rate  gpm

Don't update Click to leave the main panel head unchanged

Accept and update Click to Accept and return the calculated head

Differential elevation head	0.00	ft
Differential pressure head	274.99	ft
Differential velocity head	0.54	ft
Estimated suction friction head	0.25	ft
Estimated discharge friction head	1.04	ft
Pump head	276.81	ft

System of units: **gpm, ft, hp**

**Important note about loss coefficients**  
 The loss coefficients used here apply to the velocity head in the line size represented by the suction and discharge pipe diameters at the points of pressure measurement.

If the loss elements are in different size lines than the points of pressure measurement, they need to be appropriately scaled. It is generally suggested that the losses be scaled in proportion to the 4th power of the diameter ratio. For example, if the discharge pressure is measured in a 12-inch header, and there is a 6-inch check valve with a nominal loss coefficient of 2 (applied to the 6-inch valve size), the K factor to use for the valve would be  $2 \times (12/6)$  to the 4th power, or 32. The reason for this 4th power scaling is that the velocity varies with the square of the pipe diameter, and the velocity head (to which the loss coefficients apply) is proportional to the velocity squared.

### OPCIÓN «SUCTION TANK ELEVATION, GAS SPACE PRESSURE, AND DISCHARGE LINE PRESSURE»

Esta configuración corresponde a los casos en que no se conoce la presión de succión, pero se tiene el dato del nivel del tanque (o el pozo) de succión.

Type of measurement configuration  
 Suction tank elevation, gas space pressure, and discharge line pressure

$K_s$  represents all suction losses from the tank to the pump  
 $K_d$  represents all discharge losses from the pump to gauge  $P_d$

Suction pipe diameter (ID)	12.000 inches	Discharge pipe diameter (ID)	10.000 inches
Suction tank gas overpressure ( $P_g$ )	0.00 psig	Discharge gauge pressure ( $P_d$ )	124.00 psig
Suction tank fluid surface elevation ( $Z_s$ )	10.00 ft	Discharge gauge elevation ( $Z_d$ )	5.00 ft
Suction line loss coefficients, $K_s$	0.50	Discharge line loss coefficients, $K_d$	1.00
Fluid specific gravity	1.000	Flow rate	2000.00 gpm

Click to leave the main panel head unchanged	Click to Accept and return the calculated head	Differential elevation head	-5.00 ft
		Differential pressure head	286.54 ft
		Differential velocity head	1.04 ft
		Estimated suction friction head	0.25 ft
		Estimated discharge friction head	1.04 ft
		Pump head	283.86 ft

System of units: gpm, ft, hp

**Important note about loss coefficients**  
 The loss coefficients used here apply to the velocity head in the line size represented by the suction and discharge pipe diameters at the points of pressure measurement.

If the loss elements are in different size lines than the points of pressure measurement, they need to be appropriately scaled. It is generally suggested that the losses be scaled in proportion to the 4th power of the diameter ratio. For example, if the discharge pressure is measured in a 12-inch header, and there is a 6-inch check valve with a nominal loss coefficient of 2 (applied to the 6-inch valve size), the K factor to use for the valve would be  $2 \times (12/6)^4$  to the 4th power, or 32. The reason for this 4th power scaling is that the velocity varies with the square of the pipe diameter, and the velocity head (to which the loss coefficients apply) is proportional to the velocity squared.

A continuación, se describen los controles y los indicadores del panel de la cabeza.

### TIPO DE CONFIGURACIÓN DE LA MEDICIÓN

Type of measurement configuration

- Suction and discharge line pressures
- Suction tank elevation, gas space pressure, and discharge line pressure

El tipo de configuración de la medición se hace mediante el menú desplegable en la parte superior del panel. El gráfico debajo del menú cambia para graficar la configuración seleccionada, como se ilustra a continuación. Debajo del gráfico, aparece un listado de datos de la succión correspondientes a la configuración seleccionada.

Type of measurement configuration  
 Suction and discharge line pressures

$K_s$  represents all suction losses from gauge  $P_s$  to the pump  
 $K_d$  represents all discharge losses from the pump to gauge  $P_d$

Suction pipe diameter (ID)	12.000	inches
Suction gauge pressure ( $P_s$ )	5.00	psig
Suction gauge elevation ( $Z_s$ )	5.00	ft
Suction line loss coefficients, $K_s$	0.50	

Type of measurement configuration  
 Suction tank elevation, gas space pressure, and discharge line pressure

$K_s$  represents all suction losses from the tank to the pump  
 $K_d$  represents all discharge losses from the pump to gauge  $P_d$

Suction pipe diameter (ID)	12.000	inches
Suction tank gas overpressure ( $P_g$ )	0.00	psig
Suction tank fluid surface elevation ( $Z_s$ )	10.00	ft
Suction line loss coefficients, $K_s$	0.50	

Los datos que hay que ingresar en una sola de las configuraciones de la medición se consignan en la **sección de ingreso de datos** a continuación en cursiva.

### SECCIÓN DE INGRESO DE DATOS DEL PANEL «PUM HEAD CALCULATOR»

Suction pipe diameter (ID)

Suction pipe diameter (ID) 12.000 inches

Diámetro interno de la tubería de succión en pulgadas o mm. Se usa para calcular la velocidad del fluido en la tubería de succión, lo que se usa, a su vez, para determinar la carga de velocidad de succión.

Suction gauge pressure (Ps) – *Suction and discharge line pressure*

Suction gauge pressure (Ps) 5.00 psig

Presión manométrica de succión en psig o kPa

Suction tank gas overpressure (Pg) – *Suction tank elevation, gas space pressure, and discharge line pressure*

Suction tank gas overpressure (Pg) 0.00 psig

Sobrepresión del gas en el tanque de succión en psig o kPa. Si el tanque (o el pozo, lago, etc.) está abierto a la atmósfera, la presión manométrica debe ajustarse a 0.

Suction gauge elevation (Zs) – *Suction and discharge line pressure*

Suction line loss coefficients, Ks 0.50

Elevación del manómetro en pies o metros en relación con el punto de elevación de referencia.

Esta referencia puede ser absoluta (por ejemplo, a nivel del mar) o relativa (por ejemplo, con respecto al suelo). No obstante, hay que usar la misma referencia cuando se defina la elevación del manómetro de descarga.

Suction tank fluid surface elevation (Zs) – *Suction tank elevation, gas space pressure, and discharge line pressure*

Suction tank fluid surface elevation (Zs) 10.00 ft

Elevación del tanque (o pozo, lago, etc.) en relación con el punto de elevación de referencia en pies o metros.

Esta referencia puede ser absoluta (por ejemplo, a nivel del mar) o relativa (por ejemplo, con respecto al suelo). No obstante, hay que usar la misma referencia cuando se defina la elevación del manómetro de descarga.

Suction line loss coefficients, Ks

Suction line loss coefficients, Ks 0.50

Los coeficientes de pérdida de la tubería de succión se usan para estimar las pérdidas de cabeza por fricción entre el punto de succión de referencia (nivel del tanque o del manómetro de la línea de succión) y la brida de succión de la bomba. Observe que todos estos coeficientes se aplican en los cálculos basados en la fórmula de Darcy-Weisbach (pérdidas =  $K \times$  carga de velocidad)

Las pérdidas se originan en codos, conexiones en T, válvulas de aislamiento de la succión, etc. En los casos en que se usa como referencia el nivel del tanque de succión, las pérdidas son las que corresponden al ingreso del tanque a la tubería.



**IMPORTANTE:** Hay que normalizar todas las pérdidas al diámetro de la tubería especificado. Los coeficientes de pérdida se ajustan a la cuarta potencia de la relación entre los diámetros de las tuberías en cuestión. Por ejemplo, si hay una válvula de aislamiento de 12 pulgadas que tiene un coeficiente de pérdida (K) de 0,4 y el diámetro de la tubería de succión en el punto en que se mide la presión es de 16 pulgadas —como en el caso de un cabezal de succión— el coeficiente de pérdida de la válvula es  $0,4 \times (16/12)^4$  o 1,26.

Nota: el uso del plural «coeficientes» es intencional, ya que tiene en cuenta la suma de todos elementos con pérdidas en la línea de succión.

Discharge pipe diameter (ID)

Discharge pipe diameter (ID)  inches

Diámetro interno de la tubería de descarga en pulgadas o mm. Se usa para calcular la velocidad del fluido en la tubería de descarga, lo que se usa, a su vez, para determinar la carga de velocidad de descarga.

Discharge gauge pressure (Pd)

Discharge gauge pressure (Pd)  psig

Presión manométrica de descarga en psig o kPa

Discharge gauge elevation (Zd)

Discharge gauge elevation (Zd)  ft

Elevación del manómetro de descarga en pies o metros en relación con el punto de elevación de referencia.

Esta referencia puede ser absoluta (por ejemplo, a nivel del mar) o relativa (por ejemplo, con respecto al suelo). No obstante, hay que usar la misma referencia cuando se defina la elevación del manómetro de succión.

Discharge line loss coefficients, Kd

Discharge line loss coefficients, Kd

El valor de los coeficientes de pérdida de la línea de descarga se usa para estimar las pérdidas de cabeza por fricción entre la brida de descarga de la bomba y el manómetro de presión de descarga. Observe que todos estos coeficientes se aplican en los cálculos basados en la fórmula de Darcy-Weisbach (pérdidas = K x carga de velocidad)

Las pérdidas se originan en codos, conexiones en T, válvulas de aislamiento de descarga, válvulas de retención, etc.

**IMPORTANTE:** Hay que normalizar todas las pérdidas al diámetro de la tubería de descarga especificado. Los coeficientes de pérdida se ajustan a la cuarta potencia de la relación entre los diámetros de las tuberías en cuestión. Por ejemplo, si hay una válvula de retención de 8 pulgadas que tiene un

coeficiente de pérdida (K) de 2 y el diámetro de la tubería de descarga en el punto en que se mide la presión es de 16 pulgadas —como en el caso de un cabezal de descarga— el coeficiente de pérdida de la válvula es  $2 \times (16/8)^4$  o 32.

Nota: el uso del plural «coeficientes» es intencional, ya que tiene en cuenta la suma de todos elementos con pérdidas en la línea de descarga.

Fluid specific gravity

Fluid specific gravity

Gravedad específica del fluido.

Nota: es el valor del panel principal del PSAT. Se lo puede cambiar en el panel de cálculo de la cabeza. Si se lo cambia, el valor modificado se transporta al panel principal (si hace clic sobre el botón «Click to Accept and return the calculated head»).

Flow rate

Flow rate  gpm

Caudal en las unidades indicadas (de acuerdo con lo que se seleccionó en el panel principal del PSAT).

Nota: es el valor del panel principal del PSAT. Se lo puede cambiar en el panel de cálculo de la cabeza. Si se lo cambia, el valor modificado se transporta al panel principal (si hace clic sobre el botón «Click to Accept and return the calculated head»).

Don't update

Don't update

Click to  
leave the main panel  
head unchanged

Si se desea regresar al panel principal sin modificar los valores de caudal, cabeza y gravedad específica hay que hacer clic en el botón «Click to leave the main panel head unchanged».

Accept and update

Accept and update

Click to  
Accept and return  
the calculated head

Si se desea modificar los valores de caudal y de gravedad específica y volcar la cabeza calculada en el panel principal hay que hacer clic en el botón «Click to Accept and return the calculated head». El panel principal se actualizará con estos nuevos valores. Si a continuación se hace un registro del panel

principal, toda la información del panel de cálculo de la cabeza (dimensiones de las tuberías, elevaciones de los manómetros, etc.) se guarda junto con el análisis registrado.

Differential elevation head

Differential elevation head  ft

Diferencia de elevación entre los puntos de succión y descarga de referencia.

En el caso en que se use el nivel del tanque, la diferencia de elevación es la elevación del manómetro de descarga menos la elevación de la superficie del fluido del tanque.

Cuando hay manómetros de succión y descarga, la diferencia de elevación es la elevación del manómetro de descarga menos la del manómetro de succión.

Differential pressure head

Differential pressure head  ft

La carga de presión diferencial es la diferencia entre las presiones de succión y de descarga, en pies o metros, para la gravedad específica que corresponda.

Differential velocity head

Differential velocity head  ft

La carga de velocidad diferencial es la carga de velocidad de descarga menos la carga de velocidad de succión.

Carga de velocidad =  $V^2/2g$

Cuando se usa el nivel del tanque de succión como punto de referencia, la carga de velocidad es igual a la carga de velocidad de descarga, ya que se supone que el tanque es lo bastante grande como para que la velocidad del fluido sea esencialmente cero.

Si las tuberías de succión y descarga son del mismo tamaño, la carga de velocidad diferencial es cero, ya que las cargas de velocidad en las dos tuberías serán iguales.

Estimated suction friction head

Estimated suction friction head  ft

Estimación de las pérdidas por fricción en la línea de succión (desde el punto de referencia de succión hasta la bomba) a partir de la carga de velocidad calculada y los coeficientes de pérdidas especificados. Las pérdidas por fricción se expresan en pies o metros y son:

$$H_{fs} = K_s \times V^2/2g$$



Estimated discharge friction head

Estimated discharge friction head  ft

Estimación de las pérdidas por fricción en la tubería de descarga (desde la bomba hasta el manómetro de descarga) a partir de la carga de velocidad calculada y los coeficientes de pérdidas especificados. Las pérdidas por fricción se expresan en pies o metros y son:

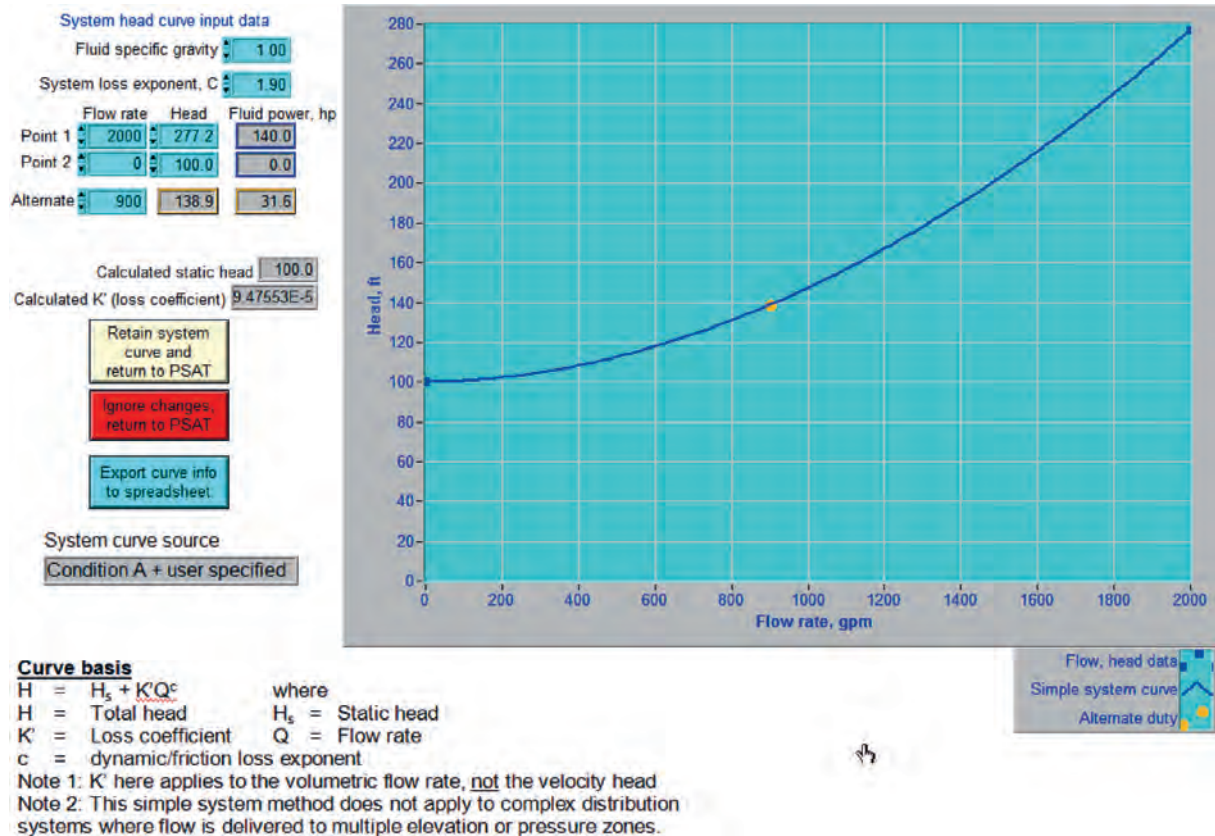
$$H_{fs} = K_s \times V^2/2g$$

Pump head

Pump head  ft

Cabeza total de la bomba. Incluye la elevación, la presión y la velocidad además de las pérdidas por fricción calculadas para la succión y la descarga.

Panel «System curve»



## DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA CURVA DEL SISTEMA

Fluid specific gravity

Fluid specific gravity: 1.00

La gravedad específica del fluido es, inicialmente, la que se especificó en el panel principal del PSAT, pero se la puede modificar

No afecta a la curva de cabeza del sistema, pero influye sobre la potencia del fluido que es directamente proporcional a la gravedad específica

System loss exponent, C

System loss exponent, C: 1.90

El exponente de la pérdida por fricción del sistema es el exponente al cual se eleva el caudal cuando se estiman las pérdidas por fricción. La ecuación de Darcy-Weisbach aplicada a las tuberías y a las conexiones usa un exponente 2. Sin embargo, dado que el factor de fricción disminuye ligeramente mientras que el número de Reynolds aumenta, el efecto neto es un poco menor al que le corresponde al exponente 2

Por lo general, la diferencia no es significativa. Sin embargo, conviene experimentar con exponentes entre 1,8 y 2 para ver cómo cambia la curva de cabeza del sistema

Condiciones del «Point 1»

	Flow rate	Head	Fluid power
Point 1	2000	276.8	139.8

Inicialmente, el valor del caudal y de la cabeza del punto 1 son los del panel principal del PSAT. Según qué fuente se tome para la curva del sistema, los valores iniciales son:

Condiciones A + lo que especifique el usuario: Caudal de las condiciones A, cabeza de las condiciones A

Condiciones B + lo que especifique el usuario: Caudal de las condiciones B, cabeza de las condiciones B

Condiciones A + Condiciones B: Caudal de las condiciones A, cabeza de las condiciones A

La potencia del fluido del punto 1 es el producto del caudal, la cabeza y la gravedad específica en hp o kW (de acuerdo con el sistema de unidades que se eligió en el panel principal del PSAT).

Condiciones del «Point 2»

	Flow rate	Head	Fluid power, hp
Point 2	0	100.0	0.0

Si en el panel principal del PSAT se eligió «Condition A+B», el caudal será el de las condiciones B. En los otros casos, el usuario puede ingresar otros valores de caudal y de cabeza para graficar la curva del sistema. En muchos casos, se usa la cabeza estática del sistema y un caudal = 0.

Punto de servicio alternativo

	Flow rate	Head	Fluid power, hp
Alternate	900	138.9	31.6

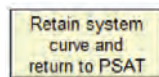
Para ver la cabeza para cualquier caudal en la curva del sistema, se ingresa en el recuadro «Alternate» el valor del caudal correspondiente. La cabeza para ese punto se calcula a partir de la curva del sistema y se la grafica y marca sobre la curva (círculo naranja). Además, aparece el valor de la potencia del fluido (columna «Fluid power»).

Calculated static head y Calculated K'

Calculated static head	100.0
Calculated K' (loss coefficient)	9.47553E-5

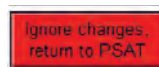
La cabeza estática del sistema y el coeficiente de pérdida K' se determinan a partir de la combinación de los valores del caudal y la cabeza de los puntos 1 y 2, del exponente de pérdida C y de las características generales de la curva  $H(Q) = H_s + K'Q^C$

Botón «Retain system curve and return to PSAT»



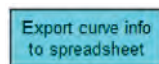
Cuando se hace clic sobre este botón, se regresa al panel principal del PSAT. El PSAT guarda los datos de la curva. Si a continuación se registran los datos del panel principal, la información de la curva queda guardada en el registro.

Botón «Ignore changes, return to PSAT»



Cuando se hace clic sobre este botón, se regresa al panel principal del PSAT sin modificar la información relativa a la curva del sistema.

Botón «Export curve info to spreadsheet»



Este botón se usa para exportar los parámetros necesarios para construir la curva (cabeza estática, coeficiente de pérdida K' y exponente de pérdidas del sistema C) en un archivo de texto delimitado por tabulaciones con el que el usuario puede graficar la curva del sistema en una hoja de cálculo o en otro programa de procesamiento numérico.

System curve source

System curve source  
Condition A + user specified

Informa de la selección que el usuario realizó en el menú desplegable «System curve tool: select below» en el panel principal del PSAT.

Advertencia de unidades de flujo inconsistentes

Mismatched units from main PSAT panel

**WARNING!** This panel will close in 5 seconds.

You elected to send the head and flow rate values from Condition and Condition B to this system curve panel, but the system of units for the two conditions were different. The systems of units for both conditions must be the same in order for the system curve to be meaningful.

Esta advertencia aparece cuando el usuario selecciona la opción «Condition A+B», pero las unidades de ambas condiciones son diferentes. Para que el programa pueda graficar la curva del sistema, las unidades de caudal y de la cabeza del par especificado deben ser consistentes. Como se indica en la advertencia, el panel de la curva del sistema se cierra luego de cinco segundos y lleva al usuario al panel principal del PSAT.

