

LA OPERACION DE BOMBAS A VELOCIDAD VARIABLE:
UNA ALTERNATIVA PARA AHORRAR ENERGIA Y REDU-
CIR COSTOS DE OPERACION.

ING. OSCAR OMAR EMILIO ARRIEN SANDOVAL

TRABAJO

Presentado a la División de Estudios de
Posgrado de la
FACULTAD DE INGENIERIA
de la

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

como requisito para obtener
el diploma de
especialista en Ingeniería
(PROYECTO DE INSTALACIONES MECANICAS)

CIUDAD UNIVERSITARIA 1985.



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

APROBADO POR EL JURADO:

Presidente: ING. SALVADOR PEREZ PINEDA.

Vocal: ING. LUIS NORIEGA GIRAL.

Secretario: DR. CARLOS LOPEZ CAJUN.

Suplente: DR. FLORENCIO SANCHEZ SILVA.

Suplente: DR. VICTOR HUGO MUCIÑO QUINTERO.

CONTENIDO

1. INTRODUCCION.
2. BOMBAS CENTRIFUGAS : ASPECTOS NECESARIOS PARA COMPREN
DER SU FUNCIONAMIENTO Y OPERACION.
 - 2.1 Generalidades.
 - 2.2 Leyes de semejanza o afinidad.
 - 2.2.1 Cambios en la Velocidad.
 - 2.2.2. Cambios en el Diámetro.
 - 2.3 Curvas Características de las Bombas.
 - 2.4 Curvas y Cartas de Clasificación de las bombas.
 - 2.5 Curvas características del sistema.
 - 2.6 Sistemas de bombeo en serie y paralelo.
 - 2.6.1 Sistemas de bombeo en serie.
 - 2.6.2 Sistemas de bombeo en paralelo.
3. VARIACIONES EN LAS CONDICIONES DE OPERACION DE LAS
BOMBAS CENTRIFUGAS.
 - 3.1 Modificación de la curva de carga del sistema.
 - 3.2 Regulación por derivaciones.
 - 3.3 Regulación por admisión de aire.
 - 3.4 Operación en paralelo.
 - 3.5 Regulación por cambios en la velocidad de funcio
namiento.
4. VARIADORES DE VELOCIDAD.
 - 4.1 Variadores mecánicos; Bandas y Poleas.
 - 4.2 Variadores mecánicos: Engranajes.
 - 4.3 Impulsores cables.
 - 4.4 Acoplamiento Hidráulicos.

- 4.5 Turbinas de Vapor.
- 4.6 Variadores de velocidad eléctricos.
 - 4.6.1 Motores de Corriente Directa.
 - 4.6.2 Acoplamiento por corrientes parásitas.
 - 4.6.3 El motor de rotor devanado.
 - 4.6.4 Impulsores eléctricos de frecuencia variable.
 - 4.6.5 Comparación técnica entre los diversos impulsores de velocidad variable del tipo eléctrico.

5. ANALISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS A VELOCIDAD VARIABLE : REPERCUSIONES EN EL GASTO, CARGA, POTENCIA Y EFICIENCIA.

6. APLICACIONES AL CASO DE LAS BOMBAS DE ALIMENTACION DE GENERADORES DE VAPOR EN PLANTAS TERMoeLECTRICAS.

- 6.1 La bomba de alimentación : características y ubicación en el ciclo de producción.
- 6.2 Número de unidades.
- 6.3 Flujo mínimo requerido.
- 6.4 La curva característica del sistema.
- 6.5 Características de la curva carga-capacidad de una bomba de alimentación de agua a las calderas.
- 6.6 Consumo de energía en relación a la presión del generador de vapor.
- 6.7 Unidades motrices para las bombas de alimentación.
- 6.8 Análisis económico comparativo entre la operación de bombas centrífugas a velocidad constante y a velocidad variable : el caso de la alimentación a calderas en centrales termoeléctricas.
 - 6.8.1 Metodología de análisis.
 - 6.8.2 Alimentación a una central termoeléctrica de 300 MW.

6.8.3 Alimentación a una central termoeléctrica de
37.5 MW.

-CONCLUSIONES.

-REFERENCIAS.

-BIBLIOGRAFIA.

C A P I T U L O 1

INTRODUCCION.

CAPITULO 1.

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

El constante incremento en los precios de los combustibles y energía eléctrica ha propiciado que tanto industriales como investigadores dediquen mayor atención a todos los sistemas y normas ingenieriles capaces de reducir el consumo de energía requerido en la operación de equipos y procesos industriales. En un principio, se lograban significativos ahorros tan sólo con la mejor utilización de los recursos disponibles, pero agotada ésta alternativa, se hace indispensable reorientar los esfuerzos hacia nuevas y mejores consideraciones.

En éste trabajo se analizará la posibilidad de reducir los costos de operación de los sistemas de bombeo a través de reducciones en el consumo energético requerido para impulsar las bombas; es necesario destacar que la energía de impulsión es el mayor componente del costo de operación total del transporte de fluidos.

Si se considera que la totalidad de los procesos industriales dependen, en mayor o menor grado, del abastecimiento confiable y económico de algún fluido, el potencial de aplicación de cualquier medida tendiente a hacer un uso más eficiente de los recursos energéticos comprende un amplio rango de operaciones.

La reducción de los costos de energía en los sistemas de bombeo se puede lograr de diferentes maneras. La primera, y la más compleja, es la creación de nuevas tecnologías capaces de diseñar equipos más eficientes. Una segunda alternativa es una selección más aproximada a las condiciones de trabajo, evitando un sobredimensionamiento en los valores de carga y gasto, producto de excesivos factores de seguridad. La tercera alternativa es reducir las caídas de presión en líneas, válvulas y accesorios, y/o instalando dos o más bombas de velocidad constante, similares o diferentes en capacidad y carga, donde las más pequeñas se utilicen para demandas pico, arranques o periodos de emergencia. La cuarta forma de disminuir el consumo de energía en el bombeo de fluidos, y cuyo análisis se desarrollará en éste estudio, es proporcionar una unidad motriz de velocidad variable.

Los variadores de velocidad son comunes en algunas aplicaciones (Sistemas de abastecimiento de agua, tratamiento de aguas negras, alimentación a calderas, etc), pero en otras, aunque el principio parece ser el mismo, presentan poca utilidad. Definir si es económicamente justificable su uso y si su implementación no reducirá la confiabilidad del sistema de bombeo son algunos de los principales puntos que se establecerán en éste trabajo.

Los variadores de velocidad encuentran aplicación en aquellos sistemas de bombeo que, por las características del proceso en que intervienen, requieren condiciones variables de operación. Se pueden mencionar entre las razo

nes por las que se necesita éste tipo de comportamiento es tá la necesidad de obtener una presión constante a diferentes flujos, mantener un nivel o velocidad de flujo constante, establecer a través de variaciones en la capacidad con el control de algunas variables de proceso (Temperatura, dosificación, concentración), etc.

Existen diferentes maneras de efectuar la regulación, algunas más convenientes y económicas que otras, dependiendo de las condiciones de operación. Los métodos más usuales para controlar el flujo son las derivaciones y el estrangulamiento en la línea de descarga de la bomba. La familiaridad y sencillez de estos sistemas de control han hecho que los ingenieros de planta estén poco dispuestos a afrontar los problemas propios de la instalación de los variadores de velocidad como instrumento de regulación del gasto. Se debe considerar en el análisis si los incrementos en las inversiones y costos de mantenimiento resultantes del uso de unidades de variación de velocidad pueden ser compensados con el ahorro de energía, para lo que se hace un estudio detallado de los efectos que tiene un cambio en la velocidad de operación de las bombas sobre sus variables de funcionamiento.

En el segundo capítulo se estudia, sin intentar ser un tratado de turbomáquinas, los aspectos necesarios para la comprensión del funcionamiento y comportamiento de las bombas. En el capítulo tercero se analiza y describen los diferentes métodos existentes para regular el gasto bombeado. El capítulo cuatro estudia los diferentes dispositi-

vos y unidades motrices que permiten la operación de bombas a diferentes velocidades. El capítulo cinco analiza las repercusiones en el gasto, carga, potencia y eficiencia derivadas de una operación a velocidad variable. El siguiente capítulo, el número seis, aplica todos los elementos estudiados al caso de las bombas de agua de alimentación a las calderas en Plantas Termoeléctricas. Por último, se desarrolla un resumen con las conclusiones y comentarios en los que se sintetizan las principales ideas y contribuciones de éste trabajo.

6.

C A P I T U L O 2

BOMBAS CENTRIFUGAS : ASPECTOS NECES
SARIOS PARA COMPRENDER SU FUNCIONAA
MIENTO Y OPERACION.

CAPITULO 2.

BOMBAS CENTRIFUGAS : ASPECTOS NECESARIOS PARA COMPRENDER SU FUNCIONAMIENTO Y OPERACION.

2.1 Generalidades.

A lo largo de este capítulo se desarrollarán los principales aspectos de la teoría y práctica de las bombas centrífugas, necesarios para comprender el comportamiento de este equipo a diferentes velocidades de operación.

El bombeo se define como la adición de energía a un fluido para posibilitar su traslado de un lugar a otro. Un equipo de bombeo recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc., y la convierte en energía de presión, de posición o de velocidad.

Las bombas centrífugas ofrecen en la actualidad diversas ventajas sobre las bombas de desplazamiento positivo, y su aplicación abarca un amplio rango de gastos y cargas. Las altas presiones de descarga se satisfacían en el pasado con bombas reciprocantes y rotativas únicamente; en el presente, el uso de las bombas centrífugas de varios pasos, accionadas a altas velocidades, cubren satisfactoriamente este tipo de servicios, aunque las de desplazamiento positivo son insustituibles en algunos campos y aplicaciones especiales. En la actualidad, más del 75% del total de las bombas usadas en la industria son

centrífugas², aspecto que se consideró de especial importancia al elegir la temática de este trabajo.

Las bombas centrífugas imparten velocidad al líquido. Esta energía de velocidad es transferida en energía de presión por medio de una voluta o por medio de un conjunto de difusores estacionarios. En términos simplificados, cualquier bomba centrífuga consta de dos partes principales: una parte estacionaria compuesta por la carcaza, estoperos y chumaceras, y otra parte giratoria que consta del elemento impulsor y una flecha motriz.

Las características más importantes en el análisis del funcionamiento de las bombas centrífugas son la capacidad (Q), la carga (H), la eficiencia (η) y la potencia consumida (P); sobre estas influyen la velocidad de rotación (N) y el diámetro del impulsor (D), suponiendo que todas las demás dimensiones de la bomba permanecen constantes. En el glosario, al final del trabajo, se especifican los diferentes términos.

2.2 Leyes de semejanza o afinidad.

Las leyes de afinidad o semejanza expresan las relaciones matemáticas entre las diferentes variables que describen el comportamiento de las bombas centrífugas. Son aplicables a todo tipo de bombas centrífugas de impulsos geoméricamente semejantes y operados en similares condiciones. Estas relaciones permiten conocer las características de operación de una bomba para una velo-

cidad diferente para la cual son conocidos sus parámetros. También es posible estimar el comportamiento de las bombas si se modifica mecánicamente el diámetro del impulsor.

2.2.1. Cambios en la velocidad.

Si se mantiene el diámetro constante y se varía la velocidad de operación de las bombas, la capacidad cambia en la misma proporción que la velocidad; la carga varía con el cuadrado de la velocidad y la potencia como el cubo de la velocidad. Estas relaciones se expresan matemáticamente de la siguiente manera:

$$Q_1/Q_2 = N_1/N_2 \dots\dots(1)$$

$$H_1/H_2 = (N_1/N_2)^2 \dots\dots(2)$$

$$P_1/P_2 = (N_1/N_2)^3 \dots\dots(3)$$

donde: -N₁ y N₂ son las velocidades de rotación de referencia y nueva, respectivamente.

-Q₁ y Q₂ son las capacidades a las velocidades N₁ y N₂, respectivamente.

-H₁ y H₂ son las cargas a la velocidad y capacidad de referencia y nuevas, respectivamente.

-P₁ y P₂ son la potencia al freno a las velocidades, capacidades y cargas de referencia y nueva, respectivamente.

2.2.2 Cambios en el diámetro.

Las carcazas de las bombas están diseñadas para alojar diferentes impulsores, tanto en forma como en tamaño, con el fin de reducir el costo de sus manufacturas. Cambiando el diámetro del impulsor es posible obtener una amplia serie de requisitos de operación. Si se mantiene la velocidad constante, con la rebaja del diámetro del impulsor se obtendrán las siguientes relaciones:

$$Q_1/Q_2 = D_1/D_2 \quad \dots\dots (4)$$

$$H_1/H_2 = (D_1/D_2)^2 \quad \dots\dots (5)$$

$$P_1/P_2 = (D_1/D_2)^3 \quad \dots\dots (6)$$

donde: D_1 y D_2 son el diámetro original y rebajado, respectivamente; Q_1 , H_1 y P_1 son la capacidad, la carga y la potencia con el impulsor original D_1 , mientras que Q_2 , H_2 y P_2 son la capacidad, la carga y la potencia, respectivamente, con el diámetro rebajado D_2 .

Las anteriores relaciones son válidas solo cuando las reducciones en el diámetro no exceden el 20% del diámetro original del impulsor. Con reducciones mayores la eficiencia podría bajar considerablemente, salvo algunas excepciones.

En la práctica, las relaciones 1 a 6 se utilizan para determinar el cambio en el diámetro o en la veloci

dad necesarios para alcanzar o producir una curva de carga-capacidad que pase por el punto especificado o requerido de operación.

2.3 Curvas características de las bombas.

El comportamiento de una bomba centrífuga puede ser mostrado gráficamente en una curva característica de funcionamiento. Esta curva muestra la carga dinámica total, la potencia al freno, la eficiencia y la carga neta de succión positiva, todas graficadas sobre el rango de capacidad de la bomba. En esta gráfica se muestra el funcionamiento de la bomba con un solo diámetro del impulsor, a diferencia de las curvas y cartas de clasificación que se tratarán en un apartado posterior.

Las bombas centrífugas a velocidad constante pueden trabajar desde una capacidad igual a cero hasta un máximo determinado por las condiciones de diseño. Es posible clasificar las bombas dependiendo de la forma de sus curvas gasto-carga. Las siguientes figuras muestran la forma general de las curvas características para varios tipos de bombas (se enseñan la carga, potencia al freno, eficiencia y capacidad como un porcentaje de sus valores en el punto de diseño o de mayor eficiencia).

La figura 1 muestra que la curva carga-capacidad para una bomba de flujo radial es relativamente plana y que la carga decrece gradualmente con el incremento del flujo. Nótese que la potencia al freno se incrementa gradualmente al incrementarse el flujo, llegando a su máximo en el punto de mayor capacidad.

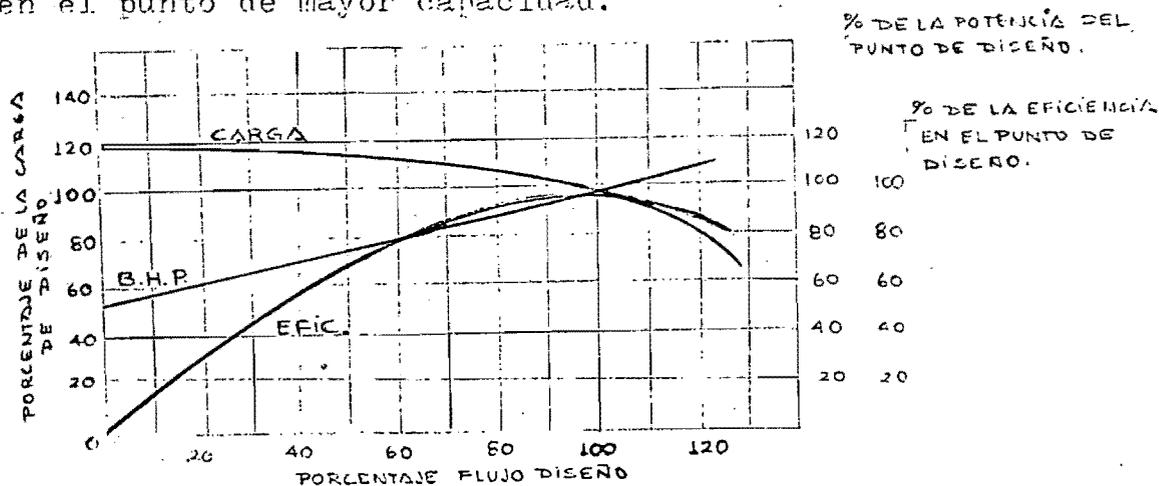


FIGURA 1

Bomba de Flujo Radial.

La figura 2 enseña las curvas características típicas para una bomba de flujo mixto. La curva de carga-capacidad para este tipo de bombas es algo más inclinada en comparación a las de las bombas de flujo radial. La carga a flujo cero fluctúa generalmente entre el 150% y 200% de la carga de diseño. La potencia al freno varía muy poco sobre una gran proporción del rango del gasto.

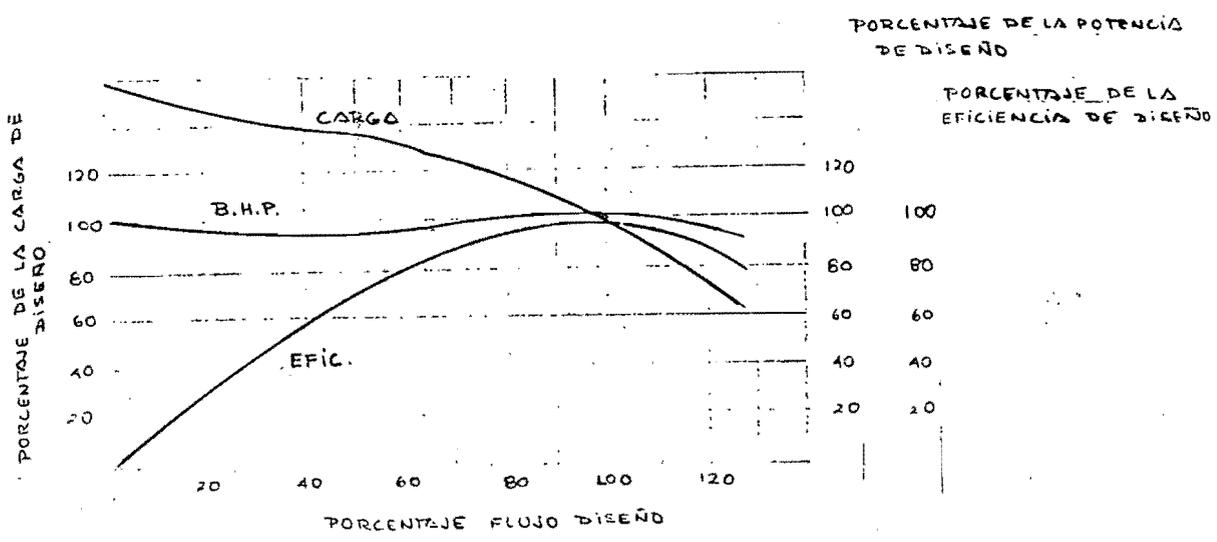


FIGURA 2
Bombas de Flujo Mixto.

Las curvas características típicas para una bomba de flujo axial, la carga y la potencia al freno se incrementan drásticamente cerca del punto de estrangulación total o flujo, cero (Fig. 3).

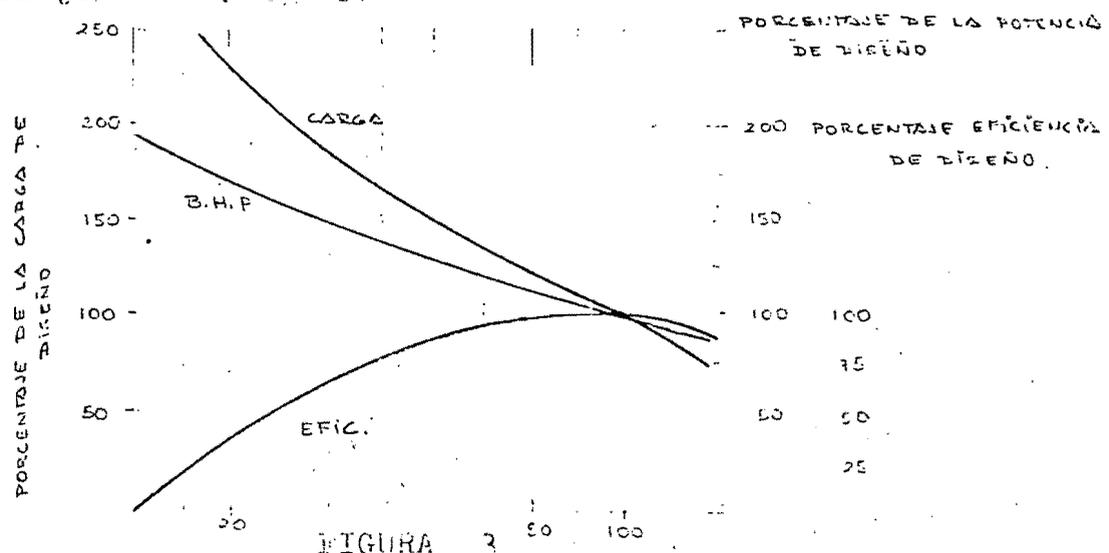


FIGURA 3
Bombas de Flujo Axial.

Es preciso hacer notar que la anterior clasificación no es definitiva ni absoluta, ya que existen bombas que

por su tipo de curva a diferentes condiciones de funcionamiento, pueden caer en los tres grupos de clasificación; un caso típico son las bombas con impulsores tipo Francis.

2.4. Curvas y cartas de Clasificación de las bombas.

Estas curvas muestran, en forma gráfica, la amplia combinación de puntos carga-gasto para diferentes diámetros de impulsor. También se incluye el comportamiento de la bomba en términos de eficiencia, potencia al freno y carga neta de succión positiva (NPSH o CNPS), todo en relación con el diámetro del impulsor para el punto de operación seleccionado. En los catálogos de los fabricantes de equipo de bombeo se incluye normalmente, la operación a tres o cuatro velocidades de rotación. En realidad, estas cartas son una familia de curvas que pueden considerarse como una envolvente que contiene todos los puntos de la carga y capacidad en los que se puede aplicar una bomba. La siguiente figura (número 4) muestra, a manera de ejemplo, la carta de selección de tamaño y familia de curvas para uno de los tamaños de una bomba marca Goulds, multietapas, diseñada para alimentación a calderas, industria del papel, refinerías, y para cualquier servicio industrial que requiera altas presiones de servicio.

El siguiente ejercicio muestra el uso adecuado de las curvas y cartas presentadas en la figura 4; se analiza el servicio de alimentación de agua a calderas:

- Servicio : Bomba de agua de alimentación
- Potencia de la planta: 35.7 MW.
- Número de calentadores alta presión: 2
- Número de calentadores baja presión: 2
- Número de bombas : 2 de 50% de capacidad cada una.
- Tipo de bombas: Multietapas, horizontal.

Líquido.

- Clase: agua de alimentación a calderas.
- Temperatura: 125 °C.
- Gravedad específica : 0.925
- P.H. : 8.5 a 9.5

Cálculo de la capacidad de cada bomba.

- Flujo de entrada al economizador180 Ton/hr.
- Gasto requerido atomización de combus... 0.4 " tible.
- Flujo requerido en sistemas auxiliares.. 5.6 "
- Flujo total186.0 "
- Capacidad requerida por cada bomba..... 93.0 "
- Factor de seguridad..... 5.0%
- Capacidad total de cada bomba = 97.7 Ton/hr =
430 GPM

Cálculo de la presión de Succión.

- Presión de operación en deareador... 5.7 Kg/cm²
- Altura de elevación desde la bomba al deareador 11.3 metros.
- Presión estática equivalente 1.05 Kg/cm²
- Caída de presión en tuberías y válvulas 0.05 "
- Caída de presión en medidor de flujo. 0.10 "
- Presión total en la succión = 6.6 Kg/cm²

Cálculo de la presión de descarga.

- Caída de presión en calentadores de alta presión 1.2 Kg/cm²
- Caída de presión en el economizador 1.3 "
- Caída de presión en tuberías, válvulas (desde la salida de la bomba hasta la entrada al economizador) 1.2 "
- Caída de presión en válvula de derivación 0.7 "
- Altura de elevación de la bomba al economizador 9.5 metros.
- Equivalente en unidades presión 0.9 Kg./cm²
- Presión de entrada al economizador 101.0 "
- Presión total en la descarga 106.3 "

Carga total requerida.

- Presión suministrada por la bomba = P. Descarga - P. Succión...	106.3 - 6.6 =	
	99.7 Kg/cm ²	
- Factor de seguridad	5%	
- Presión total requerida o carga total	104.7 Kg/cm ²	
	6.3714 pies.	
- N.P.S.H. disponible	0.62 Kg/cm ²	6
	22 pies.	

En la figura 4-A se muestran los diferentes tamaños disponibles de la bomba horizontal multipasos marca Goulds, modelo 3300 ; esta bomba es apropiada para alimentación de calderas, tiene doble succión en el primer paso de impulsión y está provista de una carcasa con doble hilera de pernos, para contener las altas presiones. De esta figura se obtiene que para $Q= 430$ GPM y $H= 3720$ pies, el tamaño de bomba apropiado es la denominada 3x6-9L, que puede construirse de 4 a 14 etapas (en la figura se señala la condición de operación).

Ya conociendo la bomba adecuada para las condiciones de servicio requeridas, se entra a la curva característica de la bomba 3x6-9L (figura 4-B), que opera a 3550 RPM. Esta gráfica muestra la carga que se obtiene por etapa, por lo que es necesario dividir la carga dinámica total entre el número de etapas que proporcione la operación a la más alta eficiencia, que en este caso corres-

ponde a 12 etapas, donde cada una proporciona 310 pies de carga. En la figura 4-B se marca este punto de operación, de donde se obtiene que el diámetro de los impulsores es de $9 \frac{5}{64}$ " , la eficiencia del 70.5%, la potencia al freno de 530 Hp y la carga neta de succión positiva requerida de aproximadamente 8 pies de carga.

Conclusión: La bomba que cumple los requerimientos de operación es la modelo 3300; tamaño 3x6-9L, con 12 etapas o pasos de impulsión y un diámetro de rodete de $9 \frac{5}{64}$ " ; el proceso de selección de esta bomba sirvió para entender como deben usarse las cartas y curvas de clasificación de las bombas, además serán usados los mis mos datos más adelante.

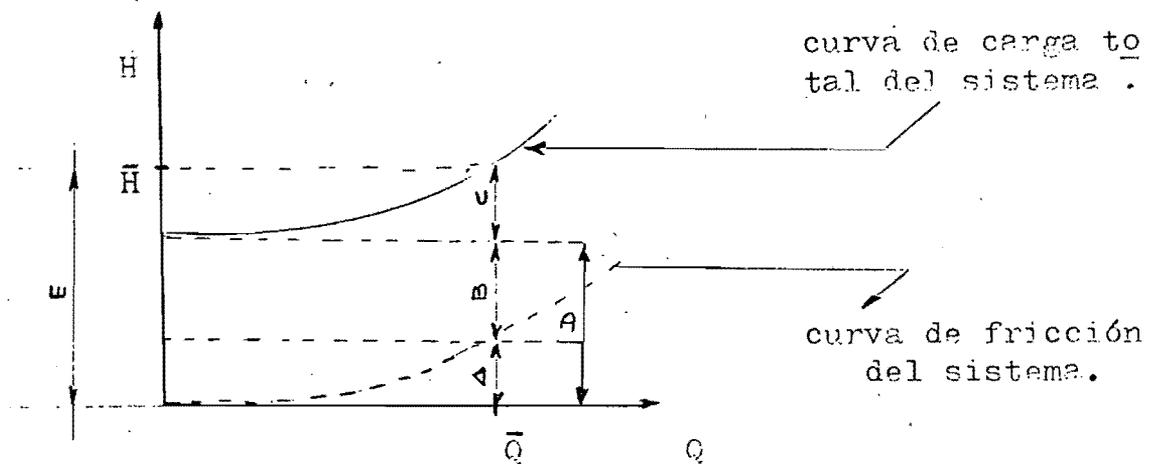
2.5 Curvas características del sistema.

Las curvas características del sistema son la representación gráfica de la resistencia total del sistema, resultado de la suma de las pérdidas de carga por fricción, más las cargas por diferencia de elevación y más las cargas por diferencias de presión. En el análisis de cualquier sistema de bombeo es necesario determinar con precisión la resistencia del sistema al flujo del líquido a través de todos los componentes del arreglo (tuberías, válvulas, accesorios, boquillas, equipos de proceso, de instrumentación, etc.). Esta resistencia varía aproximadamente como el cuadrado de la capacidad de flujo que pasa por el sistema. Además de la carga por fricción, puede ser necesario elevar el líquido del nivel de succión hasta un nivel superior en la descarga y/o incrementar la presión de descarga por requerimientos del proceso al cual sirve la bomba; estas circunstancias demandan una mayor carga de la bomba, para la cual debe estar correctamente calculada.

La energía necesaria para cubrir la carga por fricción varía con la capacidad, mientras que las cargas de presión y elevación son constantes, es decir, no son función del gasto suministrado. A estas cargas se las denomina cargas fijas o estáticas.

La representación gráfica de la curva del sistema se construye mostrando en un plano gasto-carga la relación entre la capacidad y la carga por fricción, sumada a la carga estática total; para un flujo dado, la carga

del sistema es la suma de la carga estática (constante para todos los flujos) más la carga de fricción correspondiente a la capacidad de operación (Fig. 5).



- \bar{H} y \bar{Q} : carga y capacidad de operación.
 A : carga de elevación.
 B : diferencia de presión entre la succión y descarga (carga de presión).
 C : carga por fricción (varía con el gasto).
 D : carga estática total.
 E : carga dinámica total.

FIGURA 5

Representación gráfica de la curva característica del sistema.

Para sistemas que requieren cambios en la presión de descarga y/o cargas estáticas de elevación variables, es necesario construir las curvas de carga máximas y mínimas del sistema, como se ejemplifica en la figura 6.

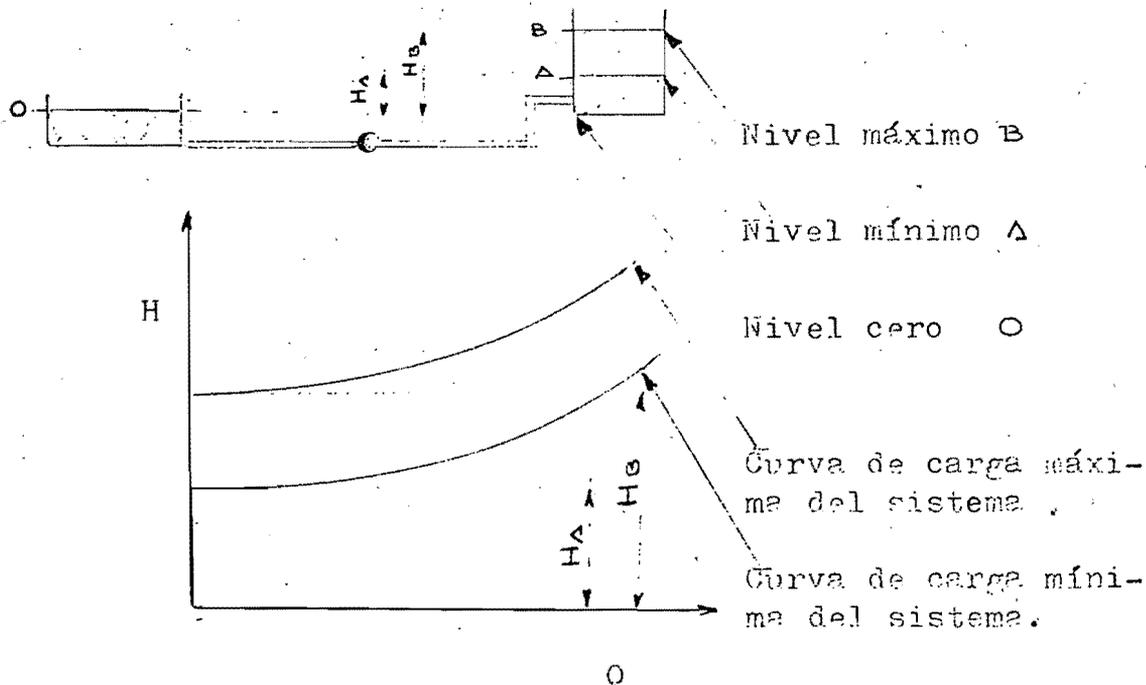


FIGURA 6

Curva máxima y mínima característica del sistema con carga de elevación variable.

Es común que con el transcurso del tiempo las tuberías y accesorios se deterioren por acción de la corrosión e incrustaciones, obstaculizando el libre flujo del fluido; consecuencia de esto la curva de carga de fricción adquirirá mayor curvatura (Fig. 7). La curva del sistema puede ser también variada voluntariamente, cambiando la

condiciones del sistema de las siguientes maneras:

- a) Variando la posición de una válvula en la línea de descarga.
- b) Cambiando los niveles en la succión o en la descarga.
- c) Alterando las condiciones del proceso.
- d) Cambiando los diámetros, longitud o calidad de las tuberías.
- e) Variando la necesidad de presión en la descarga o en la succión.

Estos cambios, voluntarios o fuera de control, varían la curva del sistema y por consecuencia, varían el flujo de una bomba centrífuga que es función de la carga del sistema.

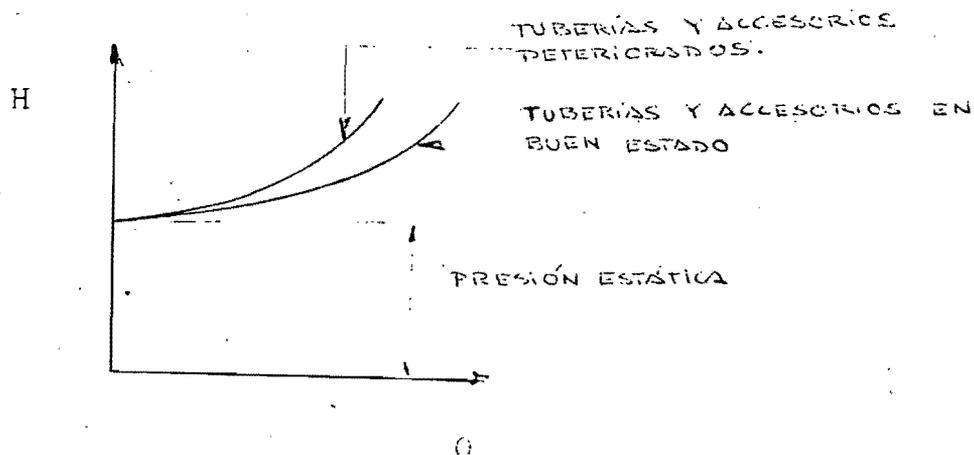


FIGURA 7

Variación de la curva de carga del sistema por deterioro de los accesorios y tuberías.

Si se grafican en un mismo plano de carga-gasto la curva característica de operación de las bombas centrífugas y la curva característica del sistema, se determina el punto de funcionamiento. Las dos curvas se intersectan en un valor del flujo donde las cargas proporcionadas por la bomba y requerida por el sistema son iguales. Cuando se selecciona una bomba se debe especificar que la curva de operación de esta intersekte la curva característica del sistema en el gasto deseado, procurando que este punto sea el de mayor eficiencia. En la figura 8 se enseña el resultado de la superposición de ambas curvas.

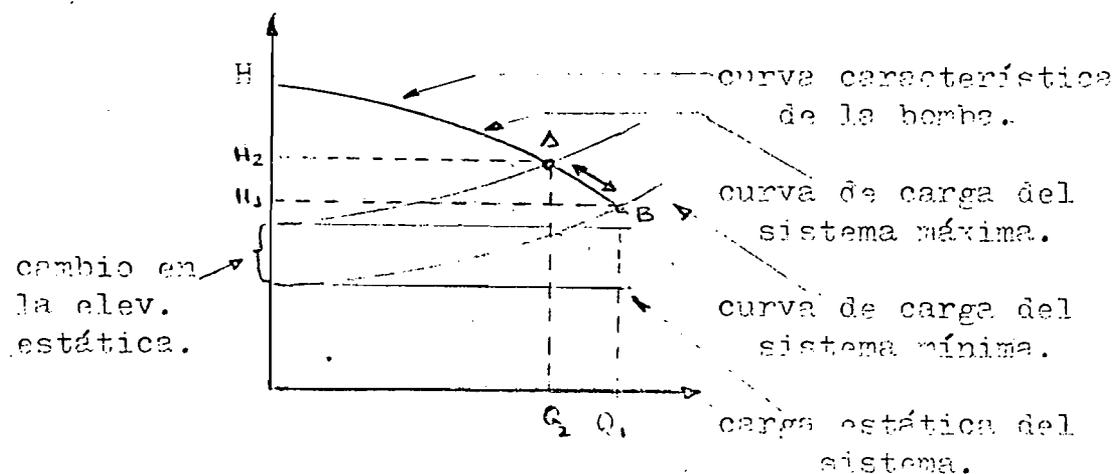


FIGURA 8

Superposición de las curvas características de la bomba y sistema.

Como el gasto que produce una bomba centrífuga varía con la carga del sistema, cualquier modificación a la curva de carga del sistema producirá movimientos del punto de operación a lo largo de la curva de funcionamiento de la bomba. La figura anterior (la número 8) muestra lo que sucede cuando se utiliza una bomba centrífuga en un sistema en el que hay una variación estática $H_1 - H_2$, que origina una variación en la capacidad $Q_1 - Q_2$ (el gasto disminuye al aumentar la carga), y viceversa.

La figura 8 podría representar una instalación donde la bomba llena un tanque con un nivel máximo y mínimo permitido. Cuando el nivel del líquido baja, la carga del sistema disminuye (la curva se desplaza hacia abajo) y la capacidad de la bomba se incrementa (punto B): pero a medida que se va restituyendo el nivel, la carga aumenta y el flujo disminuye, llegando nuevamente al punto de operación A, donde se intersecta la curva de carga máxima del sistema y la curva de operación de la bomba.

2.6 Sistemas de bombeo en serie y paralelo.

En la selección de equipos de bombeo, es posible no encontrar una sola unidad que satisfaga los requerimientos del servicio, por lo que se debe recurrir a la selección de varios equipos que trabajen simultáneamente para satisfacer las condiciones de operación requeridas.

2.6.1 Sistemas de bombeo en serie.

Cuando se requiere operar con cargas altas, las cuales no es posible suministrarlas económica ni técnicamente con una sola bomba o cuando hay necesidad de hacer un rebombeo, se acude a la selección de bombas en serie. En este tipo de sistemas la carga total será la suma de las cargas parciales, y el gasto total será el suministrado por la primera bomba, de forma tal que:

$$\text{carga total} = H_T = H_1 + H_2 + \dots + H_n$$

$$\text{gasto total} = Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n$$

Es recomendable seleccionar bombas con el mismo comportamiento del impulsor. Las cargas de las bombas se suman para obtener la curva combinada de carga capacidad, como se muestra en la figura 9.

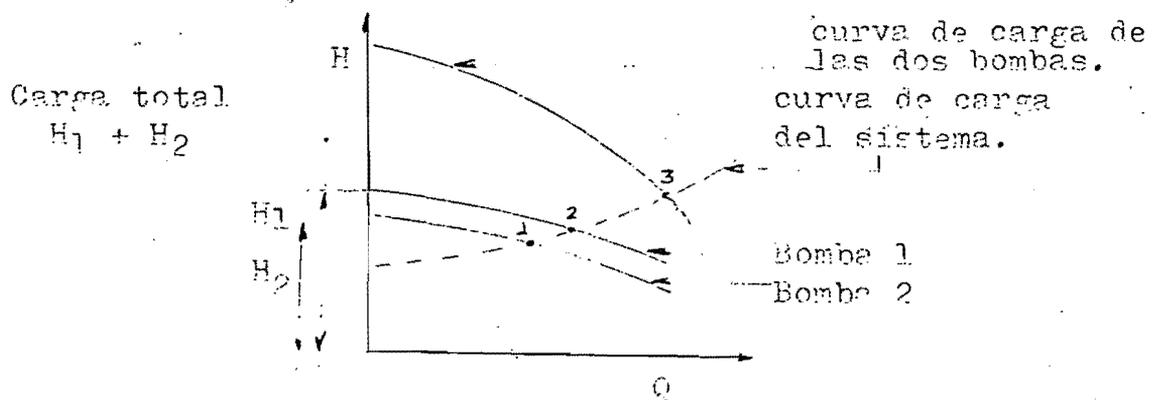


FIGURA 9

Sistemas de bombeo en serie.

Se pueden obtener otros puntos de operación diferentes a los 1, 2 y 3 (operación de la bomba número 1 solamente, de la número dos sola y operación de las dos simultáneamente, respectivamente), cambiando la velocidad de las bombas o por estrangulamiento.

2.6.2 Sistemas de bombeo en paralelo.

La selección de bombas que operan en paralelo se requiere para servicios con gastos altos o variables. Esta operación consiste en que dos o más bombas descarguen su gasto al mismo servicio, pudiendo tener la misma línea de succión o ser independiente. Todas las bombas deben operar con la misma presión de descarga, y el gasto total será la suma de los gastos individuales proporcionados por cada equipo.

$$\text{Carga total} = H_T = H_1 = H_2 = \dots = H_n$$

$$\text{Gasto total} = Q_T = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n$$

La condición recomendable es aquella en que las bombas seleccionadas sean similares y con el mismo recorte del impulsor. Las pérdidas por rozamiento, para determinar la carga total del sistema, corresponde a la suma de las pérdidas en la succión, en la descarga (hasta el punto de conexión al cabezal de unión de las demás descargas) y en el punto de conexión y hasta la descarga del gasto total. La figura 10 ejemplifica un sistema en paralelo con dos equipos iguales de bombeo.

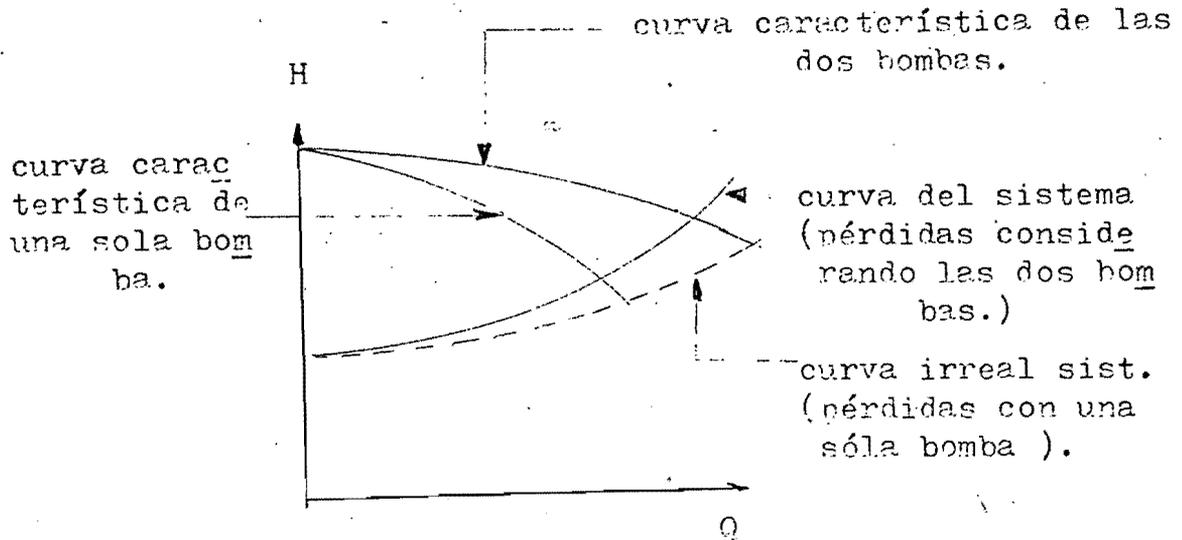


FIGURA 10

Sistemas de bombeo en paralelo

El procedimiento para obtener la anterior gráfica es graficar sobre la curva de carga del sistema la curva de operación de la bomba sencilla y en paralelo. La curva característica de las bombas para operación en paralelo se obtiene sumando la capacidad de cada bomba para diferentes cargas, y graficando la suma para cada carga de referencia. La curva de la Carga Neta Positiva de Succión se realiza de la misma manera.

En caso de seleccionar bombas diferentes, es frecuente que se presenten problemas de golpe de ariete en las de menor carga, cuando las de carga superior operen a carga mayor que las bombas pequeñas a válvula cerrada.

Uno de los métodos más sencillos para ahorrar energía es la instalación de bombas en paralelo, es decir,

instalar dos o más bombas de velocidad constante.

Las instalaciones multibombas incrementan la confiabilidad del sistema, ya que aun dejando de operar una unidad, se tiene suministro de fluido (es evidente que no el 100%, pero sí a carga parcial) : este es un aspecto que se considera importante en la selección de este sistema de operación. Cuando sale del servicio un equipo, las demás bombas deben proporcionar el requerimiento del sistema, cambiando las condiciones de operación, y como resultado, trabajando alejadas del punto de diseño de mayor eficiencia.

C A P I T U L O 3

VARIACIONES EN LAS CONDICIONES DE
OPERACION DE LAS BOMBAS CENTRIFU-
GAS.

CAPITULO 3

VARIACIONES EN LAS CONDICIONES DE OPERACION
DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

Algunas aplicaciones de las bombas centrífugas requieren que estas operen en un amplio rango de capacidades, aunque su diseño debe ser el más cercano a los requerimientos normales de funcionamiento, próximo al punto de mayor eficiencia.

Las variaciones en las condiciones de operación pueden ser necesarias por diferentes causas: la necesidad de mantener un nivel constante en la succión o descarga, requerimientos de flujo constante, la necesidad de lograr una presión constante para diferentes flujos, mantener algunas variables de proceso en un valor determinado con ayuda de circulación de fluido, etc.

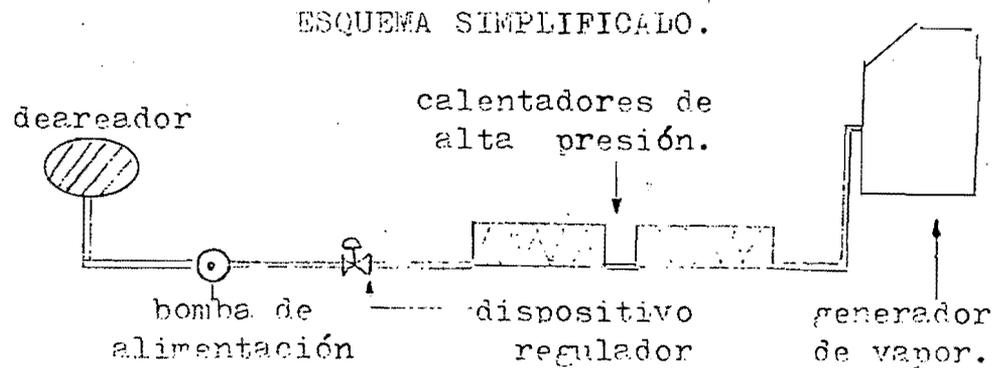
En general, las modificaciones en las condiciones de operación pueden obtenerse de dos maneras: cambiando la curva característica de la bomba al variar su velocidad y cambiando la curva de carga del sistema colocando una válvula en la descarga. Es posible además combinar ambas maneras de regulación para determinadas condiciones de funcionamiento. La regulación puede ser manual o automática, dependiendo de las características particulares del proceso en que se utilizan las bombas.

3.1 Modificación de la curva de carga del sistema.

El estrangulamiento en la descarga, por su sencillez y amplio uso, es el método más común para la regulación de la capacidad en bombas centrífugas. Tiene un costo bajo en relación a otros métodos de control, pero su operación puede resultar antieconómica.

El flujo se controla con el cierre parcial de una válvula en la línea de descarga; las pérdidas de carga por fricción se incrementan, y como consecuencia, la curva de carga del sistema intersectará la curva característica de operación de la bomba en una capacidad menor. Las pérdidas de carga por fricción se controlan con la posición de la válvula instalada en la descarga (completamente abierta, 3/4, mitad, etc.), y a su vez, la posición de esta se controla según el valor de la variable que se quiera regular, como es la capacidad, nivel, temperatura, etc. Con el estrangulamiento en la descarga se mueve el punto de operación a uno de menor eficiencia y se desperdicia potencia en la válvula, sin embargo, como se menciona antes, su uso es común y sencillo de implementar. En instalaciones relativamente importantes en tamaño, esta pérdida de energía puede significar muchos recursos económicos desperdiciados, e inclusive, con los altos costos actuales de la energía, puede hacerse indispensable el uso de otros métodos de regulación más costosos en términos de inversión, pero que signifiquen importantes ahorros en operación de instalaciones de menor tamaño.

A continuación se hace un análisis del comportamiento de un sistema de bombeo que ejemplificará este método de regulación. Se trata de un sistema de alimentación a calderas, que regula su gasto por medio de una válvula de estrangulamiento en la descarga. Los conceptos desarrollados en el segundo capítulo posibilitarán el entendimiento de este estudio.



Curva característica bomba

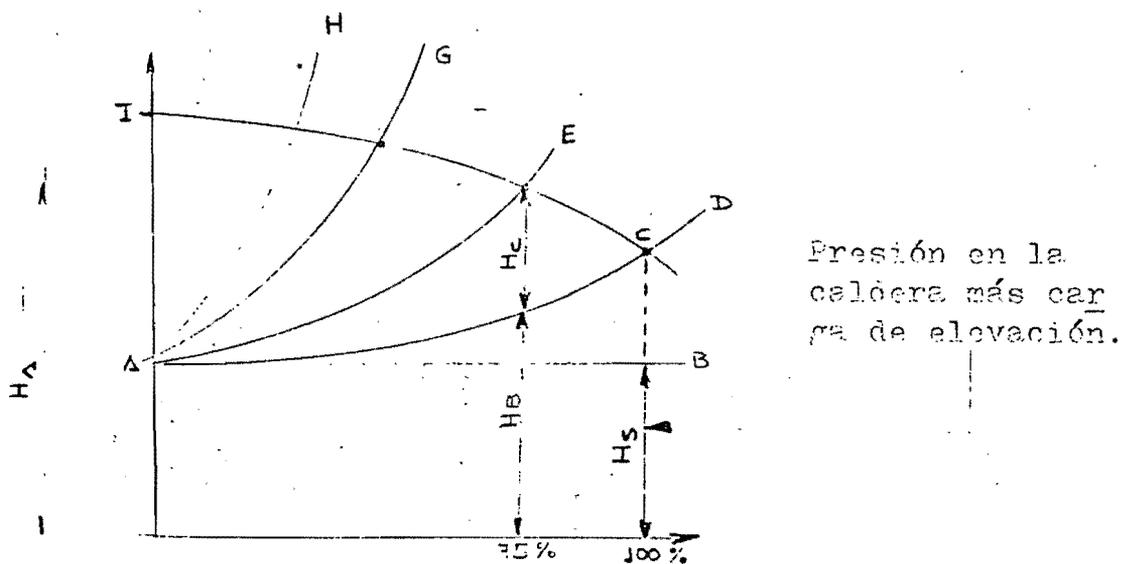


FIGURA 11

Regulación con estrangulamiento en descarga.

H_s es la carga de presión requerida en la caldera, más la carga de elevación (diferencia de nivel entre la bomba y el economizador de la caldera) ; Se supone que esta carga permanece constante, aunque en realidad hay ligeras fluctuaciones en la carga.

Con la válvula reguladora totalmente abierta, la curva de carga del sistema será la A-D; el punto C, que es la intersección entre la curva característica de la bomba y la curva de carga del sistema, da la capacidad y carga de la bomba, normalmente el punto de mayor eficiencia, y que suministra el 100% de la capacidad requerida.

Si los requerimientos del suministro del fluido cambian, por ejemplo al 75% del gasto de diseño, será necesario cerrar parcialmente la válvula reguladora ; como consecuencia, la carga por fricción se incrementará y la curva de carga del sistema aumentará su curvatura. La nueva línea característica del sistema será la A-E. Si se cierra aun más la válvula de control, se obtendrán otras curvas de carga del sistema, como A-G y A-H. Se tiene entonces que la curva de carga del sistema puede modificarse desde A-C hasta A-I, donde A-C corresponde a la válvula totalmente abierta y A-I a la carga desarrollada con la válvula totalmente cerrada.

Es necesario notar que cuando la caldera trabaja al 75% de la capacidad, la curva de carga del sistema intersectará la curva de la bomba en el punto F. La bomba proporcionará la carga H_A , sin embargo, la carga

real que requiere el sistema cuando necesita abastecer el 75% de la capacidad es solo H_B . Se tiene entonces que la válvula de control absorbe la carga H_C ; es decir, al 75% de la capacidad el sistema necesita una carga de H_B , pero la bomba proporciona la carga H_A , por lo que una proporción de esta (H_C) se desperdicia en el mecanismo de control. Una manera corriente de visualizar las pérdidas de carga en la válvula de control es observar la línea vertical entre la curva de la bomba y la curva de fricción del sistema, a la capacidad requerida de operación (línea E-D al 50% de la capacidad en la figura 11). Utilizando otros métodos de regulación, como la variación de velocidad, esta pérdida de carga puede hacerse parcial o totalmente eliminada. Conclusión: La regulación por estrangulamiento es simple, rápida y efectiva en todos los rangos de operación de las bombas, pero no es económica en la mayoría de los casos.

3.2 Regulación por derivaciones.

Este método de control de flujo consiste en derivar parte del flujo bombeado a la succión de la bomba o a otro punto del proceso donde se requiera del abastecimiento del fluido de trabajo. Normalmente, en las líneas de derivación, se instalan dosificadores de flujo y válvulas de control. En los sistemas de alimentación a calderas, se usa normalmente los dosificadores de flu

jo, con el fin de trabajar a bajas capacidades y evitar el sobrecalentamiento del fluido si se estrangulara mucho en la descarga ⁴ .

La línea de derivación en las bombas centrífugas no solo sirven para regular la capacidad, sino que pueden ser indispensables para mantener un flujo mínimo recomendado por el fabricante de los equipos, con el fin de evitarse daños serios a los sistemas. De aquí entonces que la regulación por derivaciones o recirculación se aplica cuando la bomba trabaja a bajas cargas.

3.3 Regulación por admisión de aire.

Este es quizás el método de control de flujo menos usado en la práctica, pero puede ser útil en algunos casos especiales. Consiste en permitir la admisión de aire en la succión de la bomba, obteniéndose control de la capacidad y ahorro en potencia con respecto al estrangulamiento en la descarga ⁵ . Son raros los casos en que se aplica este tipo de regulación y en general no es deseable tener aire en el líquido bombeado porque podría hacer perder el cebado y causar daños de erosión en las partes internas de las bombas.

3.4 Operación en paralelo.

Este tipo de sistema ya se analizó en el capítulo 2 , pero es necesario mencionarlo en esta sección por

que es uno de los métodos más comúnmente usados para cubrir los requisitos de condiciones variables de flujos. Consiste en arrancar solo aquellos equipos que se necesitan para satisfacer la demanda instantánea de flujo. Es conveniente recordar que la elección de este o de cualquier otro tipo de regulación dependerá no únicamente del factor técnico, sino también del aspecto económico.

3.5 Regulación por cambios en la velocidad de funcionamiento.

En la introducción de este capítulo se mencionó que existían dos tipos de regulación principalmente: aquellos donde se cambiaba la forma de la curva de carga del sistema y los que varían la curva característica de la bomba. Al cambiar la velocidad de funcionamiento se varía o modifica la curva característica de la bomba.

Con los altos costos de la energía, este método de control va adquiriendo mayor popularidad entre los ingenieros responsables de la operación de plantas industriales: su uso es todavía muy limitado, debido a la sencillez y bajos costos de instalación de los sistemas de control por estrangulamiento, que es el sistema alternativo más usado.

Las bombas operadas a velocidad variable son ya comunes en algunas aplicaciones específicas. Los amplios rangos de capacidad requeridos en algunos servicios es uno de los factores más determinantes para la selección

de este método de control ; el abastecimiento de agua, a limentación a calderas, en plantas de tratamientos de aguas negras, y agua de enfriamiento de plantas termoe-léctricas son algunos de sus usos más comunes.

Existen una gran variedad de modificadores de ve-locidad, cuyo principio de funcionamiento puede ser mecá-nico, magnético, hidráulico o elementos matrices que se adaptan fácilmente a la regulación de velocidad, como son las turbinas de vapor y motores de corriente directa y continua de diseños especiales.

Con ayuda de la figura 12 se hará un breve análi-sis del comportamiento de las bombas centrífugas a velo-cidad variable ; para entender su funcionamiento , tam-bién se describirán las condiciones del sistema en el que trabaja la bomba.

Para una bomba que trabaja a velocidad constante, normalmente la carga disminuye al incrementarse la capa-cidad (curva A; Fig. 12); la resistencia por fricción se incrementa como el cuadrado de la velocidad o gasto (curva del sistema) , y la intersección de ambas curvas proporciona el punto de operación (punto 1), donde la carga desarrollada por la bomba es igual a la carga re-querida por el sistema para el flujo de operación de ese punto.

Supongase que se necesita únicamente el 75% del flujo de diseño ; existen dos opciones para obtener este nuevo gasto: la primera, estrangular la descarga y cam-

biar la curva de carga del sistema, desperdiciando la carga representada por la línea 3-4 (ver sección 3.1) en la válvula de control; la segunda alternativa es disminuir la velocidad de funcionamiento de la bomba, obteniéndose las curvas características de operación B y C , para velocidades N_2 y N_3 , donde $N_1 > N_2 > N_3$. En el punto 3 se interseca la nueva curva característica de la bomba y la de carga del sistema, donde las pérdidas en la válvula son totalmente eliminadas y la capacidad desarrollada es del 75% de la de diseño, como se determinó al principio de esta explicación. Los puntos 1, 2, y 3, donde se intersecan las dos curvas, deberán ser los de mayor eficiencia, principalmente cuando los ahorros de energía son importantes.

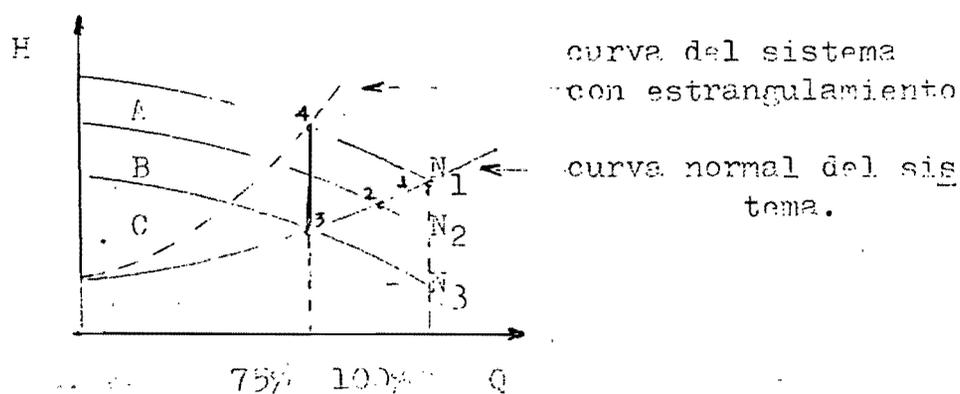


FIGURA 12

Curvas características a velocidad de operación variable.

El efecto de disminuir la velocidad de funcionamiento de una bomba centrífuga es hacer que su curva de operación

se desplaza hacia abajo. En el capítulo 5 se detallará el efecto del cambio en la velocidad de operación sobre las principales variables del bombeo ;en el capítulo 6 se comparará económicamente este método de control con otras alternativas.

CAPITULO 4

VARIADORES DE VELOCIDAD .

CAPITULO 4

VARIABLES DE VELOCIDAD

Existen diferentes formas de variar la velocidad de operación de una bomba centrífuga. Uno es el uso de elementos motrices que se adaptan muy fácilmente a la operación a velocidades variables, como son las turbinas de vapor, las turbinas de gas, y los motores de corriente alterna y directa, aunque estos últimos son normalmente caros en relación a las otras unidades ; u na segunda forma de variar la velocidad de operación de una bomba centrífuga es utilizar una transmisión de velocidad variable entre la unidad motriz de velocidad constante y el equipo de bombeo, pudiendo ser esta mecánica, hidráulica o también utilizar dos motores de diferente velocidad, acoplados a cada extremo de la bomba.

La elección del tipo de variador de velocidad es té limitada o condicionada a los rangos de potencia necesarios y al control utilizado. Esto significa que cada caso de estudio tiene una solución particular , pero al conocer como se comportan los diferentes mecanismos y elementos motrices de variación, permitirá establecer criterios generales de selección .

4.1 Variadores mecánicos : Bandas y Poleas.

Se puede obtener cambios en la velocidad de fun-

cionamiento cambiando la relación de poleas y bandas, obteniéndose casi cualquier velocidad de salida dentro del rango de operación establecido y tomando en cuenta las limitaciones en potencia de los diferentes tipos de bandas. Normalmente, este tipo de variador se utilizaba para bajas potencias, pero el remplazo de las bandas planas por bandas tipo V permiten transmisiones de hasta 1000 H.P. 6 .

En general, un motor de inducción de corriente alterna es el elemento motriz de velocidad constante, acoplado a un sistema de poleas y bandas que permite cambiar la velocidad de rotación. Para la instalación de este dispositivo de variación se necesita un espacio mayor al requerido para los acoplamientos directos y una malla de protección para evitar accidentes ; estos factores pueden , en un momento dado , limitar su uso, especialmente donde hay espacios reducidos.

Las cargas radiales sobre los baleros del motor y de las bombas son mayores al utilizar este tipo de transmisión que las que se producen por acoplamiento directo ; pero la ausencia de un coque flexible, con costos y requerimientos de mantenimiento mayores, compensa en cierta manera el mayor desgaste por sobrecarga en los baleros.

La transmisión por bandas permite corregir en campo algunos errores preliminares que se hayan tenido en la estimación del flujo requerido, cambiando la velocidad de

operación en pocos minutos, a diferencia del tiempo que requieren otros sistemas (algunas veces varias horas) . La variación por bandas y poleas en un sistema altamente flexible. Es recomendable su uso cuando existen posibilidades que el equipo impulsado se atasque, ya que las bandas se soltarán rápidamente.

Una variante de este método son los motovariadores de banda de velocidad variable, que consisten normalmente en un reductor de engranes para obtener bajas velocidades de operación, poleas ajustables y bandas. Todo el conjunto proporciona un cambio en la velocidad fija de entrada en una amplia gama de velocidades de salida. Este tipo de transmisión es recomendable cuando se necesita variaciones de velocidad sin ningún tipo de escalonamiento. Tiene costos iniciales menores que otros sistemas mecánicos o eléctricos de regulación, además de fácil manejo y mantenimiento. Los motovariadores pueden ser horizontales o verticales, abierta o totalmente cerrada y pueden proporcionar una amplia gama de velocidades, de 2 a 5000 RPM, y con relaciones de 10:1 a 2:1 y tracciones⁷.

No existe una construcción y montaje estándar para estos motovariadores de banda, pero todos usan poleas dobles de radio ajustables instaladas en ejes paralelos con una distancia fija entre centros y bandas del tipo V. Para capacidades mayores de 50 HP, se requieren unidades de bandas múltiples⁸.

La información requerida para la adquisición de un motovariador son la velocidad, por, el valor de las cargas picos, el tiempo de operación por días o semanas, la frecuencia de paros y arranques y la inercia de las cargas. Los límites prácticos establecidos por NEMA para este tipo de transmisiones que permiten asegurar una buena vida en las chumaceras y prevenir esfuerzos excesivos en la flecha, se muestran a continuación:

Velocidad Síncrona (RPM)	Potencia máxima por transmitir(HP)
3600	25
1800	200
1200	125
900	100

incorporando soportes y elementos especiales, se puede llegar a transmitir mucha mayor potencia.

4.2 Variadores Mecánicos: Engranajes.

El uso de engranes para variar la velocidad de operación de las bombas es muy común en toda la industria. Existen arreglos o cajas de cambios de engranes que se utilizan para simplificar la reducción o incremento en la velocidad del elemento motriz hasta los valores requeridos por las bombas. No es intención de este apartado estudiar las características constructivas que deben tener los engranes, ni su montaje y alojamiento en las cajas de cambio; sino evaluar las ventajas que pudiera tener este método de variación en relación a otros alternativos.

Las cajas de cambios de engranes facilitan la varia ción de la relación de funcionamiento, pudiéndose obtener en algunas unidades hasta 4 o más velocidades distintas de salida, menores o mayores a las del impulsor.

Las principales ventajas en la utilización de trenes de engranes para la variación de velocidad son los ba jos costos de mantenimiento, alta eficiencia de transmi- sión, seguridad de operación, bajo nivel de ruido, bajo ni- vel de vibración, protección contra polvo, humedad y ambien- te corrosivo y disponibilidad en una gama muy amplia de po tencias y relaciones de velocidad. Todas estas ventajas es tán condicionadas a una elección correcta en el diseño y capacidad de la unidad.

4.3 Impulsores dobles.

Otra solución para algunas necesidades de bombeo es el uso de dos elementos impulsores; un ejemplo clásico es la bomba centrífuga de doble succión que es movida desde cada extremo de su eje. Su uso es recomendable en sistemas donde la capacidad fluctúa por periodos definidos o en for ma estacional, y en los sistemas donde la capacidad total y carga total principalmente es casi en su totalidad la debida a la resistencia al flujo por efecto de la fricción en tuberías y accesorios. Los paquetes de este tipo de arreglo pueden llegar hasta 250 HP, y el motor pequeño absorbe normalmente una tercera parte de la potencia que requiere el grande. Usualmente las velocidades de estos arreglos es de 1750 RPM y 1150 RPM, y significan una gran

diferencia en carga y gasto, que pueden satisfacer un amplio rango de requerimientos de operación.

Hasta el momento se han mencionado muchas ventajas para los variadores de velocidad mecánicos, tanto para los de bandas (bajos costos de inversión, alta flexibilidad de operación, potencias de transmisión de hasta 1000 HP, etc.) como para los motovariadores y cajas de engranes (bajo mantenimiento y nivel de ruido, alta eficiencia, etc.); entonces, ¿cuál es el factor que limita su uso?, la respuesta es el control automático. El control de los variadores mecánicos no es tan sencillo como en los controles para variadores de principios de operación eléctricos e hidráulicos, por lo que es preferible que el rango de potencia para esta clase de variadores y por la necesidad de control automático no sobrepase los 150 HP³.

4.4 Acoplamiento hidráulicos.

Los acoplamientos hidráulicos pueden utilizarse en todos los sistemas de bombeo en que se requieran flujos o presiones variables y cuyas variaciones puedan ser satisfechas por cambios en la velocidad de funcionamiento de las bombas.

Básicamente, un cople hidráulico está compuesto por cuatro partes principales, que son el elemento impulsor o parte motriz, una parte giratoria conectada a elemento a mover, una carcasa o cubierta y un mecanismo para

cambiar la cantidad de aceite en el interior del cople, con el objeto de obtener velocidades variables a la salida, según sean los requerimientos de operación de la bomba.

Su principio de funcionamiento, explicado en forma sencilla, consiste en un elemento impulsor que imparte energía cinética a un fluido (generalmente aceite), el cual a su vez transmite esta energía cinética al eje del equipo a impulsar (en este caso una bomba). Si una cantidad de aceite fija está en el cople, la velocidad de rotación permanecerá casi constante. Para variar esta es necesario alterar la cantidad de aceite en el sistema. La carcasa del acoplamiento sirve para confinar el aceite que no está siendo empleado en el circuito de trabajo, además hace la función de soporte de los cojinetes y contenedor de todas las partes y mecanismos del acoplamiento. El impulsor montado en la flecha accionada por el motor de velocidad constante y el elemento giratorio conectado al equipo a impulsar, no tienen contacto mecánico y la energía del movimiento se transmite a través de del aceite que circula entre ambas partes. El mecanismo que regula la cantidad de aceite dentro de la carcasa es un tubo de achique conectado al circuito del trabajo; variando su posición (hacia afuera o hacia adentro), se alterará la cantidad de aceite y variará la velocidad de rotación. El movimiento del tubo de achique puede ser producto de un sistema de control electrónico, neumático o hidráulico.

Los acoplamientos hidráulicos se adaptan perfecta-

mente a aplicaciones en bombas centrífugas, satisfaciendo sobradamente sus necesidades de torque, debido a que la potencia de las bombas varía con el cubo de la velocidad.

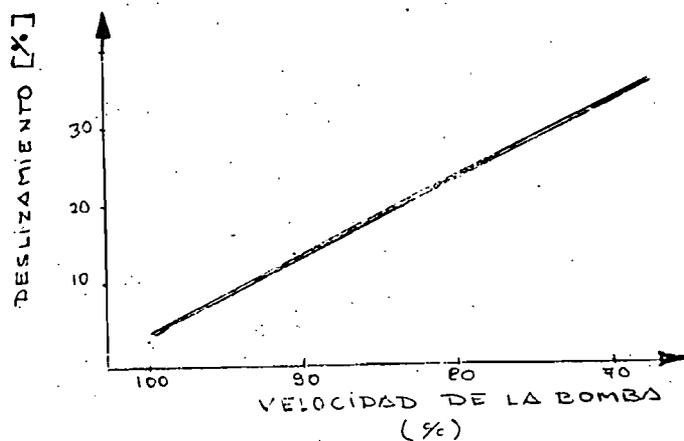
La eficiencia del acoplamiento disminuye casi linealmente con el decremento de la velocidad; esto genera calor y se hace necesario utilizar un sistema de enfriamiento del aceite para disipar el calor generado. La eficiencia de este dispositivo está dada por la relación entre la velocidad de salida y la velocidad de entrada (de manera simplificada) :

$$\text{Potencia de entrada} = \frac{\text{potencia de salida}}{\eta} = \frac{\text{potencia de salida}}{\text{vel.s/vel.e}}$$

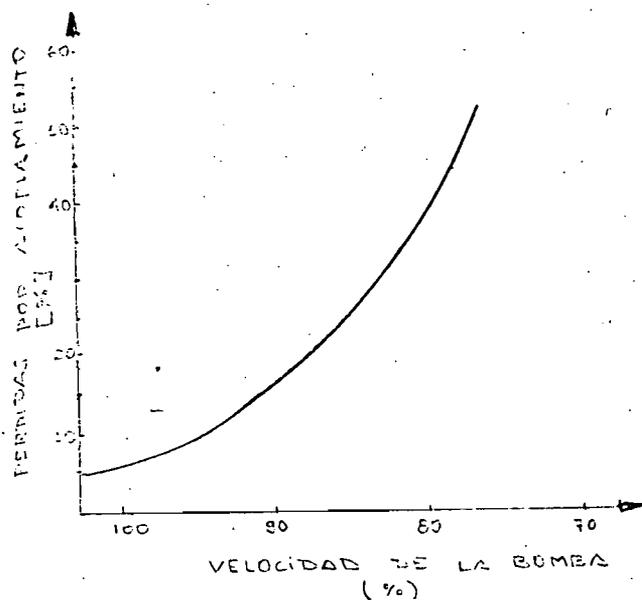
donde vel.s es la velocidad de salida y vel.e es la velocidad de entrada.

Existen otras pérdidas, como las de circulación (potencia requerida para acelerar el aceite en el circuito de trabajo), que puede considerarse independiente de la velocidad de trabajo, y normalmente es del orden del 1.5% de la potencia de la unidad. En la figura 13 se muestra la eficiencia típica de este dispositivo en función del porcentaje de la potencia de la unidad y el deslizamiento que en él ocurre.

El rango de potencias de los acoplamientos hidráulicos es muy amplio. Pueden transmitir desde 5 HP hasta más de 15000 HP, a velocidades usuales de operación de las bombas y acoplado o no a un mecanismo de engranes reductor o incrementador de velocidad, según sea el caso.



Deslizamiento versus
velocidad de la bomba.



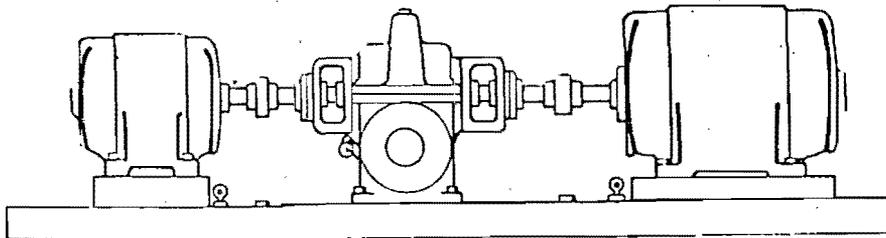
Perdidas de potencia
versus velocidad.

FIGURA 13

Comportamiento característico de eficiencia
y pérdidas de potencia en un Cople Hidráulico.

Cualquier tipo motor (de inducción o síncrono) puede ser conectado a un cono hidráulico. El rango de operación oscila de 5:1 para máquinas centrífugas y de 4:1 para las de desplazamiento positivo¹⁰; estas relaciones pueden ser fácilmente ampliadas bajo diseños especiales.

Para potencias pequeñas, el precio relativo de estos dispositivos es mayor que para rangos mayores, siendo este el principal obstáculo para su uso en instalaciones de baja potencia. En el capítulo 6 se hará un análisis económico de este dispositivo versus la regulación de la capacidad de alimentación vía estrangulamiento en la descarga.



Arreglo de una bomba centrífuga
con dos impulsores o elementos
motrices.

4.5 Turbinas de Vapor.

La turbina de vapor se define como una máquina térmica que transforma la energía calórica del vapor en energía mecánica de rotación.

El uso de la turbina de vapor se ha incrementado notablemente en los últimos años debido a las ventajas económicas y técnicas que le favorecen ; particularmente, estas ventajas han hecho que su aplicación para impulsar bombas haya ido en constante aumento.

El rango de velocidades de los diferentes tamaños de turbinas se ajustan razonablemente a las velocidades que normalmente requieren los equipos de bombeo, sin embargo, una etapa simple de reducción de engranes puede disminuir la velocidad de una turbina pequeña hasta los requerimientos de baja velocidad de una determinada bomba. De igual manera, una caja de engranes con arreglo perpendicular en sus ejes de entrada y salida puede facilitar la impulsión de un equipo de bombeo vertical. Cuando existe peligro de explosión, sin lugar a dudas, una turbina de vapor como elemento motriz será una buena elección.

Las turbinas de vapor son comunes en los servicios de agua de alimentación a calderas, especialmente cuando se requiere de altas potencias, a las que los motores eléctricos se encuentran más allá de su límite práctico.

Una vez realizada la expansión en la turbina, y entregada la potencia necesaria, es posible utilizar el vapor de salida de la turbina en otros procesos de la

planta , como son los procesos de calentamiento y secado (rara vez se condensa en las plantas industriales el vapor que se ha expandido en la turbina). También puede usarse a la turbina de vapor como un regulador de presión, ya que la generación económica de vapor requiere de altas presiones y temperaturas, que están muy por encima de las que se utilizan en los procesos industriales; la reducción de la presión mediante el uso de una turbina de vapor permite obtener la potencia necesaria para impulsar los equipos (bombas, compresores, ventiladores, etc.) y obtener vapor de proceso a las condiciones requeridas. Los costos de instalación de las turbinas de vapor para impulsar bombas centrífugas vienen reduciéndose en forma constante, debido a la implementación de equipos estándar, que vienen montados en una base, y están compuestos por la turbina, la bomba y los accesorios e instrumentación. Esta práctica permite obtener una operación confiable y segura del sistema, ya que los componentes principales se alinean satisfactoriamente en la fábrica y pueden ser fácilmente chequeadas en campo.

Una bomba movida con una turbina de vapor se puede operar dentro de un amplio rango de velocidades. La operación a velocidad variable es una característica inherente a la propia turbina de vapor y no requiere el uso de dispositivos especiales para variar su velocidad de operación, como es el caso de otras unidades motrices principales.

Los rangos de velocidad de las turbinas de vapor pueden ser del 10% al 100% de la velocidad de diseño, ran

go que cubre hasta los más excepcionales servicios de bombeo, ya que una bomba que trabaja al 10% de su velocidad tendrá una carga de solo 1% de la obtenida a la velocidad de diseño, requerimiento muy difícil de encontrar en la práctica.

Gobernadores de velocidad electrohidráulicos controlan la velocidad de operación de las grandes bombas de alimentación a calderas, pero los sistemas hidráulicos son más comunes en pequeñas máquinas. En las bombas de alimentación, la rapidez de respuesta en la regulación de la velocidad debe ser del orden del 25% por segundo.

Una ventaja real del uso de la turbina de vapor como elemento motriz principal es que su trabajo es independiente de la potencia eléctrica, por lo que si hay un paro o interrupción del suministro de energía eléctrica, su operación no se ve afectada. Entonces, es recomendable su uso en sistemas de bombeo críticos.

La protección de las turbinas de vapor difiere totalmente de la necesaria en los impulsores eléctricos; debe controlarse la presión baja de aceite, la vibración, temperatura y el estado de los baleros. Existen paquetes de bombeo que montan a los impulsores de la bomba y a los álabes de la turbina en un mismo eje; estas máquinas son frecuentes en algunos usos industriales (petroquímicas y plantas eléctricas principalmente) y proporcionan cargas de hasta 120 Kg/cm².

Es necesario reconocer que el problema del alineamiento

miento se presenta con mayor intensidad en las turbinas de vapor que en los motores eléctricos, debido principalmente a la expansión térmica de sus componentes.

Las turbinas de gas son otra posible alternativa para mover bombas a velocidad variable. Las velocidades de las turbinas de gas pequeñas son muy altas, por lo que se requiere conectar en su eje de salida un reductor de engranes. En la actualidad, su uso todavía no es común en la industria, aunque estén disponibles en una alta gama de velocidades y potencias, que van desde 40 HP hasta más de 20000 HP.

Al igual que las turbinas de vapor, las turbinas de gas permiten operar muy flexiblemente las bombas centrífugas. La potencia de salida de la turbina de gas debe ser por lo menos igual a la potencia de la bomba en el punto de diseño, más las pérdidas de transmisión de los reductores de velocidad si es que se instalan.

4.6 Variadores de velocidad eléctricos.

El control de la velocidad de operación de las bombas centrífugas puede lograrse variando las características de la corriente eléctrica que alimenta el motor o conectando algún dispositivo entre los motores de velocidad constante y la bomba a impulsar.

Los elementos de carácter eléctrico principalmente usados en la variación de velocidad en bombas centrífugas son los motores de corriente directa, la variación de la frecuencia de los motores de corriente alterna, los acoplamientos por corrientes parásitas y los motores de rotor devanado.

La idea de los impulsores eléctricos de velocidad variable no es nueva, pero debido a los últimos adelantos tecnológicos en electrónica, han mejorado su posición competitiva respecto a otros métodos de impulsión variable, adaptándose mejor a las necesidades de velocidad y momento de las bombas centrífugas. No obstante, estos impulsores resultan todavía bastante más caros que otras alternativas, y es de esperar que esta relación se mantenga, al menos en los países no desarrollados, en un futuro próximo. En este momento, sus altos costos de mantenimiento e inversión inicial, no son compensados por los recursos ahorrados de la operación a velocidad variable.

4.6.1 Motores de corriente directa (D.C.)

Los motores de corriente directa proporcionan un buen control de la velocidad de operación a través del con

trol del voltaje y la corriente en su armadura. Este tipo de motor está disponible en tamaños que alcanzan los 3000 HP, y velocidades adecuadas para la mayor parte de los requerimientos de las bombas centrífugas.

Los motores de corriente directa cerrados y enfriados con ventiladores pueden representar ciertos problemas donde las condiciones de humedad son severas, por lo que su uso no es recomendable.

Aparte de su alto costo de inversión, el mantenimiento de las escobillas y el conmutador representan un costo severo en comparación a cualquier motor de inducción de corriente alterna.

La alimentación de potencia a un motor de corriente directa puede provenir de una planta alimentadora o de un conjunto motor-generador. Un paquete común de alimentación es el que está compuesto por un convertidor de corriente directa del tipo RCS (rectificador controlador de silicio).

La fuente de potencia, además del rectificador, ajusta el voltaje de entrada al de la armadura del motor, permitiendo el ajuste de velocidad requerido. A continuación se muestran los datos característicos de los motores de corriente directa y de la fuente de potencia RCS:

Elemento	HP	Voltaje	Vel. máxima	Número de vel. posibles	Montaje
Motor	3000	240 550 500	varía inversamente con la potencia	Infinito	vert. hor.
Fuente potencia	3000	ajustable	—	Infinito	De piso

Los paquetes de motor y fuente RCS permiten una excelente regulación y control del voltaje de corriente directa y sistemas de protección seguros.

El control de la velocidad puede ser por medio de un tacómetro de velocidad con retroalimentación de señal. Los voltajes de referencia son comparados con un voltaje derivado de la armadura del motor; como el voltaje de la armadura es proporcional a la velocidad, la comparación de ambos voltajes (referencia y derivado de la armadura) dan el error de velocidad. El módulo de potencia, produce entonces un voltaje de corriente directa a la armadura que cambia la velocidad del motor hasta corregir la señal de error.

4.6.2 Acoplamiento por corrientes parásitas.

El paquete impulsor por corrientes parásitas consiste básicamente en un motor de corriente alterna de velocidad constante, un cople que reduce o cambia la velocidad del motor y un controlador de velocidad. El acoplamiento por corrientes parásitas se instala entre el motor principal y la carga que requiere velocidad de operación variable; en esta caso, una bomba centrífuga. Este acoplamiento es un dispositivo electromecánico transmisor de par y potencia que permite los ajustes deseados en las velocidades de operación de las bombas. El motor puede ser de inducción o del tipo síncrono, por lo que se hizo común en los últimos años impulsar las bombas con motores de corriente alterna acoplados a esta clase de dispositivos.

Las dimensiones del cople por corrientes parásitas son tan grandes como el motor mismo y de aspecto muy similar. Opera bajo el principio de deslizamiento y está clasificado como un transmisor de par, es decir, el torque desarrollado a la salida es practicamente igual al de entrada. La potencia de entrada al motor es igual a la suma de la potencia de la carga más las pérdidas por deslizamiento, que son la diferencia de velocidad del motor y de la velocidad de la carga, multiplicada por el torque transmitido:

$$\text{Pérdidas} = \frac{(N_1 - N_2) T}{5250}$$

donde: T = torque en Libra-Pie

N_1 y N_2 = RPM

La potencia que absorbe el acoplamiento por pérdidas de deslizamiento y otras es del orden del 2% de la potencia del motor. En la actualidad, los impulsores de bombas centrífugas del tipo de acoplamientos por corrientes parásitas están diseñados para bajos valores de deslizamiento, del orden del 2% al 5%. Este dispositivo solo transmite el par y no lo incrementa, pero para aplicación en bombas centrífugas esto no representa ningún problema, ya que el torque de arranque es mucho menor que el torque a plena carga.

El enfriamiento de este cople es por aire para tamaños de hasta 3000HP, tanto en configuración horizontal como vertical; ventiladores de aire proporcionan el flujo

necesario para remover el calor generado. Existen sistemas de enfriamiento por agua para potencias mayores.

La eficiencia de los impulsores por corrientes parásitas no es tan alta en relación a otros métodos de impulsión a velocidad variable; a velocidad de diseño (100%), este tipo de variador es menos eficiente en dos o más puntos porcentuales que los motores de rotor devanado e impulsores de frecuencia variable. A medida que la velocidad de crece, la eficiencia cae en forma más drástica que con los otros métodos eléctricos de variación.

No todo es desventaja, ya que en los servicios de bombeo que requieren únicamente cambios pequeños en la velocidad de funcionamiento, su uso representa ciertas ventajas, satisfaciendo fácilmente las necesidades de control; la simplicidad y relativo bajo costo de este tipo de impulsión se convierte en una atrayente alternativa de uso.

Se recomienda que el rango de velocidad para el uso de acoplamientos por corrientes parásitas oscile entre el 75% y 90% de la velocidad a plena carga. Su aplicación en sistemas de bombeos es amplia y su uso es común en el abastecimiento de agua potable, manejo de aguas negras, agua de alimentación a calderas, agua de circulación y condensada de plantas termoeléctricas, etc.

En realidad, cualquier requerimiento de bombeo a velocidad variable, donde se está empleando estrangulamiento, derivaciones u otra forma de regulación de flujo, puede ser resuelto con el uso de este tipo de dispositivo, además que tiene una capacidad de respuesta muy rápida.

En la figura 14 se muestra las relaciones entre la potencia del sistema, potencia del motor, pérdidas por deslizamiento, por fricción y por efecto del viento que caracterizan un sistema de bombeo con solo carga de fricción, y que utiliza un motor de corriente alterna de velocidad constante acoplado a un elemento de corriente parásita.

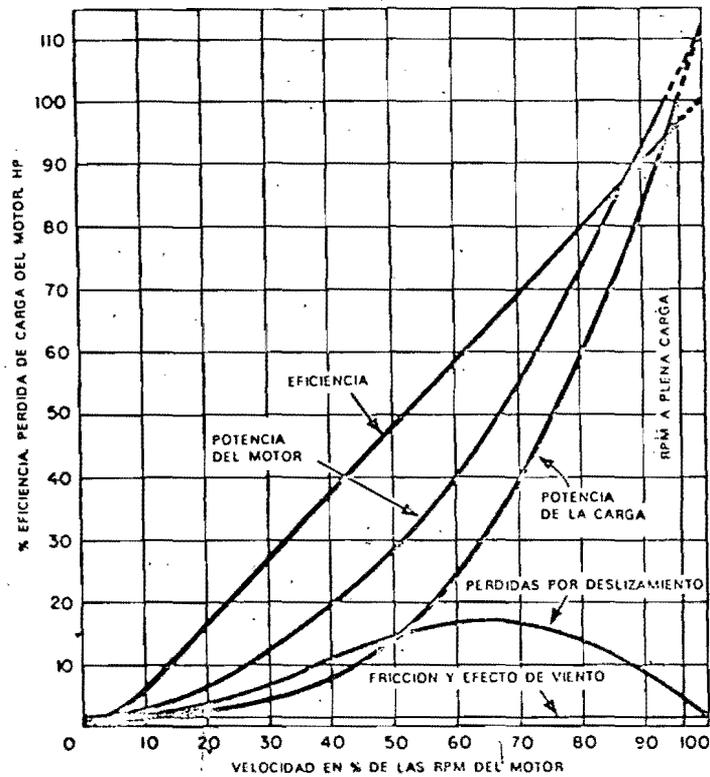


FIGURA 14

Relaciones entre carga, potencia y pérdidas para un sistema de bombeo con solo carga de fricción y con acoplamiento por corrientes parásitas.

4.6.3 El motor de rotor devanado.

El motor de rotor devanado es otro de los impulsores utilizados en la operación a velocidad variable de las bombas centrífugas. El motor de inducción de rotor devanado puede duplicar las características de cualquier tipo de motor de jaula de ardilla, con excepción de la clase C de la clasificación NEMA.

Este tipo de motor debe aplicarse en equipos que requieran variación ajustable de velocidad, como ventiladores, compresores o bombas que necesiten funcionar hasta el 50% de la velocidad síncrona y a cargas de hasta el 40% de la capacidad nominal ¹¹. Su uso es también recomendado en equipos que requieren un par de arranque alto y corrientes de arranque bajas, como es el caso de los compresores recíprocos y las bombas de émbolo ; es recomendable también en equipos que requieren pares constantes, inclusive en cargas variables.

Usualmente, su rango de reducción de velocidad es tá limitado a aquella donde la regulación ya no es buena. Este método de impulsión y regulación de velocidad ofrece ventajas en operación intermitente, obteniéndose menor calentamiento al que se obtiene con motores de inducción de jaula de ardilla.

La variación de velocidad se basa en los cambios en la resistencia del rotor. Una de las maneras de variar el circuito de resistencia del rotor es utilizar una resistencia externa, permitiendo que la corriente sea limitada.

pero con un alto torque en el arranque. La corta vida de la resistencia no es factor que implique un alto costo de operación, aunque si el motor debe trabajar a velocidades reducidas durante periodos largos, sí puede representar un incremento en los costos de operación. Anteriormente, dispositivos como los reóstatos líquidos y bancos de resistores eran los elementos de control necesarios para el manejo de estos tipos de variadores de velocidad, pero en la actualidad existen nuevos y modernos diseños de motores de rotor devanado que incrementan su eficiencia. Este nuevo diseño recibe el nombre de motor de rotor devanado de estática regenerativa, que en general, más eficiente que el método de variación por frecuencias en un rango del 50% al 100% de la velocidad de diseño; este impulsor y variador de velocidad está disponible en potencias de hasta 10 000 HP. En la figura 15 se muestra la relación entre la velocidad (en porcentajes) y la eficiencia del nuevo diseño de motor, para potencias nominales de 10 000 HP, 4000 HP y 1000 HP ;se observa que a partir del 50% de la velocidad hasta el 100%, la eficiencia es muy aceptable, pero del 50% de la velocidad de diseño para abajo, la eficiencia desciende abruptamente.

Su uso no está recomendado donde los motores de inducción de jaula de ardilla sean adecuados, debido a que estos son más sencillos y menos costosos; tampoco se recomiendan donde se necesitan una gran diversidad de velocidades, debido a la deficiente regulación que se obtiene a velocidades bajas. En resumen, el motor de rotor devanado presenta su mayor ventaja en el mejor control de la co

rriente de arranque. Una de las limitaciones más severas que se tienen al utilizar el motor de rotor devanado en aplicaciones de velocidad ajustable es que la capacidad de disipación del calor que produce el motor depende de la velocidad con que el motor mueve el ventilador, por lo que a velocidades bajas, el ventilador girará más lento y disminuirá su capacidad de disipación del calor generado por las pérdidas y baja eficiencia.

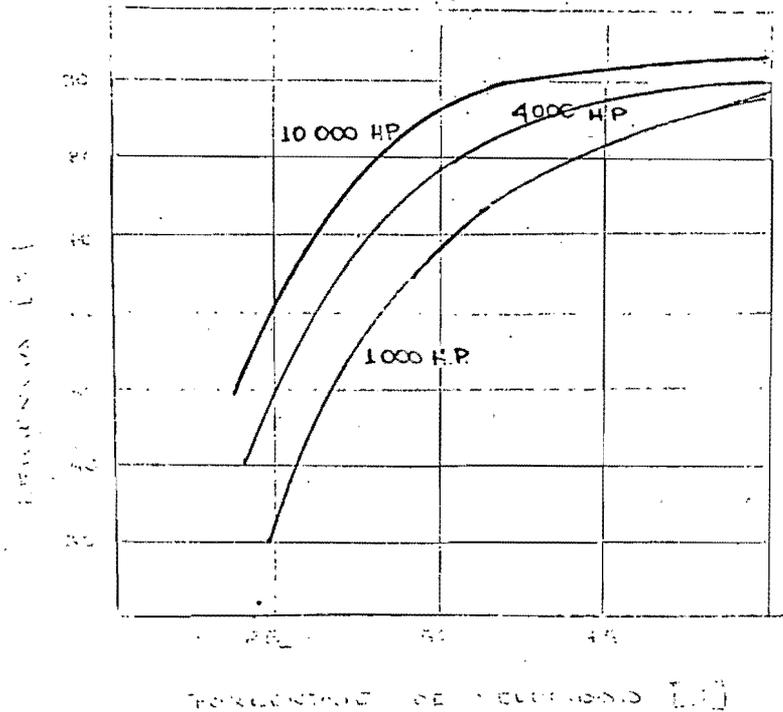


FIGURA 15

Relación entre la velocidad y eficiencia para motores de rotor devanado de estática regenerativa de 10000 HP, 4000 HP y 1000 HP.

4.6.4 Impulsores eléctricos de frecuencia variable.

Este tipo de impulsor consiste en un dispositivo rectificador inverso de frecuencia variable, instalado en un motor de velocidad constante. Su uso en los sistemas de bombeo ha venido incrementandose debido al desarrollo electrónico que facilita la conversión de corriente de 60 Hz a cualquier otra frecuencia, en un amplio rango.

Alimentando un motor a una frecuencia dada, el motor de inducción girará a una velocidad proporcional a esta, por lo que si se varía la frecuencia de alimentación, se tendrán cambios en la velocidad de operación; es necesario que junto a las variaciones en la velocidad de funcionamiento se desarrollen las características de torque requeridas por el equipo de bombeo, en los puntos de mejores eficiencias.

Los impulsores de frecuencia variable tienen una eficiencia total baja a velocidades de bombeo menores al 50% de la velocidad de diseño, disipando una cantidad de calor bastante mayor a la que normalmente lo haría (a velocidad constante), por lo que es a veces necesario recurrir a diseños de enfriamiento especiales.

La eficiencia al 100% de carga oscila normalmente en el 86%. Los voltajes comunes de funcionamiento son 240 V y 480 V, y la potencia de salida puede llegar hasta los 1500 HP, aunque para la operación de bombas, su uso está restringido a unidades de hasta 200 HP.

Las perspectivas de este método de variación de velocidad se presentan prometedoras, debido al desarrollo de microprocesadores digitales que regulan un amplio rango de frecuencias y voltajes; este desarrollo tecnológico permitió obtener otras ventajas paralelas, como es la disminución de los componentes de acero (filtros y transformadores) y la consecuente reducción en los costos de fabricación. El constante decremento en los precios para los semiconductores y controles digitales podría poner a los variadores de velocidad de frecuencia variable en una posición de ventaja relativa respecto a otros métodos de variación de velocidad, aunque las limitaciones de potencia permanecerían inmutables.

4.6.5 Comparación técnica entre los diversos impulsores de velocidad variable del tipo eléctrico.

En la figura 16 se muestra una comparación de las eficiencias de funcionamiento para los diversos impulsores eléctricos de velocidad variable que se estudiaron en esta sección; la comparación se presenta para un rango de velocidades que oscila entre el 70% y 100% de la velocidad de diseño. La diferencia de eficiencias entre las diferentes unidades que se presentan en la gráfica de la figura 16 se pueden considerar significativas para cualquier potencia y velocidad de funcionamiento, y sus resultados pueden servir de base para cualquier análisis inicial.

El análisis de eficiencias es solo una consideración de todas las que se deben tomar en cuenta para la me

A continuación se muestra una tabla donde se indica las variaciones relativas del costo inicial de adquisición de los elementos de impulsión y variación aquí analizados:

TIPO DE UNIDAD DE IMPULSION.	COSTO INICIAL DE 5 A 50 HP. (%)	COSTO INICIAL DE 50 A 500 HP. (%)
- Motor de Rotor Devanado (reóstato líquido)	100	100
-Motor de Rotor Devanado (estática regenerativa).	130	130
-Motores de Corriente Directa.	112 - 155	140 - 170
-Variadores de Frecuencia	140 - 170	160 - 180

Fuente : Hidraulic Institute . " Pumps Drivers " , New York 1980.

El factor de potencia puede afectar el costo final de la unidad (costo de inversión más costos de operación) a lo largo de su periodo de vida. Una comparación entre las diferentes unidades se enseña en la gráfica 17.

Dependiendo del precio de la energía eléctrica, el factor de potencia , los costos de mantenimiento y la in-

jor selección del elemento de impulsión. Otro aspecto de-
 finitivo es el costo de la unidad y de su mantenimiento,
 acompañados de un análisis de sus características y límites
 de operación (tasa de disipación de calor, disponibilidad
 del arreglo, puntos de desgaste, dispositivos de control
 disponibles, etc.) ; todas estas consideraciones juntas
 constituyen los criterios de selección de la unidad impul-
 sora.

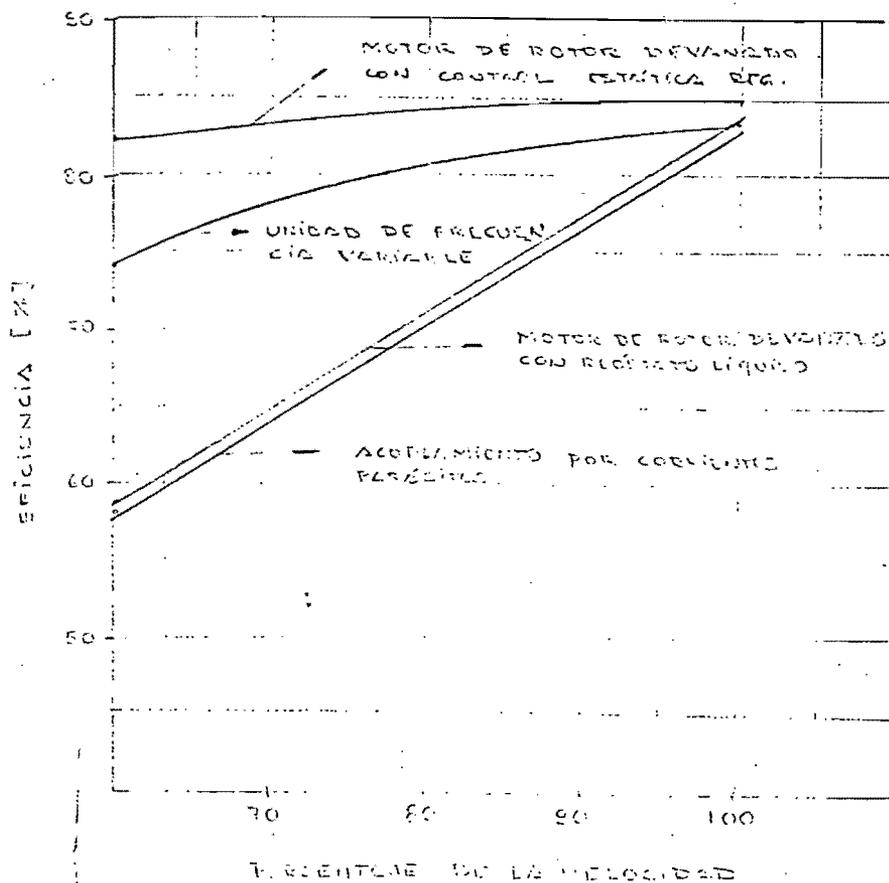


FIGURA 16

Comparación de las eficiencias de funcionamiento de los diversos tipos de impulsores eléctricos de velocidad variable.

versión inicial en los equipos , se realizará el análisis que muestre cual es la unidad más conveniente.

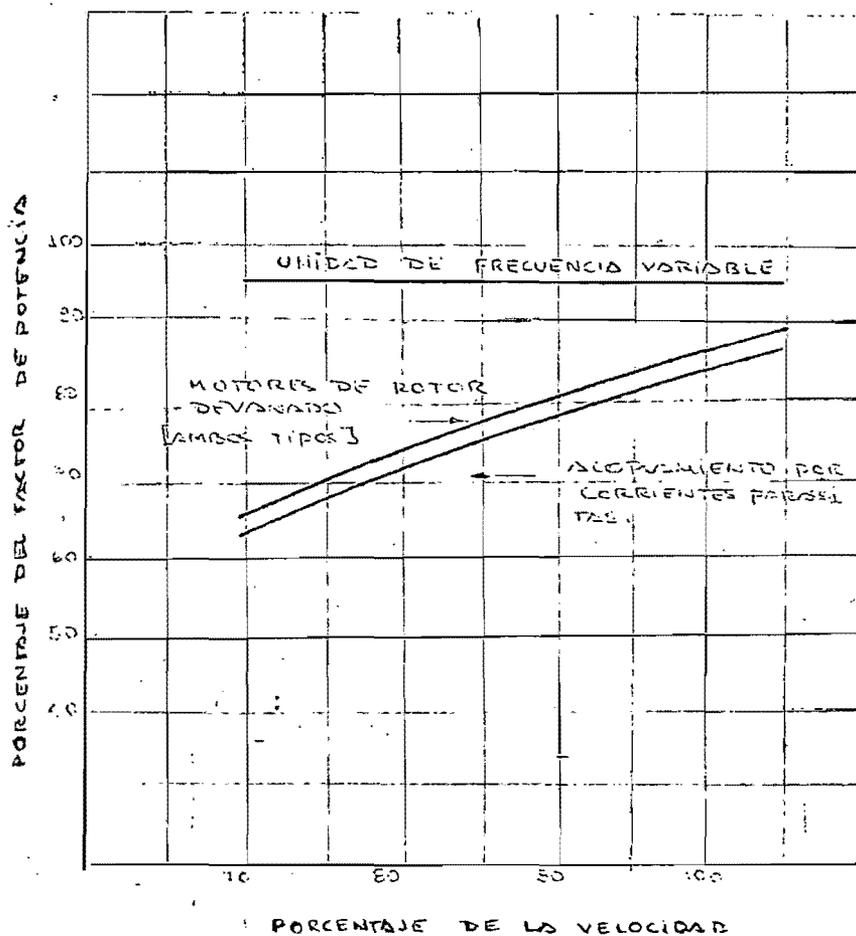


FIGURA 17

Gráfica comparativa entre los diferentes métodos de impulsión a vel. variable.

C A P I T U L O 5

ANALISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS
CENTRIFUGAS A VELOCIDAD VARIABLE ; REPER-
CUSIONES EN EL GASTO, CARGA, POTENCIA Y
EFICIENCIA.

CAPITULO 5

ANALISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS
CENTRIFUGAS A VELOCIDAD VARIABLE ; REPER-
CUSIONES EN EL GASTO, CARGA, POTENCIA Y
EFICIENCIA.

En los anteriores capítulos se estudiaron los principales aspectos de la teoría de las bombas centrífugas, las diferentes formas de regulación de las condiciones de operación y las diversas unidades motrices capaces de proporcionar variaciones en la velocidad de funcionamiento. En este apartado se analizarán los efectos sobre la capacidad, carga, potencia y eficiencia que se originan en los cambios en la velocidad de operación de las bombas centrífugas.

Este estudio se efectuará partiendo de las curvas características de la bomba seleccionada en el capítulo 2, para la alimentación a calderas ; esta bomba es el modelo 3300 de la marca Goulds, tamaño 3x6-9J. Su curva característica para una velocidad de operación de 3550 RPM se muestra en la gráfica , y corresponde a la curva # 1, para un diámetro de los impulsores fijo igual a $9 \frac{5}{64}$ ". Si se quisiera mover la bomba a una velocidad diferente, por ejemplo un 10% menor (3195 RPM), deberán usarse las leyes de afinidad tratadas en el segun

do capítulo, para determinar las nuevas características de operación. El primer paso es leer la capacidad, la carga, la potencia y eficiencia en diversos puntos y para la velocidad de referencia (estos datos se obtienen de las curvas numeradas con el número 1 en la gráfica 5.1). La tabla 5.1 muestra los datos de algunos puntos de las curvas características:

TABLA 5.1

Q (GPM)	197	247	296	346	395	494	692
H. (Pies)	4104	4044	3984	3924	3804	3516	2790
R.H.P.	375	413	444	480	510	556	689
Efic. %	50.4	56.0	62.1	66.0	69.2	70.4	69.8

Para cada punto de la anterior tabla se aplican las leyes de semejanza o similitud, desmejadas de la siguiente manera:

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)$$

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

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

donde el subíndice (1) indica la velocidad y condiciones de referencia, y el subíndice (2) señala las condiciones a la nueva velocidad. De los cálculos efectuados se obtiene la tabla 2, que indica los valores de las

variables carga, gasto, potencia y eficiencia a la nueva velocidad de operación.

TABLA 5.2

Q (GPM)	177	222	266	311	356	445	623
H (Pies)	3324	3275	3227	3178	3081	2847	2260
B.H.P.	290	301	324	350	372	405	502
Effic. %	47.4	56.0	62.1	65.9	68.9	73.1	65.5

VELOCIDAD 3195 RPM.

Si se grafican los anteriores puntos, se obtienen las curvas # 2, en la misma figura.

Para resolver el problema en situación inversa, es decir, determinar la velocidad requerida para lograr un punto específico, es necesario recurrir al método de prueba y error. Por ejemplo, si se requiere obtener una capacidad de 400 GPM y una carga de 3000 pies (punto A en la gráfica), que velocidad de operación será la adecuada? : el procedimiento es seleccionar una velocidad en forma tentativa y obtener los nuevos valores de carga, gasto y potencia , y así sucesivamente, hasta encontrar la velocidad correcta (3195 RPM en este caso). Para el análisis de potencias se procede de la misma manera, graficando los valores para ambas velocidades de operación. Es necesario recordar que para estar en posibilidad de variar la velocidad de operación se debe utilizar un

elemento motriz diseñado especialmente para este efecto o un mecanismo de acoplamiento que proporcione velocidad variable; en ambos casos, al variar la velocidad se sufre pérdidas de potencia en el dispositivo variador, que son necesarias de considerar para conocer la potencia real requerida. Por ejemplo, un acoplamiento hidráulico normalmente tiene una pérdida de potencia del 15% para reducir la velocidad del motor en 10%, por lo que será necesario sumar a la potencia requerida a la nueva velocidad de operación las pérdidas en el cople (más detalle en el análisis económico presentado en el siguiente capítulo).

Respecto a los efectos sobre la eficiencia, se observa que varían muy poco sus valores para cambios no mayores al 10 a 15% en la velocidad de operación.

Si se usará un mecanismo de control del tipo de estrangulamiento, para obtener el punto de operación A (figura 5-1), se desperdiciaría la carga representada por la línea A-B. La potencia requerida para operar en el punto B es de 500 HP, mientras que si se usara un variador de velocidad, que proporcione la velocidad adecuada (3195 RPM), el consumo de potencia sería de 400 HP, más las pérdidas en el acoplamiento de 15%; si este fuera el mecanismo usado.

Es notable el ahorro de potencia que se obtiene variando la velocidad de operación, pero si el punto de operación llamado A es circunstancial, es decir, no se produce esa condición de operación ni frecuentemente ni por tiempo prolongado, es posible que no se justifique

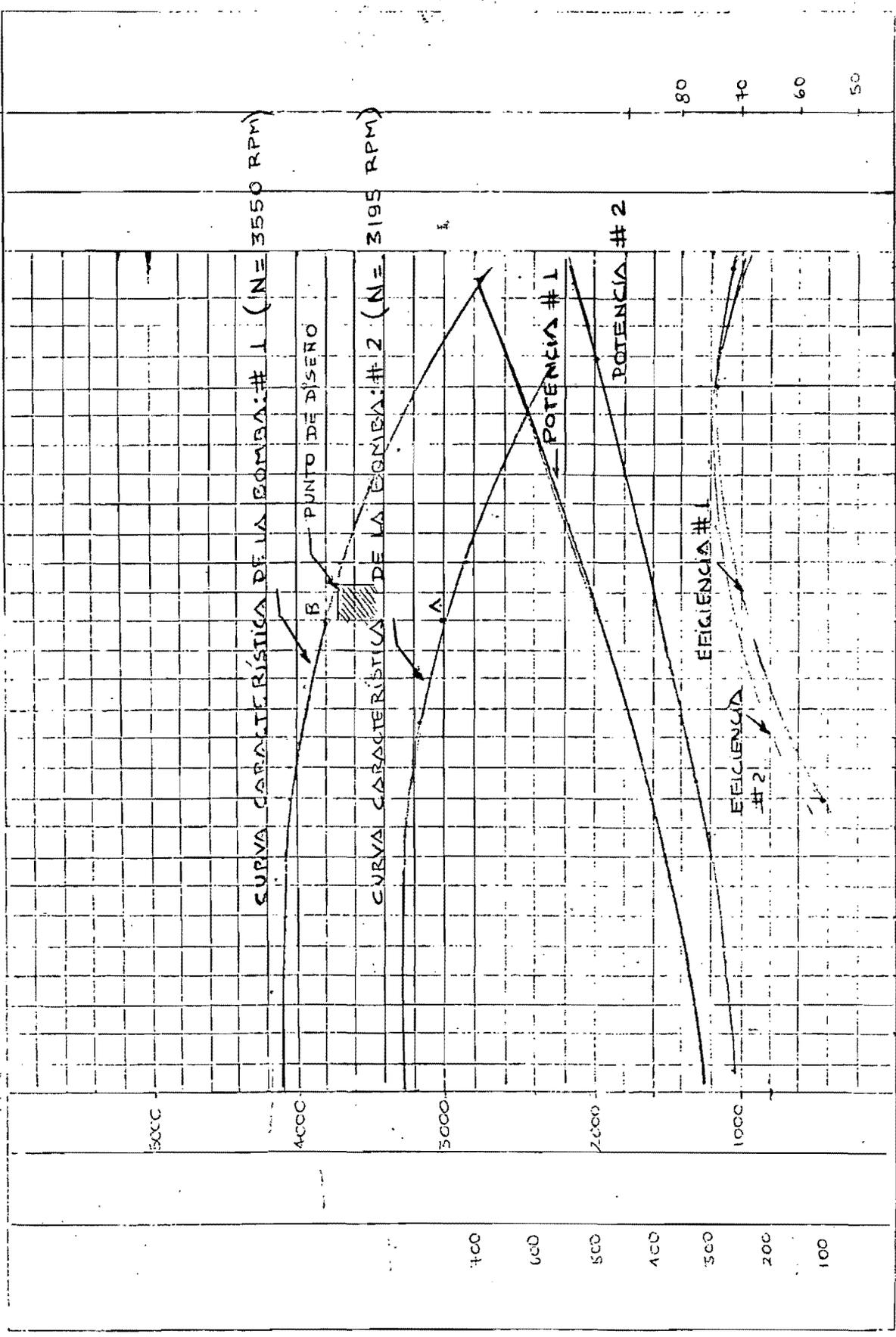
el uso del variador de velocidad. Cada aplicación y condición de operación requerirá de un análisis económico sobre la viabilidad o no de utilizar impulsores de velocidad variable, es decir, si el incremento en la inversión inicial es ampliamente compensado con los ahorros de energía a lo largo de la vida útil del sistema. En el próximo capítulo me referiré concretamente al caso de bombas de agua de alimentación de generadores de vapor de centrales termoeléctricas.

η

FIGURA 5.1

H (PIES)

P (H.P.)



C A P I T U L O 6

APLICACIONES AL CASO DE LAS BOMBAS DE
ALIMENTACION DE GENERADORES DE VAPOR
EN PLANTAS TERMOELECTRICAS.

CAPITULO 6

APLICACIONES AL CASO DE LAS BOMBAS DE
ALIMENTACION DE GENERADORES DE VAPOR
EN PLANTAS TERMOELECTRICAS.6.1 La bomba de alimentación : características y ubi-
cación en el ciclo de producción.

Las centrales termoeléctricas operan con cargas cambiantes , donde la generación de energía eléctrica responde a una demanda variable ; esto exige una regulación del flujo de vapor a la turbina, y como consecuencia, el control del volumen por unidad de tiempo del agua de alimentación al generador de vapor.

La necesidad de enfrentarse a una carga variable, característica propia e inherente de las plantas de generación eléctrica, ha influido en el desarrollo de sistemas de regulación y control de los diferentes procesos que se realizan en una central de fuerza. Cuando la carga es menor que la de diseño o capacidad instalada, muchos equipos deberán trabajar en condiciones diferentes a las de su diseño óptimo, como es el caso de las bombas de alimentación de agua a los generadores de vapor. Estas bombas se encuentran en el sistema de alimentación; su ubicación en el ciclo termodinámico se muestra en la figura 18, y tiene por objeto suministrar agua caliente al generador de vapor a

una presión lo suficientemente alta para producir una corriente de flujo adecuada a las demandas que se producen en la operación a carga variable. Cualquier cambio en la carga deberá traducirse en un cambio en la cantidad del agua de alimentación, ya que es necesario que el agua entre a la caldera casi tan rápido como el vapor sale.

La interrupción del servicio de agua de alimentación tiene consecuencias graves, situación que convierte a esta bomba en el más importante de los equipos auxiliares.

La bomba de agua de alimentación opera a presiones y temperaturas altas. Más adelante se muestra como se calcula su capacidad y carga de operación (sección 6.8), pero es usual, para una primera aproximación, añadir al gasto máximo de operación de la caldera un 5% en plantas grandes y un 15% en plantas pequeñas (menores de 75 MW), con el fin de absorber las oscilaciones de operación del generador de vapor. La presión de bombeo es función de la presión del vapor sobrecalentado, y la presión de la bomba debe ser un 10% mayor que esta, más la pérdida de carga total entre la bomba y la salida del sobrecalentador (en la sección 6.8 se ejemplifica este cálculo); para fines prácticos se tiene lo siguiente:

- a) Para calderas de circulación natural, la presión del agua de alimentación es 1.25 la presión del vapor sobrecalentado.



b) Para calderas de circulación forzada, la presión del agua de alimentación es 1.5 veces la presión del vapor sobrecalentado 12.

Obviamente, las relaciones anteriores no son más que una gruesa aproximación que permite estimar en forma preliminar la presión requerida que debe proporcionar la bomba de alimentación.

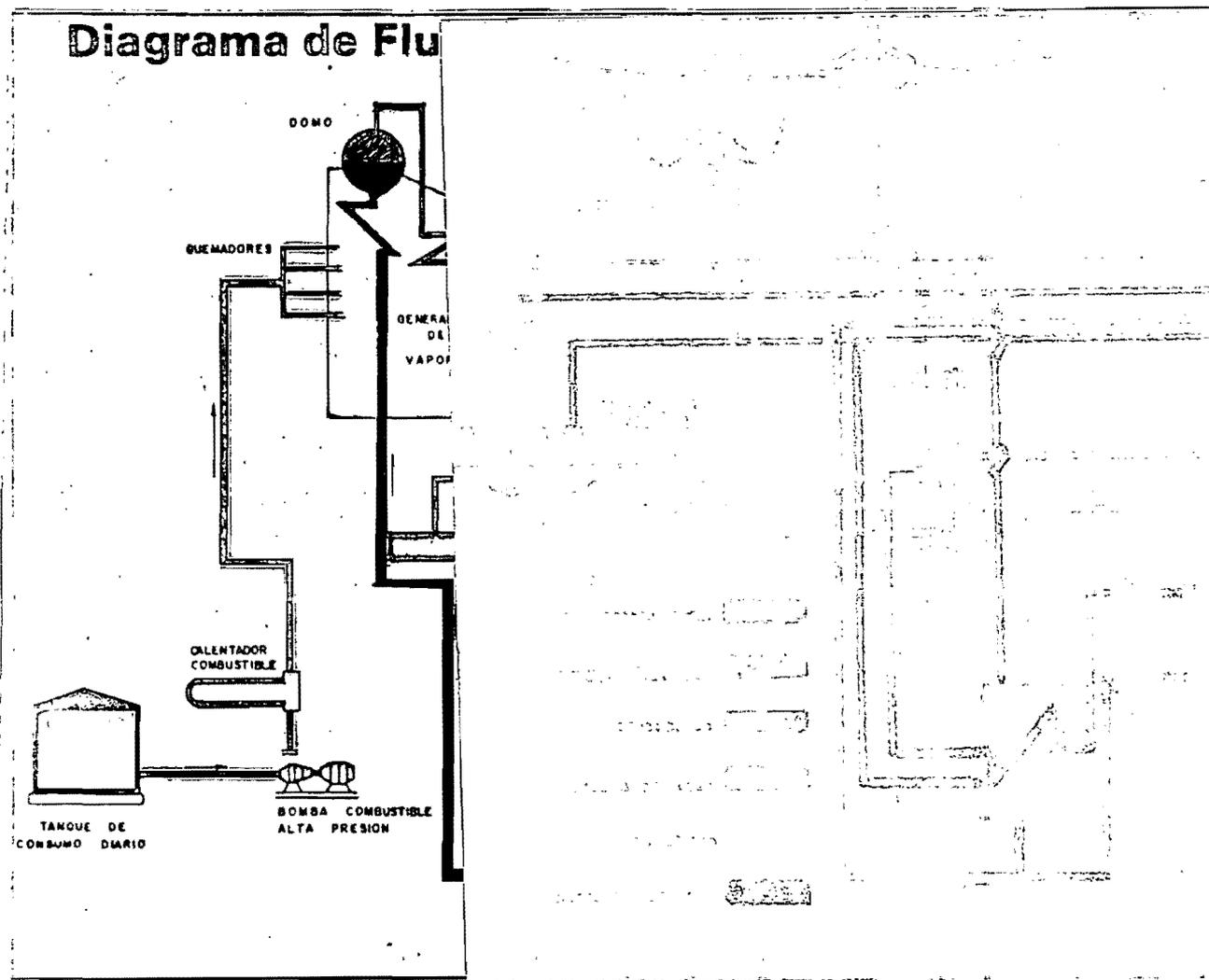


FIGURA 18

Ubicación de la bomba de alimentación en el ciclo termodinámico.

6.2 Número de Unidades.

Las instalaciones de bombeo en las centrales térmicas suelen procurar el número de unidades dependiendo del flujo requerido por el generador de vapor. La mayoría de los especialistas del área disponen que para calderas que trabajan con menos de 200 Ton/hora se provea al sistema de alimentación de dos bombas del 100% de capacidad cada una, mientras que para capacidades mayores, el número de bombas recomendado es de tres del 50% cada una ó 2 del 50% más otra de repuesto del 25% de la capacidad de diseño.

Es usual que cuando se emplea turbinas para la impulsión de las bombas, estas sean del 100% de la capacidad de diseño.

A este respecto, Comisión Federal de Electricidad especifica para sus plantas de MW y MW que el número de bombas deben ser tres del 50% cada una, para cada unidad turbogeneradora, donde dos bombas en operación deben ser capaces de proporcionar los requerimientos de agua del generador de vapor a plena capacidad, por lo que siempre se dispondrá de una bomba como respaldo.

En base a estos criterios, se seleccionará para el análisis económico de la operación de bombas en plantas térmicas a velocidad variable, dos bombas del 100% cada una para la planta de 37.5 MW y tres bombas del 50% de capacidad cada una para la central de 300 MW (véase la sección 6.8 de este mismo capítulo).

6.3 Flujo mínimo requerido.

Cuando las bombas de agua de alimentación son operadas a flujos pequeños, las pérdidas por fricción aumentarán la temperatura del agua; si esta temperatura alcanza a ser tan alta como para propiciar la evaporación o formación de vapor en la corriente de alimentación y en la propia bomba, daños serios pueden presentarse en el equipo. Esta situación debe preverse consultando al fabricante de las bombas el flujo mínimo posible en su equipo, que normalmente oscila entre el 15% y el 20% de la capacidad de diseño.

6.4 La curva característica del sistema.

Cuando la bomba descarga a un recipiente presurizado, como es el caso de los generadores de vapor, la carga estática es mucho mayor que la necesaria para vencer la resistencia por fricción del sistema; es decir, de la carga total requerida, una gran proporción obedece a la carga de presión o estática a la que opera el equipo de trabajo, en este caso, el generador de vapor. La figura 19 muestra una curva característica de un sistema de agua de alimentación a calderas; si se sobrepone en la misma figura la curva característica de operación de una bomba a cuatro velocidades diferentes, se observa que no es necesario un amplio rango de variación de velocidad para satisfacer los requerimientos a cargas parciales (figura 20), como sería el caso de un sistema conformado en

su mayor parte por una carga de fricción (figura 21).

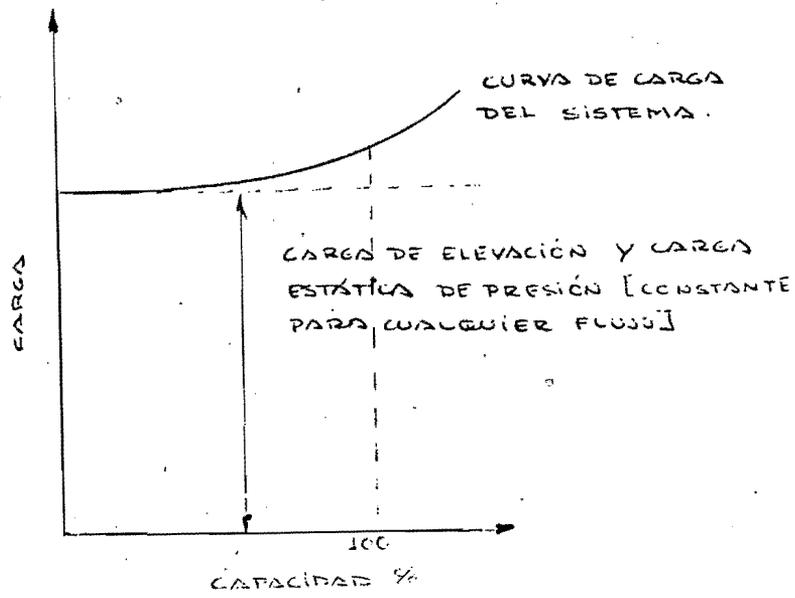


FIGURA 19

Curva característica de la carga de un sistema de agua de alimentación a calderas de una central termoeléctrica.

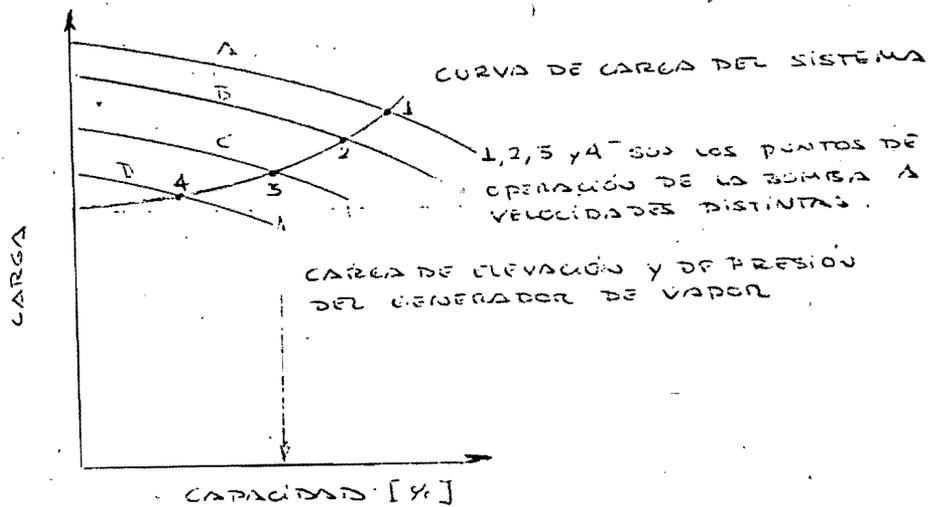


FIGURA 20

Sistema de alimentación de generadores de vapor, donde la carga estática representa el mayor porcentaje de la carga total.

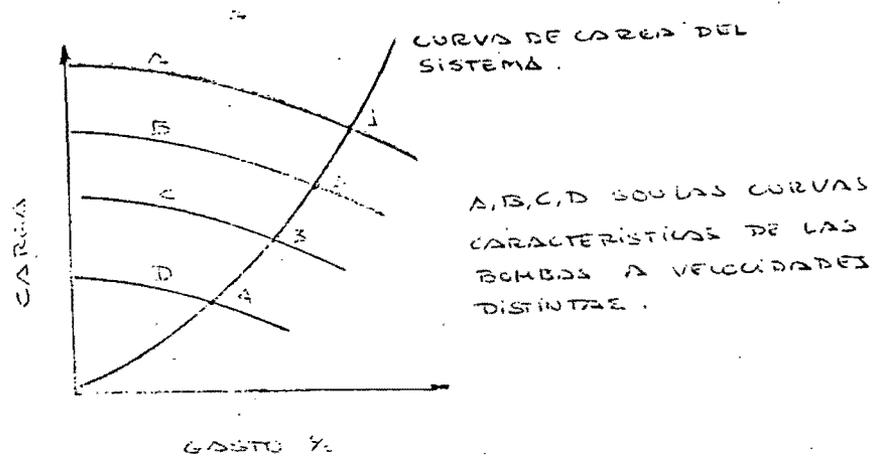


FIGURA 21

Sistema de bombeo con carga de fricción única ; para trabajar a cargas parciales es necesario un rango amplio de variación de la velocidad de operación.

6.5 Características de la curva carga-capacidad de una bomba de alimentación de agua a las calderas.

Las bombas centrífugas de pasos múltiples para alimentar calderas tienen una curva de carga-capacidad de la característica que la elevación de la carga, desde el punto de mayor eficiencia hasta el de flujo cero, tiene un máximo de 25% arriba de la carga de diseño.

La caída de la carga es muy lenta a bajas capacidades, incrementándose a medida que se acerca a la operación en el punto de diseño. Sin embargo, no es muy conveniente una curva de la bomba muy plana porque presenta problemas para el control estable, ya que a un pequeño cambio en la carga, corresponde un cambio relativamente amplio en la capacidad. Se puede afirmar que en bombas de presiones de descarga altas, una curva muy plana causará condiciones inestables de operación a flujos bajos, por lo que un impulsor de velocidad variable está fuera de toda consideración, sin importar la consideración del ahorro de energía.

6.6 Consumo de energía en relación a la presión del generador de vapor.

Las bombas de agua de alimentación son consideradas como el equipo más importante entre todos los auxiliares y el que más energía consume en toda la planta termoeléctrica.

La figura 22 enseña la relación entre la potencia de la bomba como porcentaje de la potencia total de la unidad turbogeneradora y la presión de salida del vapor de la caldera.

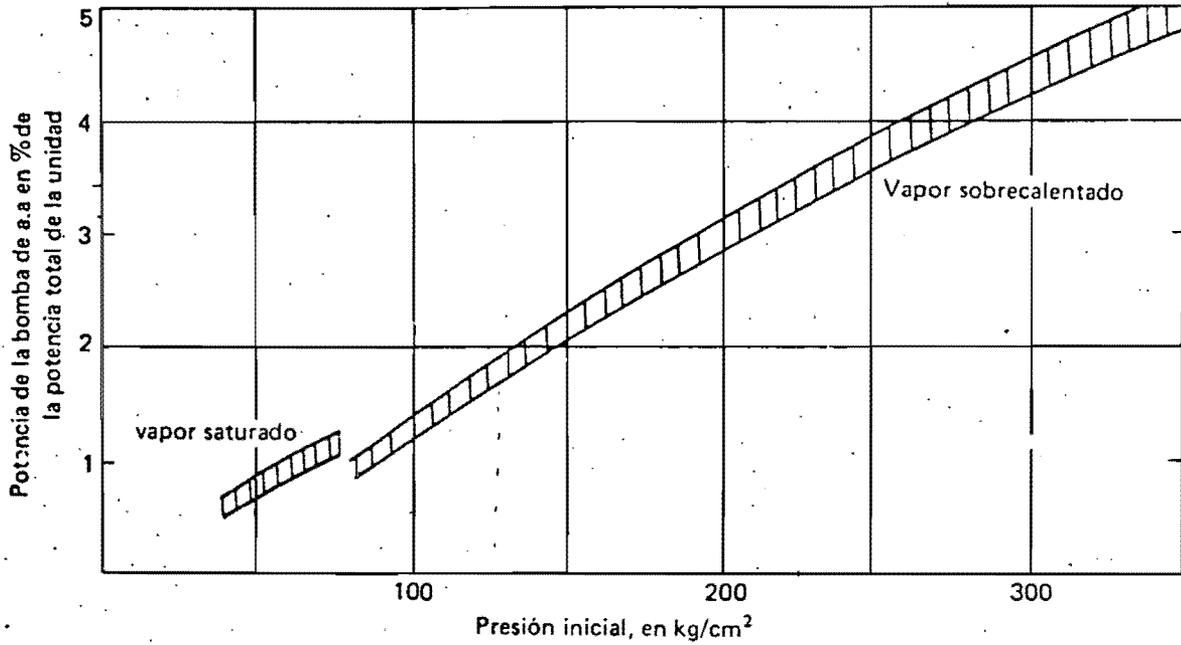


FIGURA 22

Relación entre la potencia requerida por la bomba de alimentación y la potencia de la planta y la presión de salida del vapor de la caldera.

Por ejemplo, si la caldera de una unidad de 37.5 MW suministra vapor sobrecalentado a una presión de 92.5 Kg/cm² y 512.8 °C, la potencia requerida para la bomba (100% de la capacidad) estará entre el 1.05% y el 1.20% de la po

tencia de la planta.

6.7 Unidades motrices para las bombas de alimentación.

La selección del tipo de accionamiento de las bombas de alimentación obedece a factores económicos y técnicos, y depende de las características de operación y tamaño de la central termoeléctrica. Para establecer el mejor tipo de accionamiento se debe efectuar un estudio técnico-económico que considere la potencia neta suministrada a las diferentes unidades de impulsión.

La selección del impulsor debe considerar el régimen de funcionamiento de la planta, y dependiendo de esta se seleccionará también el tipo de regulación del agua de alimentación; en el capítulo 3 se estudiaron las diferentes formas de regulación, y de todas esas, las más utilizadas en bombas de alimentación de agua a generadores de vapor son los métodos de estrangulamiento en la descarga, recirculación y variación de velocidad.

El sistema de recirculación es necesario cuando la bomba puede llegar a funcionar a capacidades muy bajas, creando condiciones de funcionamiento inestables; en estas circunstancias, su uso se hace necesario aun a costa del excesivo consumo energético.

La regulación por estrangulamiento es simple y precisa en todo el rango de velocidades (de 0% a 100% del gasto de diseño), pero en ciertas circunstancias de tamaño de la planta y régimen de operación, su implementación

puede resultar en altos costos de operación y despilfarro de energía.

La regulación por cambios en la velocidad se ha estudiado en anteriores capítulos detenidamente, y en la sección 6.8 se hará un análisis económico de su implementación para capacidades de planta de 300 MW y 37.5 MW.

De manera general, los diseñadores de plantas térmicas ya experimentados, recomiendan el siguiente rango de operación para los motores eléctricos y turbinas de vapor como elementos de accionamientos de las bombas de alimentación:

TIPO DE IMPULSOR	TIPO DE CONTROL	RANGO DE OPER.
Motor eléctrico	De vel. constante y regulación con estrangulamiento.	Menos de 150 MW
Motor eléctrico	De vel. constante y regulación con cople hidráulico.	Hasta 300 MW.
Motor eléctrico	De corriente directa y velocidad variable.	De 150 MW a 300 MW
Turbina de vapor	Contrapresión	De 250 a 500 MW
Turbina de vapor	Condensación	De 250 a 1000 MW

FUENTE: Aguilar, M. Criterios de diseño de plantas termoeléctricas, Edit. Limusa, México 1981, p.p. 185.

El lector se preguntará porque no se consideran los otros tipos de dispositivos de variación que se estudiaron en el capítulo 4 ; la respuesta es sencilla : los variadores de velocidad mecánicos , como son las bandas, motovariadores y engranajes están limitados por la dificultad que presenta su control automático en comparación a los dispositivos eléctricos; debido a que las bombas de alimentación requieren de una amplia gama de velocidades, los impulsores dobles no se adecúan correctamente, ya que solo proporcionan dos velocidades diferentes de rotación; los impulsores eléctricos de la clase de motor de rotor devanado con reóstato líquido solo permiten una gama de velocidades de hasta el 60%, siendo en muchas situaciones el requerimiento más amplio ; los motores de rotor devanado de estática regenerativa pueden operar del 50% al 100% de su velocidad de diseño, pero su uso no es muy recomendado en operaciones donde se requiera una gran diversidad de velocidades ; los motores de velocidad variable por cambios en la frecuencia operan en una gama del 100% de la velocidad de diseño, pero su potencia en la impulsión de bombas está limitada a los 200 HP.

En cambio, los motores de corriente directa están disponibles en potencias de hasta 3000 HP para una gama de velocidades del 100%.

Se concluye entonces, que las unidades motrices y dispositivos de variación de velocidad que no representan serias limitaciones para su uso en los sistemas de agua de alimentación en plantas de fuerza son :

- a) Turbinas de Vapor.
- b) Motores de velocidad constante con regulación de velocidad por acoplamiento hidráulico.
- c) Motores de velocidad constante con regulación del gasto por estrangulamiento.
- d) Motores eléctricos de velocidad variable de corriente directa (hasta 3000 HP).

Es necesario advertir que los otros métodos de regulación pueden ser atractivos en plantas pequeñas (donde la limitación de potencia no sea problema) o en otros servicios de bombeo con características diferentes a las de alimentación de agua a generadores de vapor. En plantas de carga base, con factores de operación altos, donde la generación de vapor difícilmente cae abajo del 65% o 70% del flujo de diseño, pueden ser recomendables aquellas alternativas que tienen dificultad de operar en una amplia gama de velocidad (motores de rotor devanado).

6.8 Análisis económico comparativo entre la operación de bombas centrífugas a velocidad constante y a velocidad variable : El caso de la alimentación a calderas en centrales termoeléctricas.

En esta sección se realizará el análisis económico de la operación de bombas de alimentación a calderas; el estudio se basará en operación a velocidad constante (caso 1) y operación a velocidad variable (caso 2).

Se analizarán dos requerimientos de centrales termoeléctricas, en lo que a demanda de potencia se refiere; se estudiarán plantas de 37.5 MW. y 300 MW. Se considera que los requerimientos de bombeo se satisfacen por medio de dos bombas en operación y una de repuesto, donde cada una proporciona el 50% de la capacidad de diseño, para 300 MW; y 2 bombas de 100% c/u para la planta de 37.5 MW.

Para el caso de velocidad constante, cada bomba principal está directamente conectada a un motor eléctrico mediante un mecanismo de engranes que incrementa la velocidad. En este caso, la velocidad de funcionamiento de las bombas es constante y el flujo es regulado por una válvula de control de paso por estrangulación y/o derivación.

Para el caso de velocidad variable, cada bomba principal está conectada al motor eléctrico por medio de un cople hidráulico y de un mecanismo de engranes elevador. El flujo de agua de alimentación es controlado por el cople hidráulico que varía la velocidad de operación de la

bomba. Este sistema requiere mayor inversión inicial que la regulación con una válvula de control en la descarga, pero tiene costos de operación menores.

6.8.1 Metodología de análisis.

Los pasos que deberán seguirse para verificar la conveniencia de alguno de los dos sistemas, son los siguientes:

1) Se investigan las diferencias en las especificaciones de las bombas.

2) De los balances térmicos de cada planta se obtienen las condiciones de funcionamiento para el 50%, 75% y 100% de la capacidad de diseño de las centrales termoeléctricas.

3) Se estiman los requerimientos de potencia para ambos casos.

4) Se evalúan las diferencias en los costos de operación de ambos casos.

5) Se evalúan las diferencias en la inversión inicial (es necesario identificar las diferencias del equipo motriz , control y otros).

6) Se realiza la diferencia de los puntos 4 y 5 (resultado de 4 - resultado de 5); si el resultado es positivo, significa que el segundo caso, el de operación a velocidad variable, es más económico a lo largo de la vida útil del equipo.

6.3.2. Alimentación a una central termoeléctrica de
300 MW.

PASO 1

Datos generales y especificaciones de funcio
namiento para cada caso.

- Servicio..... Bomba de agua de alimentación.
- Potencia de la Planta..... 300 MW.
- Número de calentadores de alta presión... 2.
- Número de calentadores de baja presión... 5.
- Número de bombas 3 de 50% de capacidad c/v.
- Tipos de bombas... centrífugas, multipasos y ho
rizontal.

Líquido.

- Clase agua de alimentación a las calderas.
- Temperatura..... 172.4 °C.
- Gravedad específica 0.8953.
- P.H. 8.5 a 9.5.

Capacidad de diseño para cada bomba.

- Flujo de entrada al economizador..... 997.6 T/h.
 - Flujo requerido atomización comb..... 1.0 "
 - Flujo requerido en sistemas auxiliares . 11.4 "
 - Flujo Total 1010.0 "
 - Capacidad requerida por cada bomba 505.0 "
 - Capacidad de diseño (5% de seguridad). 530.0 "
- 6 593.0 m³/h

Presión en la succión.

- Presión de operación en el deareador... 7.7 Kg/cm²
- Altura desde la bomba hasta el deareador. 20.1 mts.
Presión estática equivalente .. 1.8 Kg/cm²
- Caída de presión en tuberías, medidores
y accesorios 0.7 "
- Presión total en la succión ... 8.8 Kg/cm²

Presión en la descarga.

- Caída de presión en calentadores 3.0 Kg/cm²
 - Caída de presión en tub. entre la
bomba y economizador..... 3.3 "
 - Presión estática de la bomba al econ.. 1.9 "
 - Presión de entrada al economizador ... 190.5 "
 - Caída de presión en la
válvula de control:
- | | CASO 1 | CASO 2 |
|-------------------------------------|------------------------|--------------------------|
| - | 3.5 Kg/cm ² | 0 |
| - Presión total descarga... 202.2 " | | 198.7 Kg/cm ² |

Presión de diseño total.

- | | | |
|---|-----------|-------|
| - Presión en la descarga menos
presión en la succión (Kg/cm ²) | ... 193.4 | 189.9 |
| - Presión de diseño (más 5%)
(Kg/cm ²) | ... 205.0 | 200.0 |

Con estas especificaciones se seleccionan las bombas centrífugas para el primer caso (velocidad constante) y segundo caso (velocidad variable). La selección se hace de la misma manera en que se ejemplificó en el capítulo 2. La velocidad de operación, tanto para el caso 1 como para el caso 2, es de 5660 RPM ; las curvas características de cada bomba se presentan en las gráficas 6.1 y 6.2 , para el primer y segundo caso respectivamente.

En ambas gráficas, las curvas de potencia están modificadas para considerar un mecanismo de engranes que incrementa la velocidad de rotación de la bomba, y cuya eficiencia es del 97%. El punto de diseño se marca en ambas figuras con la letra A.

PASO 2

Condiciones de operación a carga parcial, obtenidas de los balances térmicos a 50%, 75% y 100% de la capacidad de la planta.

Estos datos se obtienen de los balances térmicos que proporcionan los diseñadores de los componentes del ciclo térmico:

	100%	75%	50%
a) Capacidad:			
- Agua de alimentación			
(T/h)	934.2	666.1	436.3
(M ³ /h)	1044.0	744.0	487.0
- Flujo de circulación para bomba de emergen cia. (T/h)	4.0	4.0	4.0
(M ³ /h).....	4.5	4.5	4.5
- Flujo Total			
(T/h)	938.2	670.1	440.3
(M ³ /h).....	1048.5	748.5	491.5
- Flujo por cada bomba			
(T/h)	469.1	335.1	220.2
(M ³ /h).....	523.0	374.0	245.0
b) Presión en la succión:			
- Presión en el deareador			
(Kg/cm ²)	8.09	5.89	3.91
- Presión estática			
(Kg/cm ²)	1.80	1.80	1.80
- Pérdidas downcomer			
(Kg/cm ²)	0.6	-0.3	-0.1
- Presión total en succión			
(Kg/cm ²)	9.29	7.39	5.61

	100%	75%	50%
c) Presión en la descarga.			
- Presión de entrada a la turbina (Kg/cm ²)...	169.0	169.0	169.0
- Pérdidas de presión por fricción (Kg/cm ²).	21.6	11.1	4.8
- Presión estática de la bomba-econ. (Kg/cm ²)..	1.9	1.9	1.9
- Presión estática del econ-domo. (Kg/cm ²)...	2.0	2.0	2.0
- Presión total requerida en descarga (kg/cm ²)	194.5	184.0	177.7
d) Presión requerida (presión en la descarga menos presión en la succión (kg/cm ²))	185.2	176.6	172.1

PASO 3

Requerimientos de Potencia.

PRIMER CASO (VELOCIDAD CONSTANTE).

De la gráfica 6.1 se obtiene:

	100%	75%	50%
- Potencia al freno incluyendo las pérdidas en engranes (KW) ...	4050	3500	2950
- Eficiencia asumida del motor (%).	95.5	95.3	95.0

	100%	75%	50%
- Potencia consumida de entrada al motor (KW).	4240	3673	3105

SEGUNDO CASO (VELOCIDAD VARIABLE)

Para este segundo caso se obtuvieron las curvas características de operación de la bomba de la gráfica 6.2 a velocidades diferentes a las de diseño, de manera tal que intersecten los requerimientos de carga y gasto al 100%, 75%, y 50% de la potencia de la planta.

El procedimiento es el siguiente: Se marca en la gráfica 6.2 los puntos de carga- gasto requeridos para el 100% de la potencia de la planta (punto B), para el 75% (punto C) y para el 50% (punto D); este paso no es otra cosa que construir la curva de carga del sistema. El siguiente paso es encontrar , mediante el método de prueba y error, la velocidad de operación de la bomba que hace que la curva característica de esta pase por los puntos que representan la carga del sistema (puntos B,C y D) ; por último, aplicando las leyes de semejanza, se obtienen las curvas de carga y potencia en toda su longitud, para cada velocidad de operación y se las grafica en la misma figura donde se marcaron los puntos de carga del sistema y la curva de la bomba a las condiciones de diseño. Para este caso, las velocidades de rotación que hacen que las curvas de las bombas intersecten las

demandas del sistema al 100%, 75% y 50% de la potencia de la planta (puntos B,C y D), son 5540 RPM , 5200 RPM y 5020 RPM, respectivamente.

De la gráfica 6.2 se obtienen los siguientes datos:

	100%	75%	50%
- Potencia al freno, incluyendo pérdidas en el incrementador de engranes (KW)	3420	2500	1950
- Velocidad de la bomba (RPM)	5540	5200	5020
- Relación de velocidad (%)	94.0	88.7	85.7
- Pérdida de potencia en el cople hidráulico (gráfica 6.3) (KW)...	410	465	430
- Potencia requerida al motor (KW)	3830	2965	2380
- Eficiencia estimada del motor (%).....	95.5	95.3	95.0
- Potencia consumida o de entrada al motor (KW)	4010	3110	2505

DIFERENCIA EN POTENCIAS CONSUMIDAS. Es la resta entre la potencia consumida a velocidad constante y la potencia consumida usando el cople hidráulico.

	100%	75%	50%
- Potencia consumida caso 1 (KW).....	4240	3673	3105
- Potencia consumida caso 2 (KW)	4010	3110	2503
- Diferencia de las potencias consumi- das para cada bom- ba (KW).....	230	563	602
- Ahorro de potencia en las dos bombas en operación (KW)	460	1126	1204

PASO 4

Evaluación de los costos de operación.

Es necesario determinar aquí la característica de operación de la planta generadora, es decir, si la central opera la mayor parte del tiempo a carga plena, a mitad de su capacidad o en cualquier otra condición. Para este análisis se supondrá que la demanda media o ponderada está dada por la siguiente relación:

$$\text{Demanda media o ponderada} = \frac{30\% (P_{100}) + 35\% (P_{75}) + 35\% (P_{50})}{100\%}$$

Remplazando los valores de potencia requeridos para cada caso:

- CASO 1

$$\text{Demanda media ó ponderada} = \frac{30(4240) + 35(3672) + 35(3105)}{100}$$

$$= 3644 \text{ KW.}$$

- CASO 2

$$\text{Demanda media ó ponderada} = \frac{30(4010) + 35(3110) + 35(2505)}{100}$$

$$= 3168 \text{ KW.}$$

- La diferencia entre las demandas de potencia para ambos casos es: $3644 - 3168 = 476 \text{ KW.}$

- El número de bombas en operación es 2, por lo tanto, la diferencia total entre las demandas de potencia es $476 \times 2 = 952 \text{ KW.}$

- Las horas al año que opera el sistema se estiman en 8200 horas; los KW-H que se ahorran al operar a velocidad variable son: $8200 \times 952 = 7.81$ millones de KW-H.

- La equivalencia física entre energía eléctrica y energía térmica está dada por:

$$1 \text{ KW-H} = \frac{860}{n} \text{ Kcal.}$$

donde n es la eficiencia de la planta; se estime que para una central de 300 MW la eficiencia osci

la entre 35% y 38%. Si se adopta que es de 35%, se tiene que:

$$1 \text{ KW-H} = 2457 \text{ Kcal.}$$

- La energía ahorrada al implementar el caso 2 está dada por $2457 \frac{\text{Kcal}}{\text{KW-H}} \times 7.81$ millones de KW-H, que es igual a:

$$19.19 \times 10^9 \text{ Kcal por año, ó}$$

$$19.19 \text{ Teracalorías/año.}$$

En 20 años de vida útil, la diferencia total en el consumo de energía entre el caso 1 y el caso 2 es de :

$$383.78 \times 10^9 \text{ Kcal. ó}$$

$$383.78 \text{ Teracalorías.}$$

- El combustible que corresponde a la equivalencia térmica obtenida en el anterior apartado (383.78×10^9 Kcal.) se obtiene a partir de los poderes caloríficos que se asumen en el balance energético nacional; los valores son los siguientes:

$$\text{Poder Calorífico combustóleo}..10193 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$\text{Poder Calorífico Gas Natural}..10325 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$$

Los ahorros de combustible son:

$$\begin{aligned} \text{Ahorro de combustóleo} &= \frac{383.78 \times 10^9 \text{ Kcal.}}{10193 \text{ Kcal/Kg.}} = \\ &= 37651 \text{ Toneladas.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Ahorro de Gas Natural} &= \frac{383.78 \times 10^9 \text{ Kcal.}}{10825 \text{ Kcal/m}^3} = \\ &= 35453 \text{ miles de m}^3. \end{aligned}$$

- Para conocer los recursos económicos que se ahorran al implementar el caso 2 (velocidad variable), se multiplica los ahorros de combustóleo o gas natural, según sea el caso, por el valor monetario actual :

+Usando combustóleo

$$\begin{aligned} \text{Ahorro Total} &= 37651 \text{ Ton.} \times 13.15 \text{ \$/kg} = \\ &= 495.4 \text{ millones de pesos.} \end{aligned}$$

+Usando Gas Natural

$$\begin{aligned} \text{Ahorro Total} &= 35453 \text{ miles m}^3 \times 15.66 \text{ \$/m}^3 = \\ &= 555.2 \text{ millones de pesos.} \end{aligned}$$

PASO 5

Evaluación de la diferencia en la inversión inicial requerida para cada caso.

Especificación de equipo:

	CASO 1	CASO 2
- Bombas de alimentación		
Gasto (m ³ /h)	593	593
Carga (Kg/cm ²).....	205	200

	CASO 1	CASO 2
- Motor		
Velocidad sincrónica..	1800 RPM	1800 RPM
Número de Polos	4	4
Potencia	4550 KW	4300 KW
- Incrementador de velocidad:		
Relación	3.35 : 1	3.35 : 1
Eficiencia (%)	97.0	97.0
- Cople Hidráulico	NO	SI
- Válvula de control de la alimentación.....	SI	NO
- Equipo de control y paro.....	SI	SI

La diferencia en la inversión inicial obedece principalmente a la diferencia en el precio de los dos motores eléctricos, que son de diferente capacidad, y a la diferencia entre el valor de la válvula de control para el caso 1 y el cople hidráulico y válvula principal de paro para el caso 2. No existen diferencias significativas entre los dos sistemas de control automático (diferencias económicas).

Se considera que la diferencia en los dos sistemas es de 94500 dólares por cada bomba: siendo tres las que se instalen, la diferencia asciende a 283,500 US\$,

que al tipo de cambio controlado vigente al mes de agosto del presente año, totaliza la cantidad de 81.93 millones de pesos mexicanos (un dólar = 289.00 M.N.)

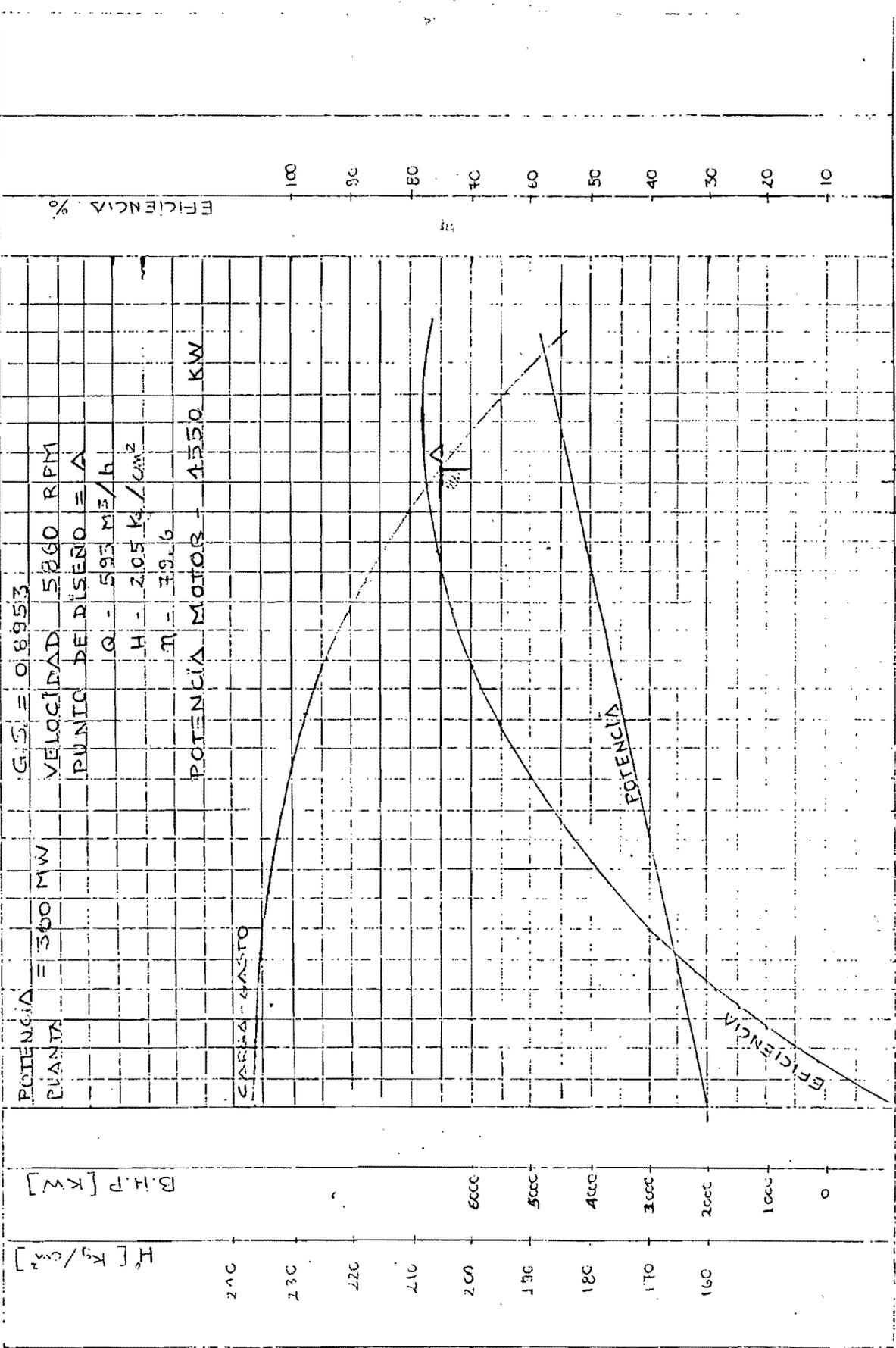
PASO 6

Conclusiones.

La diferencia entre los resultados del paso 5 y el paso 4 es de 413 millones de pesos para el caso del combustóleo y 473 millones de pesos si se utiliza gas natural; como esta es positiva, se considera que es más económico adoptar el sistema de regulación de velocidad variable por cople hidráulico que el sistema de velocidad constante y regulación con una válvula de control que estrangula en la descarga de la bomba.

GRÁFICA 6.1

CASO UNO : OPERACIÓN A VELOCIDAD CONSTANTE [INCLUYENDO INCREMENTADOR]



BHP [KW]

H [kg/cm²]

POTENCIA = 300 MW
PLANTA

G.S. = 0.8953

VELOCIDAD 5860 RPM

PUNTO DE DISEÑO = A

Q = 593 m³/h

H = 2.05 kg/cm²

η = 79.6

POTENCIA MOTOR = 1.550 KW

CARGA - PASTO

Q [m³/h]

560

420

280

140

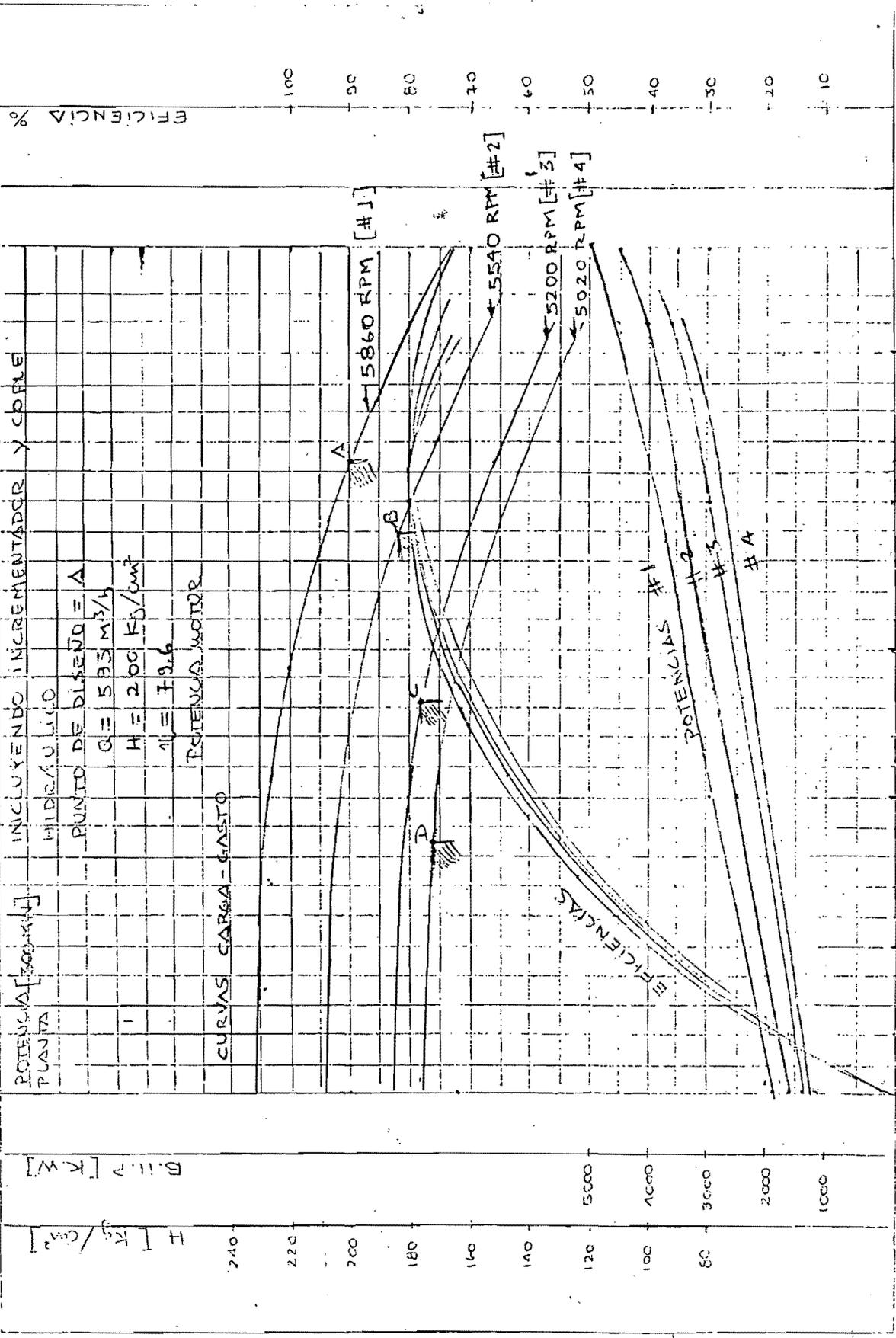
100%

75%

50%

GRÁFICO 6.2

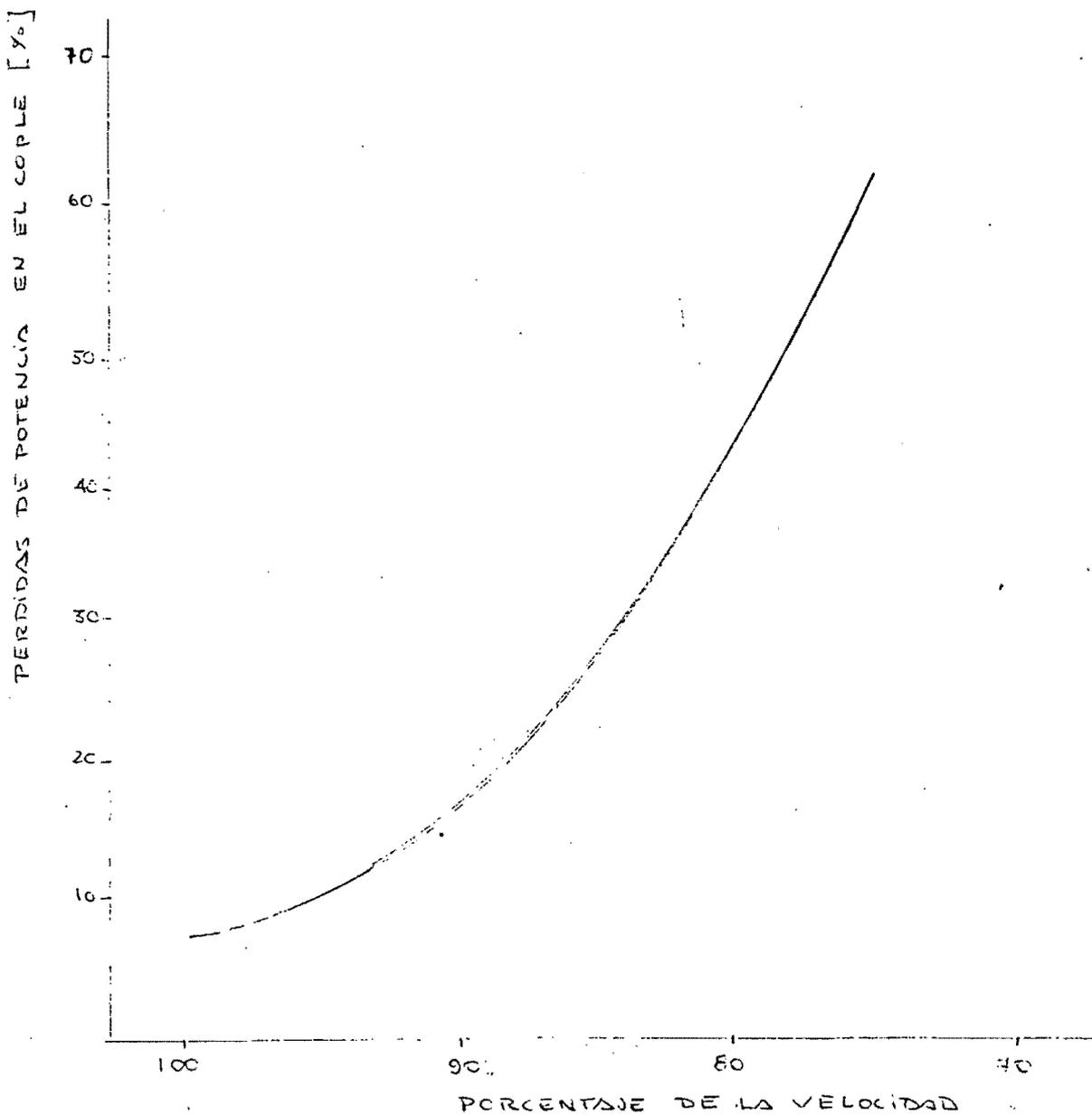
CASO DOS: OPERACIÓN A VELOCIDAD VARIABLE INCLUYENDO INCREMENTADOR Y COUPLE



100%

75%

50%



GRAFICA 6.3

PERDIDAS EN ACOPLAMIENTO.

6.8.3 Alimentación a una central termoeléctrica de
37.5 MW.

PASO 1

Datos generales y especificaciones de funcionamiento para cada caso.

- Servicio Bomba de agua de alimentación.
- Potencia de la Planta 37.5 MW.
- Número de calentadores de alta presión ... 2.
- Número de calentadores de baja presión ... 2.
- Número de bombas ... 2 de 100% de capacidad c/u.
- Tipo de Bomba ... centrífuga, multipasos y horizontal.

Líquido.

- Clase agua de alimentación a las calderas.
- Temperatura 155 °C .
- Gravedad específica 0.9132 .
- P.H. 8.5 a 9.5

Capacidad de diseño para cada bomba.

- Flujo de entrada al economizador 130.9 T/h.
- Flujo requerido atomización comb. 0.23 "
- Flujo recuperado en sistemas auxiliares . 2.61 "
- Flujo Total 133.7 "
- Capacidad requerida por cada bomba 133.7 "
- Capacidad de diseño (5% de seguridad) .. 140.4 "

6 133.7 m³/h

Presión en la succión.

- Presión de operación en el deareador ... 5.1 Kg/cm²
- Altura desde la bomba hasta el deareador 7.1 mts.
 Presión estática equivalente ... 0.65 Kg/cm²
- Caída de presión en tuberías, medidores
 y accesorios 0.3 "
- Presión total en la succión 5.45 "

Presión en la descarga.

- Caída de presión en calentadores 1.4 Kg/cm²
- Caída de presión en tuberías entre la
 bomba y economizador 1.6 Kg/cm²
- Presión estática de la bomba al econ. .. 0.72 "
- Presión de entrada al economizador 101 "
- Caída de presión en la

válvula de control:

	<u>CASO 1</u>	<u>CASO 2</u>
	2.4 Kg/cm ²	0
- Presión total descarga ... 107.1 "		104.7 Kg/cm ²
<u>Presión de diseño total.</u>		
- Presión en la descarga menor ... 101.7		ca, 2
presión en la succión (Kg/cm ²)		
- Presión de diseño (más 5%) ... 107.0		104.0
(Kg/cm ²)		

2.4 Kg/cm²

- Presión total descarga ... 107.1 " 104.7 Kg/cm²

Presión de diseño total.

- Presión en la descarga menor ... 101.7
- presión en la succión (Kg/cm²)
- Presión de diseño (más 5%) ... 107.0
- (Kg/cm²)

Con estas especificaciones se seleccionan las bombas centrífugas para el primer caso (velocidad constante) y segundo caso (velocidad variable). La selección se hace de la misma manera en que se ejemplificó en el capítulo 2 y en el anterior ejemplo. La velocidad de operación, tanto para el caso 1 como para el caso 2, es de 3550 RPM; las curvas características de cada bomba se presentan en las gráficas 6.4 y 6.5, para el primer y segundo caso respectivamente.

En ambas gráficas, las curvas de potencia están modificadas para considerar el mecanismo de engranes que incrementa la velocidad de rotación de la bomba, y cuya eficiencia es del 97 %. El punto de diseño se marca en ambas figuras con la letra A.

PASO 2

Condiciones de operación a carga parcial, obtenidas de los balances térmicos a 50 %, 75 % y 100% de la capacidad de la planta.

Estos datos se obtienen de los balances térmicos que proporcionan los diseñadores de los componentes del ciclo térmico:

	100%	75%	50%
a). Capacidad:			
- Agua de alimentación			
(T/h)	121.2	84.3	54.6
(M ³ /h)	132.7	92.3	59.8
- Flujo de circulación para bomba de emergen <u>u</u>			
cic. (T/h)	4.0	4.0	4.0
(M ³ /h)	4.4	4.4	4.4
- Flujo total y por cada bomba.			
(T/h)	125.2	88.3	58.6
(M ³ /h)	137.1	96.7	64.2

b). Presión en la succión:

- Presión en el desareador			
(Kg/cm ²)	5.4	3.9	2.6
- Presión estática			
(Kg/cm ²)	0.65	0.65	0.65
- Pérdidas downcomer			
(Kg/cm ²)	-0.4	-0.19	-0.09
- Presión total en succión			
(Kg/cm ²)	5.65	4.36	3.16

	100%	75%	50%
c) Presión en la descarga.			
- Presión de entrada a la turbina (Kg/cm ²).	88.0	88.0	88.0
- Pérdidas de presión por fricción (Kg/cm ²).	11.8	5.7	2.4
- Presión estática de la bomba-econ. (Kg/cm ²)..	0.72	0.72	0.72
- Presión estática del econ-domo. (Kg/cm ²)..	0.40	0.40	0.40
- Presión total requerida en la descarga (Kg/cm ²)	100.9	94.8	91.5
d) Presión requerida (presión en la descarga menos presión en la succión (Kg/cm ²)	95.2	90.4	88.3

PASO 3

Requerimientos de Potencia.

PRIMER CASO (VELOCIDAD CONSTANTE).

De la gráfica 6.4 se obtiene :

	100%	75%	50%
- Potencia al freno incluyendo las pérdidas en engranes (KW)....	600	520	435

	100%	75%	50%
- Eficiencia asumida del motor (%)	95.3	95.0	94.9
- Potencia consumida o de entrada al motor (KW)..	629	547	458

SEGUNDO CASO (VELOCIDAD VARIABLE)

Para este segundo caso se obtuvieron las curvas características de operación de la bomba (gráfica 6.5) en diversas velocidades, diferentes a las de diseño, de manera tal que intersecten los requerimientos de carga y gasto al 100%, 75%, y 50% de la potencia de la planta.

El procedimiento es similar al desarrollado para el caso de la central de 300 MW. , y consiste en lo siguiente: Se marca en la gráfica 6.5 los puntos de carga y gasto requeridos para el 100% de la potencia de la planta (punto B), para el 75% de la potencia (punto C) y para el 50% (punto D) ; este paso no es otra cosa que construir la curva de carga del sistema. El siguiente paso es encontrar, mediante el método de prueba y error, la velocidad de operación que hace que la curva característica de la bomba pase por los puntos que representan la carga del sistema (puntos B, C y D) ; por último, aplicando las leyes de similitud, se obtienen las curvas de carga y potencia en toda su longitud para cada velocidad de operación, y se las grafica en la misma figura donde se

maracaron los puntos de carga del sistema y la curva de la bomba a las condiciones de diseño (figura 6.5). Para este caso , las velocidades de rotación que hacen que las curvas características de las bombas intersecten las demandas del sistema al 100% , 75% y 50% de la potencia de la planta (puntos B,C y D), son 3350 RPM, 3120 RPM y 3040 RPM, respectivamente.

De la gráfica 6.5 se obtienen los siguiente datos:

	100%	75%	50%
- Potencia al freno, incluyendo pérdidas en el incrementador de engranes (KW)	494	371	300
- Velocidad de la bomba (RPM)	3350	3120	3040
- Relación de velocidad (%)	94.4	87.9	85.6
- Pérdida de potencia en el cople hidráulico (gráfica 6.3) (KW)....	61	84	70
- Potencia requerida al motor (KW)	555	455	370
- Eficiencia estimada del motor (%)	93.0	92.8	92.6
- Potencia consumida o de entrada al motor (Kw).	596	490	400

DIFERENCIA EN POTENCIAS CONSUMIDAS. Es la resta entre la potencia consumida a velocidad constante y la potencia consumida usando el variador de velocidad del tipo cople hidráulico.

	100%	75%	50%
- Potencia consumida caso uno (KW).....	629	547	458
- Potencia consumida caso dos (KW).....	596	490	400
- Diferencia de las potencias consumidas para cada bomba (KW)	33	57	58

PASO 4

Evaluación de los costos operación.

Es necesario determinar, al igual que se hizo en el ejemplo anterior, la característica de la operación de la planta, es decir, si la central opera la mayor parte del tiempo a carga plena, a mitad de su capacidad o en cualquier otra condición. Se supone que la demanda media o ponderada está dada por :

$$\text{Demanda media o ponderada} = \frac{30\% (P-100) + 35\% (P-75) + 35\% (P-50)}{100\%}$$

Remplazando los valores de potencia requeridos para cada caso :

- CASO 1

$$\text{Demanda media o ponderada} = \frac{30(629) + 35(547) + 35(458)}{100}$$

$$= 540 \text{ KW.}$$

- CASO 2

$$\text{Demanda media o ponderada} = \frac{30(596) + 35(490) + 35(400)}{100}$$

$$= 490 \text{ KW.}$$

- La diferencia entre las demandas de potencia para ambos casos es : $540 - 490 = 50 \text{ KW.}$
- El número de bombas en operación es 1, por lo tanto , 50 KW es la diferencia total entre las dos diferentes demandas de potencia.
- Los KW-h que se ahorran al operar a velocidad variable son : $8200 \times 50 = 410\ 000 \text{ KW-h .}$
- La equivalencia física entre energía eléctrica y energía térmica está dada por:

$$1 \text{ KW-h} = \frac{860}{n} \text{ Kcal.}$$

donde n es la eficiencia de la planta; se estima que para una central de 37.5 MW su valor es de 30, en promedio, por lo tanto se tiene que:

$$1 \text{ KW-h} = 2860 \text{ Kcal.}$$

- La energía ahorrada al implementarse el segundo caso está dada por $2860 \text{ Kcal/KW-h} \times 410000 \text{ KW-h}$, que es igual a :

$$1.17 \times 10^9 \text{ Kcal. por año, } 6$$

$$1.17 \text{ Teracalorías/año.}$$

En 20 años de vida útil, la diferencia total en el consumo de energía entre el caso 1 y el caso 2 es la siguiente:

$$23.45 \times 10^9 \text{ Kcal. , } 6$$

$$23.45 \text{ Teracalorías.}$$

- El combustible que corresponde a la equivalencia térmica anterior ($23.45 \times 10^9 \text{ Kcal.}$) se obtiene a partir de los poderes caloríficos que se asumen en el balance energético nacional ; los valores son los siguientes:

$$\text{Poder calorífico combustoleo} \dots 10193 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$\text{Poder calorífico Gas Natural} \dots 10825 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3}$$

Los ahorros de combustible son:

$$\text{Ahorro de combustoleo} = \frac{23.45 \times 10^9 \text{ Kcal}}{10193 \text{ Kcal/Kg.}}$$

$$= 2301 \text{ Toneladas.}$$

$$\begin{aligned} \text{Ahorro de Gas Natural} &= \frac{23.45 \times 10^9 \text{ Kcal}}{10825 \text{ Kcal/Kg}} \\ &= 2166 \text{ miles de metros cúbicos.} \end{aligned}$$

- Para conocer los recursos económicos que se ahorraran al implementarse el caso 2 (velocidad variable), se multiplica los ahorros de combustoleo o gas natural, según sea el caso, por el precio a pie de planta que se cotiza a la compañía generadora de electricidad.

+ Usando combustoleo:

$$\begin{aligned} \text{Ahorro total} &= 2301 \text{ Ton} \times 13.15 \text{ \$/Kg} = \\ &= 30.2 \text{ Millones de pesos.} \end{aligned}$$

+ Usando Gas Natural:

$$\begin{aligned} \text{Ahorro total} &= 2166 \text{ miles de m}^3 \times 15.66 \frac{\$}{\text{m}^3} \\ &= 33.9 \text{ Millones de pesos.} \end{aligned}$$

PASO 5

Evaluación de la diferencia en la inversión inicial requerida para cada caso.

Especificación del equipo:	CASO 1	CASO 2
- Bombas de alimentación		
Gasto (m ³ /h)	153.7	153.7
Carga (Kg/cm ²)	107.0	104.0

	CASO 1	CASO 2
- Motor		
Velocidad sincrónica	1800 RPM	1800 RPM
Número de Polos	4	4
Potencia	620 KW	600 Kw
- Incrementador de velocidad		
Relación	2.03 : 1	2.03 : 1
Eficiencia	97 %	97 %
- Cople Hidráulico	NO	SI
- Válvula de control de la alimentación	SI	NO
- Equipo de control y paro..	SI	SI

La diferencia en la inversión inicial obedece principalmente a la diferencia en el tamaño de los motores y a la diferencia entre el valor de la válvula de control para el caso 1 y el cople hidráulico y válvula principal de paro para el caso 2. No existen diferencias significativas, al igual que para el caso de la central de 300 MW, en los costos del control automático para ambos casos. Se estima la diferencia en 38500 dólares por cada bomba; como son dos las que se instalan (cada una del 100% de la capacidad), la diferencia asciende a 77000 U\$, que al tipo de cambio controlado vigente al mes de agosto del pre

sente año, totaliza la cantidad de 22.25 millones de pesos mexicanos (un dólar = 289.00 M.N.).

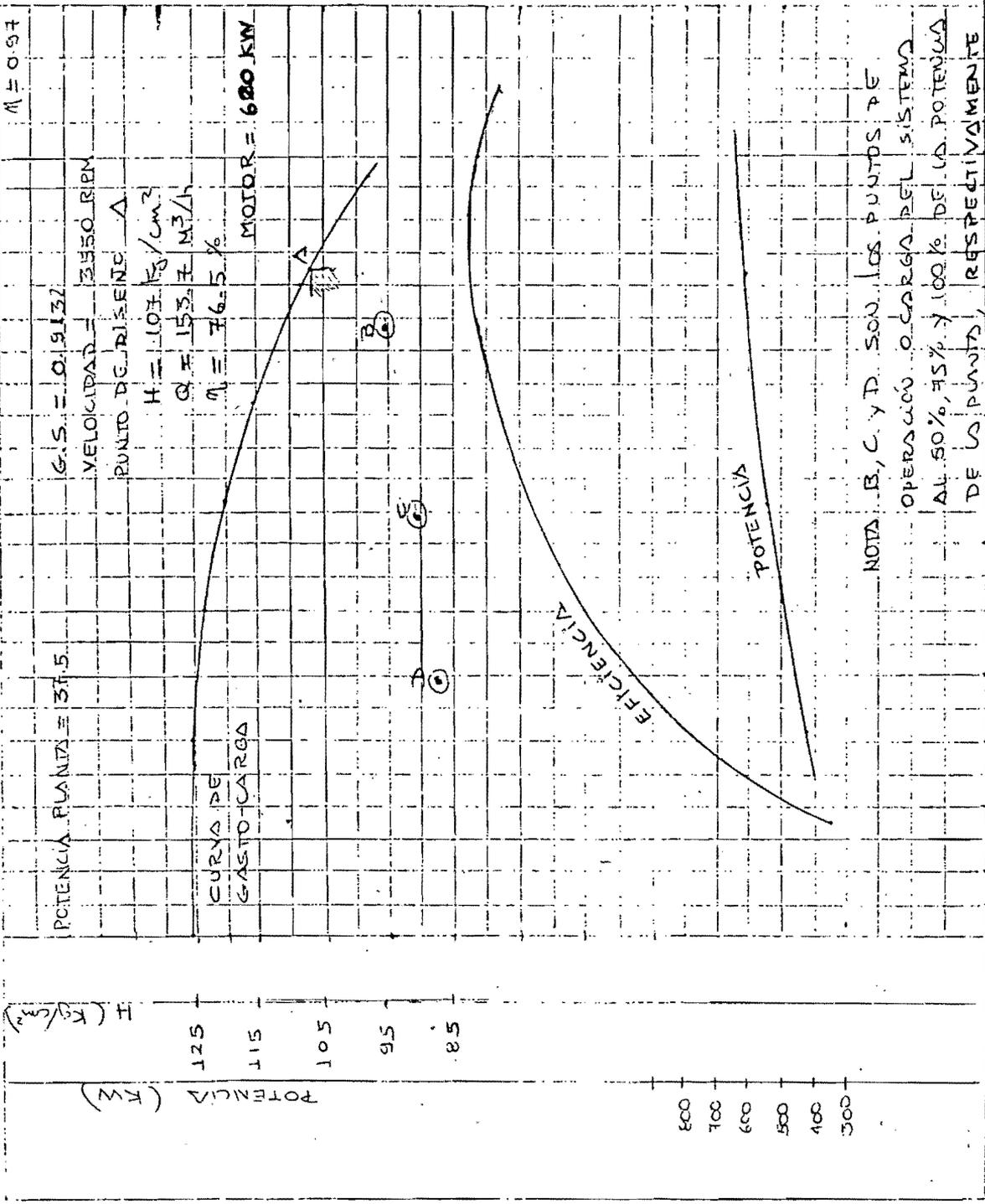
PASO 6

Conclusiones.

La diferencia entre los resultados del paso 4 y el paso 5 es de casi 8 millones para el caso de una planta que utiliza combustóleo y 11.6 millones de pesos si se utiliza Gas Natural; Aquí la diferencia no es tan definitiva como fue para el caso de la planta de 300 MW, es de cir, aun cuando la diferencia es todavía positiva, es necesario evaluar si el problema de la disponibilidad inmediata de recursos adicionales para implementar el variador de velocidad, junto a la necesidad inmediata de recursos, por lo general escasos, compensa el pequeño ahorro futuro a lo largo de los 20 años próximos a instalado el proyecto. Más adelante se concluirá a este respecto.

GRÁFICA 6.4

CASO UNO - OPERACIÓN A VELOCIDAD CONSTANTE [INCLUYE INCREMENTADOR]



50%
75%
100%

GRÁFICA 6.5

CASO DOS : OPERACION A VELOCIDAD VARIABLE

(INCLUYE COPILE Y VARIADOR DE VEL.)

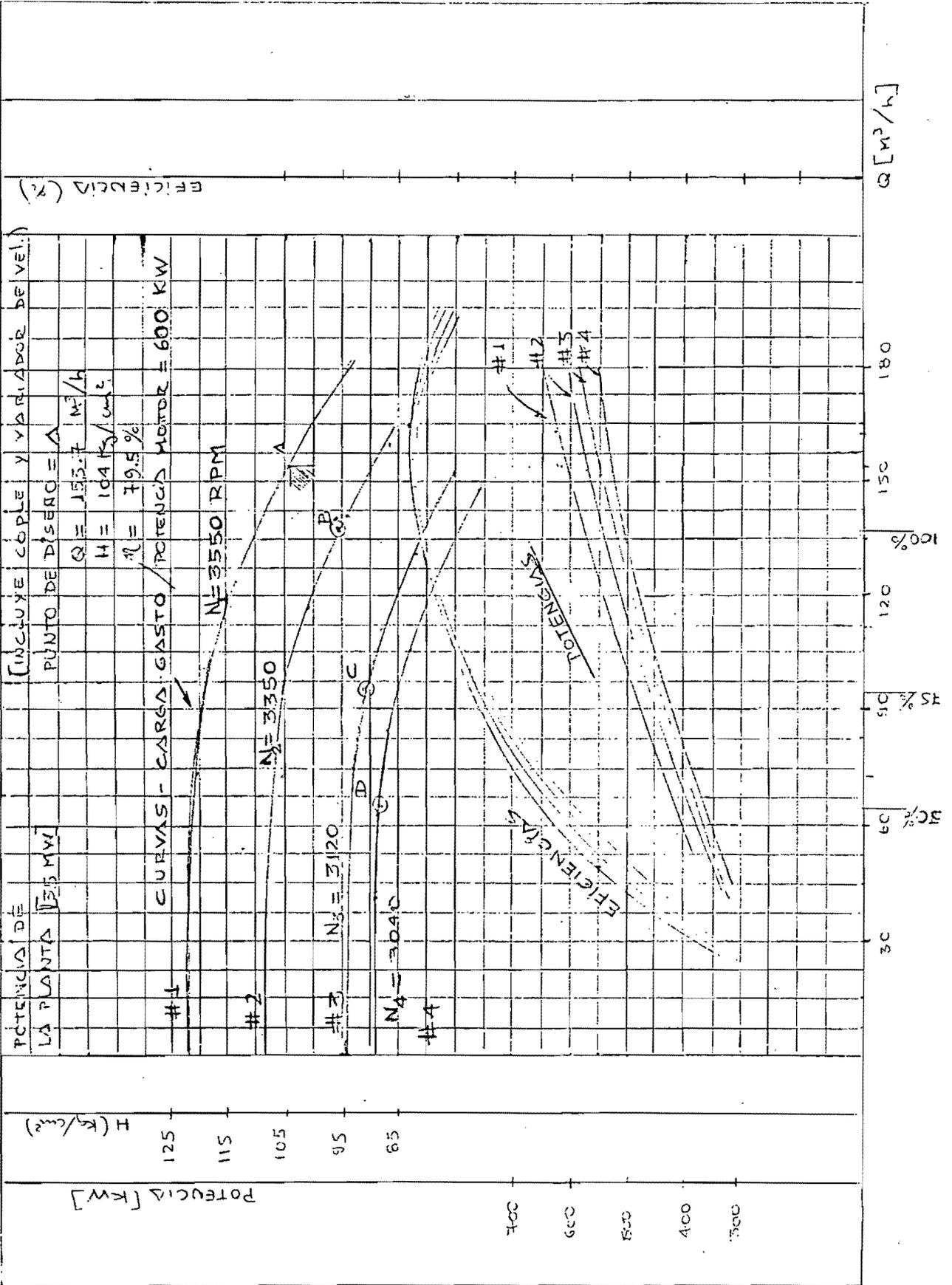
PUNTO DE DISEÑO = A

$Q = 153.7 \text{ m}^3/\text{h}$

$H = 104 \text{ kg/cm}^2$

$\eta = 79.5\%$

CURVAS - CARGA GASTO / POTENCIA MOTOR = 600 KW



EFICIENCIA (%)

Q [m³/h]

POTENCIA DE LA PLANTA

13.5 MW

#1

#2

#3

N4 = 3040

#4

N = 3350

N3 = 3120

N1 = 3040

N2 = 3120

N = 3550 RPM

700

600

500

400

300

125

115

105

95

85

30

35

45

50

75

100

120

150

180

EFICIENCIAS

POTENCIAS

#1

#2

#3

#4

A

B

C

D

C O N C L U S I O N E S .

CONCLUSIONES.

La selección del accionamiento y tipo de control de los equipos de bombeo requiere de un alto nivel de desarrollo ingenieril y la asunción de criterios correctos para estar en posibilidad de obtener un sistema confiable y económico.

Desde un principio, se ha establecido cinco diferentes formas de reducir los costos energéticos en los sistemas de bombeo:

- La creación de nuevos diseños eléctricos, mecánicos e hidráulicos más eficientes.
- La reducción de los factores de seguridad en el cálculo de la capacidad y carga de diseño.
- La disminución de las pérdidas de presión en tuberías, válvulas y accesorios.
- La operación en paralelo, utilizando dos o más bombas, según sea el régimen de operación del sistema de bombeo.
- La operación a velocidad variable.

De estos cinco campos de acción, se desarrolló en este estudio la última opción, para la cual se estudiaron los principales elementos necesarios para comprender el comportamiento y control de las bombas centrífugas.

Del capítulo cuatro se concluye que la utilización y

selección de las diferentes unidades de accionamiento de velocidad variable depende tanto de los factores técnicos (límite de potencia, gama de velocidades disponible, facilidades de control y regulación, espacio restringido, seguridad, requerimientos de mantenimiento, sofisticación tecnológica, etc.) como de factores económicos (costos de operación, inversión , mantenimiento, etc.).

Es necesario para cada caso particular seleccionar los tipos de unidades motrices técnicamente aceptables, para después realizar la evaluación económica, y realizar una buena decisión.

Del análisis financiero presentado en el último capítulo se deduce que para plantas de tamaño relativamente grande (digamos 37.5 MW), se recomienda la opción de las bombas impulsadas con unidades de velocidad variable, ya que las dificultades que se crean de introducir a la planta equipos no familiares y con cierto grado de complejidad y sofisticación tecnológica y el incremento en la inversión inicial del equipo se ven sobradamente compensadas con los grandes ahorros de energía y consecuente reducción en los costos de operación; para plantas menores, las ventajas no son tan evidentes, y el escepticismo de algunas personas respecto a su utilización puede estar holgadamente justificado.

En la actualidad, MITSUI ofrece un paquete generador de electricidad, a base de combustóleo y gas natural, de una potencia de 18.7 MW ; en su sistema de alimentación se cuenta con dos bombas de 100% de capacidad cada una, y el

accionamiento a través de un motor de velocidad constante conectado a un cople hidráulico . La viabilidad económica de este sistema depende del régimen de funcionamiento de la planta, pero los cálculos preliminares que he desarrollado, con la misma metodología que se ha presentado aquí, señalan que aun operando la planta la mayor parte del tiempo al 50% de su capacidad, el uso del cople hidráulico y la operación a velocidad variable de la bomba de alimentación no se justifica. Esta es una seria advertencia, ya que la mayor parte de los paquetes termoeléctricos actuales, incluso de bajas potencias, tienen incorporado accionamientos de velocidad variable, sin encontrar justificación económica en muchas ocasiones.

No se trata de desvirtuar las características de este tipo de operación, sino advertir que su compra y el incremento en la inversión inicial solo pueden decidirse una vez realizado el análisis económico basado en la metodología aquí presentada.

Las observaciones finales consisten en que el futuro de los accionamientos de bombas a velocidad variable parece prometedor , el continuo incremento en el precio de la energía se convierte en uno de los elementos principales que hacen viable su utilización; la mayor aceptación, aunque sea solo en forma gradual, se ha generalizando en algunos servicios y procesos, como es el caso de las bombas de alimentación a generadores de vapor, permitiendo que los responsables de estos sistemas de producción se fami-

liarizen más con estas unidades y adviertan las ventajas reales que pueden proporcionar en "algunos casos", desechando los sobredimensionados impulsores de velocidad constante y las altas pérdidas de potencia en las válvulas de control.

Como se destacó anteriormente, los costos relativos entre el accionamiento a velocidad variable y la energía desperdiciada en las unidades de velocidad constante diffieren para cada tipo de elemento motriz y método de variación de velocidad; pero el desarrollo tecnológico de los países industrializados en el área electrónica, ya convirtió a las unidades que operan bajo el principio eléctrico de control de la velocidad, en una manera de impulsión de bombas con ciertas ventajas relativas de costo, en relación a otras alternativas. En nuestros países, posiblemente otros factores intervengan en su aceptación o rechazo, como son la disponibilidad de recursos económicos, la limitación de divisas para la adquisición de tecnología sofisticada, etc.

Uno de los objetivos principales de este trabajo ha sido determinar la capacidad de planta límite; suponiendo un régimen de funcionamiento promedio, para la implementación del accionamiento de la bomba de alimentación a velocidad variable; en estas circunstancias, se puede afirmar que para plantas menores a 37.5 MW, difícilmente se recomienda su uso y se requiere de un análisis económico de la característica de los que se realizaron aquí, para realizar la decisión final. En plantas de mayor capacidad,

la implementación del accionamiento de las bombas de alimentación con unidades de velocidad variable es una necesidad, además de ser una decisión acertada y racional.

R E F E R E N C I A S .

- 1.- Viejo Zubicaray : " Bombas : Teoría, diseño y aplicaciones, Edit. Limusa, México 1981, p.p. 13 .
- 2.- Clark, F : " Industrial Equipment " , Edit. Wiley, New York 1983 , p.p. 146 .
- 3.- Goulds Pumps Inc.: " Goulds Pump Manual ", Seneca Falls 1984, p.p. 537.
- 4.- Messina, J.P. : " Características generales de los sistemas de bombeo y curvas de operación ", Edit. Blume , Madrid 1978 , p.p. 69 .
- 5.- Kittredge, C.P. : " Centrifugal Pumps Performance " , Revista POWER , Vol XIV, Núm. 8, New York 1977, p.p. 61.
- 6.- Stephen, M : " Operación de Plantas Industriales ", Edit. Mc Graw Hill, México 1982, p.p. 369 .
- 7.- Snyder, M. ; " Motovariadores de banda de velocidad variable, Manual de Bombas ", Edit. Mc Graw Hill, México 1979 , p.p. 6-149 .
- 8.- Snyder, M. : " Motovariadores de banda de velocidad variable, Manual de Bombas ", Edit. Mc Graw Hill, México 1979, p.p. 6-152 .
- 9.- Schumpeter, R. : " Power Transmissions Council ", New York 1976, p.p. 197.

- 10.- Conrad, L.A. : " Hidraulics Couples ", Pumps Hand-
book, Mc Graw Hill, New York 1976. p.p. 6.112.
- 11.- Hidraulics Institute : " Pumps Drivers ", Chicago/
New York 1980, p.p. 236 .
- 12.- Aguilar, M . : " Criterios de diseño de plantas ter-
moeléctricas ", Edit. Limusa, México 1981, p.p. 182.

B I B L I O G R A F I A .

- 1.- Aguilar, M.
"Criterios de Diseño de Plantas Termicas".
Edit. Limusa, México 1981.
- 2.- Asociación Nacional de Industrias del Bombeo.
" Curso de Selección de Bombas para Proceso ".
CANACINTRA , México 1984.
- 3.- Carpenter, P.E.
"The Power Handbook".
Editado por Power Magazine, New York 1983.
- 4.- Clark, F.
" Industrial Equipment ".
Edit. Wiley, New York 1983.
- 5.- Comisión Federal de Electricidad/Instituto de In
vestigaciones Eléctricas.
" Máquinas Hidráulicas , Manual de Diseño de Obras
Civiles ", Tomo A.2.4.
Editado por Comisión Federal de Electricidad, Mé-
xico 1981.
- 6.- Considine/Ross.
"Manual de Instrumentación Aplicada ", Tomo I y II.
Edit, C.E.C.S.A. , México 1976.

- 7.- División de Educación Continua Facultad de Ingeniería.
" Conservación y Uso Eficiente de la Energía "
Universidad Nacional Autónoma de México, México
1984.
- 8.- Encinas, P.
" Turbomáquinas Hidráulicas".
Edit. Limusa, segunda edición, México 1980.
- 9.- Enriquez, H.
"Elementos de Centrales Eléctricas".
Edit. Limusa, México 1982.
- 10.- Giles, R.V.
" Mecánica de Fluidos e Hidráulica".
Edit. Mc Graw Hill, México 1979.
- 11.- Goulds Pumps Inc.
"Goulds Pump Manual"
Seneca Falls, 1984.
- 12.- Hidraulic Institute.
" Pumps Drivers"
Chicago-New York 1980.
- 13.- Industrias Eléctricas de México.
" Aplicación del equipo eléctrico".
Segunda Edición, Editado por el Industrias Eléctricas de México ,S.A , México 1979.

- 14.- Industrias Eléctricas de México.
" Motores Eléctricos: Selección, Aplicación y Mantenimiento".
Editado por IEM, S.A. , México 1982.

- 15.- Instituto de Investigaciones Eléctricas.
" Boletín IIE".
Volúmen 7, Núm 4, Instituto de Investigaciones Eléctricas, México 1983.

- 16.- Karassik/Carter.
" Bombas Centrífugas ".
Edit. C.E.C.S.A , México 1976.

- 17.- Karassik/Krutzsch/Fraser/Messina.
"Manual de Bombas".
Edit. Mc Graw Hill, México 1983.

- 18.- Kittredge, C.P.
" Centrifugal Pumps Performance".
Revista Power, Vol. 90, Núm 8, agosto de 1980,
New York.

- 19.- Messina, J.P.
"Características generales de los sistemas de bombeo y curvas de operación".
Edit. Blume, Madrid 1978.

- 20.- Morse, T.F.
" Power Plant Engineering"
Edit, D. Van Nostrand Company Inc. New York 1970.
- 21.- Mitsui Co.
"Steam Power Plant"
Edit. Mitsui Co., 1982.
- 22.- Rishkin, V.Y.
" Centrales Termoeléctricas", Primera y Segunda
parte.
Edit. Mir Moscú, Moscú 1979.
- 23.- Santo, P.E.
" Centrales Eléctricas "
Edit. Gustavo Gili, Madrid 1971.
- 24.- Schumpeter, R.
" Power Transmissions Council"
Edit. Power Transmissions Council , New York,
1976.
- 25.- Stephen, E.
"Operación de Plantas Industriales".
Edit. Mc Graw Hill, México 1982.
- 26.- Viejo Zubicaray.
"Bombas: teoría, diseño y aplicaciones".
Edit. Limusa, México 1981.